

Х.Л.БОЛОТИН, Ф.П.КОСТРОМИН

---

# СТАНОЧНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

---

Х. Л. БОЛОТИН и Ф. П. КОСТРОМИН

# СТАНОЧНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Издание пятое, переработанное и дополненное

*Допущено Министерством высшего  
и среднего специального образования СССР  
в качестве учебного пособия для студентов  
машиностроительных специальностей высших учебных заведений*



МОСКВА  
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
1973



**Болотин Х. Л., Костромин Ф. П. Станочные приспособления.** Изд. 5-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1973, 344 с.

В книге рассмотрены основные вопросы конструирования и расчета приспособлений, механизмирующих и автоматизирующих процесс обработки деталей на металлорежущих станках. В ней анализируются не только приспособления к различным типам станков, но и приводы к ним и передаточные механизмы от приводов к приспособлениям.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов вузов и может быть использована в практической работе конструкторов и технологов механических цехов машиностроительных заводов.

Табл. 6, илл. 215, список лит. 37 назв.

**Рецензент:** Кафедра технологии механической обработки и металлорежущих станков Московского авиационного технологического института

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Намеченное XXIV съездом КПСС и новым пятилетним планом повышение производительности труда в промышленности вызывает необходимость дальнейшего и постоянного совершенствования производства различных видов новой техники, могущей обеспечить создание в кратчайшие сроки материально-технической базы коммунизма.

Одним из весьма эффективных путей совершенствования производства является повышение коэффициента оснащенности технологических процессов механизированной и автоматизированной оснасткой. Важнейшими элементами этой оснастки являются станочные приспособления. Поэтому задача повышения эффективности использования приспособлений становится актуальной.

За время, истекшее со дня выхода в свет четвертого издания данной книги, в машиностроении произошли значительные изменения: в машинах появились принципиально новые механизмы, существенно повысились требования к точности изготовления деталей, в производство внедрены новые технологические процессы. В связи с этим в настоящее издание книги внесены изменения и дополнения.

Введена, например, отдельная глава, посвященная вопросам определения погрешностей установки деталей в приспособлениях. Рассматриваются примеры автоматической обработки деталей малыми партиями на некоторых универсальных станках с программным управлением. Даны примеры оснастки для выполнения на одном станке совмещенных, не свойственных этому станку операций.

Приводятся соображения о целесообразности применения в приспособлениях планетарных передач (в частности, волновых) и зубчатых передач с зацеплением М. Л. Новикова и о возможности использования быстроходных шпинделей на воздушных (газовых) «подшипниках» для сверления отверстий весьма малых диаметров на многошпиндельных сверлильных станках.

Значительно полнее, чем в предыдущих изданиях, освещены теоретические основы конструирования приспособлений. В частности, почти все формулы даются с соответствующими выводами на базе более широкого использования таких общинженерных дисциплин, как «Соппротивление материалов», «Теория механиз-



мов», «Детали машин» и др. По-новому излагаются вопросы прочностного расчета зубчатых передач. Кроме того, полнее, чем в предыдущих изданиях, рассмотрены вопросы экономических расчетов и даны перспективы развития прогрессивных приспособлений.

При изучении курса «Технология машиностроения» авторы предлагают в качестве самостоятельного задания разобрать следующие вопросы.

1. Анализ методов расчета точности и рентабельности приспособлений.

2. Анализ существующих теоретических формул и вывод новых формул для использования их при силовом исследовании механизмов.

3. Оценка технологичности конструкций приспособлений.

4. Разработка конструкций приспособлений для сложных технологических операций, например, для токарной обработки деталей, не являющихся телами вращения.

5. Конструирование и методика расчета вакуумных приспособлений.

6. Совершенствование методики расчета приспособлений с гидропластмассой и с трубчатыми диафрагмами.

7. Разработка приспособлений с передачами Л. М. Новикова и с волновыми передачами, электромагнитных, электростатических и других приспособлений.

## ВВЕДЕНИЕ

Станочными приспособлениями называются дополнительные устройства к металлорежущим станкам, позволяющие наиболее экономично в заданных производственных условиях обеспечить заложенные в конструкции детали требования к точности размеров, формы и взаимного положения обрабатываемых поверхностей деталей.

К станочным приспособлениям относятся: устройства для установки и закрепления обрабатываемых деталей на станках (приспособления), устройства для установки и крепления режущего инструмента на станках (вспомогательный инструмент).

В современных производствах роль таких устройств настолько велика, что во многих случаях приспособления «сливаются» со станком так, что трудно найти границу между станком и приспособлением к нему. Существует, однако, множество типовых приспособлений в виде отдельных самостоятельных агрегатов, которые изготавливаются на специализированных заводах.

Однако любой машиностроительный завод все же вынужден изготавливать у себя некоторые специальные приспособления, чтобы обеспечить высококачественную и производительную обработку постоянно изменяющихся деталей в связи с модернизацией или сменой производственного объекта.

В стремлении создать наиболее совершенные образцы конструкций приспособлений, максимально расширить область использования высокоэффективных образцов, упростить их изготовление путем широкой нормализации отдельных элементов и узлов, облегчить пользование приспособлениями путем максимальной их механизации и автоматизации, производственные предприятия нашей страны, специализированные заводы и научно-исследовательские институты достигли высоких результатов. Поэтому вопросы конструирования и расчета приспособлений в нашей стране получили достаточно широкое научное обобщение и в машиностроительных вузах изучаются в виде специальных курсов или разделов курсов технологии машиностроения. Выработаны определенные методы изучения приспособлений в учебных заведениях. В данном пособии отражен наиболее рациональный, по



мнению авторов, метод изучения вопросов конструирования приспособлений с классификацией последних по видам станков.

По компоновке и методам использования приспособления можно разделить на следующие группы: специальные (СП), универсально-сборные (УСП), агрегатированные (АП), включающие специализированные наладочные (СНП) и универсально-наладочные (УНП) и универсальные (УП).

Специальные приспособления характерны для массового и крупносерийного производства. С помощью таких приспособлений на станках постоянно выполняются одни и те же операции. При коренном изменении этих операций или при исключении их из технологического процесса такие приспособления также заменяются, так как не могут быть использованы для каких-либо других операций в силу того, что конструкция основных деталей таких приспособлений и их компоновка обусловлены конструкцией только тех деталей, для обработки которых эти приспособления предназначались.

Универсально-сборные приспособления характерны для мелкосерийного производства, в котором станки используются для обработки разнообразных деталей сериями (иногда очень малыми). Такие приспособления легко собираются из нормализованных деталей, затем, после обработки серии однотипных деталей, легко разбираются и вновь собираются в другом виде для обработки серии других деталей или для выполнения других операций над теми же деталями.

Агрегатированные приспособления характерны для серийного производства. В этих приспособлениях имеется базовая нормализованная часть, на которой монтируются сменные «наладки», конструкция и компоновка которых обусловлены формой и размерами обрабатываемых деталей. После обработки серии одних деталей «наладка» сменяется и производится обработка других деталей. Особенно удобны такие приспособления для обработки подобных деталей, отличающихся лишь размерами однотипных поверхностей.

Универсальные приспособления относятся к группе приспособлений общего назначения, так как широко используются в различных производственных условиях без каких-либо дополнительных конструктивных доработок.

Правильность установки обрабатываемых деталей в приспособлении достигается применением специальных установочных элементов. Однако определившееся установочными элементами положение детали может быть нарушено в процессе обработки под действием сил резания. Чтобы этого не произошло, производят крепление детали в приспособлении с помощью специальных зажимных устройств. Но и правильно поставленная и надежно закрепленная деталь может быть обработана неточно, если не обеспечить неизменность ее положения относительно режущего инструмента в течение всего времени данной операции. Это дости-

гается согласованием рабочих движений обрабатываемой детали и инструмента с помощью специальных направляющих элементов, упоров, ограничителей, переключателей и т. п.

Помимо указанных элементов, в приспособлениях используются: делительные детали и механизмы, предназначенные для изменения положения обрабатываемой детали в приспособлении без нарушения ее положения относительно инструмента; детали и механизмы управления, предназначенные для приведения в действие приспособлений.

Все указанные элементы в специальных приспособлениях заключаются в единый корпус; некоторые универсальные приспособления не имеют единого корпуса; в случаях, когда одним приводом приводятся в действие несколько приспособлений, элементы управления объединяются в единый узел.

Вопросы конструирования, расчета и анализа конструкций приспособлений, а также рекомендации по их выбору в различных производственных условиях в учебных заведениях должны изучаться, как было сказано выше, в соответствии с классификацией приспособлений по типам станков.



## Глава I

# УСТАНОВКА ДЕТАЛЕЙ В ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

### § 1. ТИПЫ УСТАНОВОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Детали машин в процессе их обработки на станках образуют с режущим инструментом, как правило, двух- или трехподвижные кинематические пары, т. е. из шести независимых движений (степеней свободы), которыми обладает любое свободное в пространстве тело, сохраняют два или три независимых движения. Так, при обработке на токарном станке цилиндрической поверхности стержня в один проход обрабатываемая деталь вращается около своей оси, а инструмент поступательно перемещается параллельно этой оси, т. е. деталь и инструмент в процессе такой обработки образуют двухподвижную вращательно-поступательную кинематическую пару.

При обработке на том же станке той же поверхности или другой какой-либо криволинейной поверхности в несколько проходов указанная пара имеет три степени свободы, так как в процессе обработки деталь вращается, а инструмент перемещается поступательно в двух направлениях — параллельно и перпендикулярно оси детали.

Сущность установки детали при выполнении любой операции и состоит в лишении детали соответствующего числа степеней свободы, причем эта сущность не изменяется и от вида обработки. Например, при той же обработке цилиндрической поверхности на токарном станке деталь может совершать поступательное движение, а инструмент — вращательное. При выполнении этой операции на сверлильном станке обрабатываемая деталь обычно остается неподвижной, а инструмент совершает вращательное и поступательное движения.

Независимо от того, сколько степеней свободы сохраняет кинематическая пара инструмент—обрабатываемая деталь, последняя с приспособлением не образуют кинематической пары, так как деталь в приспособлении лишена всех степеней свободы, ибо относительно приспособления она должна быть неподвижной от начала до конца обработки заданной поверхности. Исключение составляет вращающаяся обрабатываемая деталь, установленная

на неподвижный центр (например, центр задней бабки токарного станка) и образующая с этим центром одноподвижную кинематическую пару. Но такую установку следует отнести к группе «неправильных установок».

Движения обрабатываемой детали, необходимые при выполнении некоторых операций, например при фрезеровании последовательно нескольких прорезей на цилиндрической или торцовой поверхности детали, при последовательном сверлении нескольких отверстий, расположенных на окружности определенного радиуса, не являются дополнительной степенью свободы, так как обработка

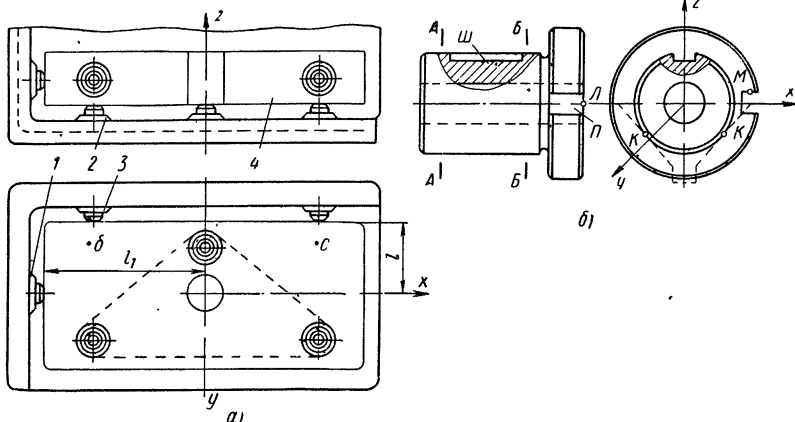


Рис. 1. Схема расположения основных опор

очередного паза или отверстия в рассматриваемых случаях по существу представляет обработку при новой установке.

Требуемое положение обрабатываемой детали в приспособлении и сохранность этого положения в процессе всей обработки обеспечивается установочными и зажимными элементами, так как обрабатываемая деталь своими базовыми поверхностями опирается на установочные элементы, которые называются опорами. Опоры можно разделить на две группы — основные и вспомогательные.

Основными называются неподвижные опоры, координирующие обрабатываемую деталь в приспособлении в трех взаимно перпендикулярных плоскостях, т. е. опоры, лишаящие деталь всех степеней свободы относительно приспособления. Максимально необходимое число таких опор равно шести. Отсюда вытекает правило шести точек, которым руководствуются при проектировании приспособлений.

Пусть, например, требуется установить в приспособлении прямоугольную плиту  $4$  (рис. 1,  $a$ ), в которой должно быть просверлено отверстие на расстояниях  $l$  и  $l_1$  от боковых поверхностей. Ось отверстия должна быть перпендикулярна нижнему основа-



нию плиты. Если в приспособлении установить три опоры 2 в одной горизонтальной плоскости и положить обрабатываемую деталь на эти опоры, то последние лишат деталь трех степеней свободы (двух вращательных относительно осей  $x$  и  $y$ ) и одной поступательной (относительно оси  $z$ ). Если на вертикальной стенке приспособления расположить еще две опоры 3 на расстоянии  $l$  от оси инструмента и довести обрабатываемую деталь до этих опор, то она будет лишена еще двух степеней свободы (одной вращательной относительно оси  $z$  и одной поступательной относительно оси  $y$ ). Если на второй вертикальной стенке приспособления имеется еще одна опора 1 на расстоянии  $l_1$  от оси инструмента, то при соприкосновении с этой опорой обрабатываемая деталь лишается последней степени свободы (поступательного движения в направлении оси  $x$ ). Таким образом, обрабатываемая деталь относительно приспособления становится неподвижной. В то же время в процессе обработки отверстия кинематическая пара инструмент—деталь должна иметь две степени свободы, причем независимо от того, на каком станке выполняется обработка. Если она выполняется, например, на сверлильном станке, то должны быть обеспечены вращательное и поступательное движения сверла относительно обрабатываемой детали. Если же обработка осуществляется на токарном станке, то возможно, например, вращательное движение сверла и поступательное движение детали, или, наоборот, вращательное движение детали и поступательное движение сверла.

Для других видов обработки необходимое число опорных точек для обеспечения неподвижности обрабатываемой детали относительно приспособления также не превышает шести. Например, при фрезеровании шпоночного паза III на цилиндрической детали (рис. 1, б), расположенного под определенным углом к пазу II во фланце детали, последняя должна быть установлена на четыре точки К, лежащие попарно в плоскостях А—А и В—В и лишаящие деталь четырех степеней свободы (двух вращательных и двух поступательных движений относительно осей  $x$  и  $z$ ), и еще на две точки Л и М, одна из которых лишает деталь поступательного движения вдоль оси  $y$ , а вторая — вращательного относительно той же оси.

Так как опоры воспринимают, кроме веса детали, еще силы зажима и силы резания, которые могут быть значительными, то их должны изготавливать из высокопрочных, износостойких материалов. Поэтому для опор применяют хромистую сталь 20Х и конструкционную сталь 20 с цементацией рабочих поверхностей опор на глубину 0,8—1,2 мм и закалкой до твердости HRC 58—62. Рабочие поверхности для обеспечения лучшего прилегания к ним обрабатываемой детали должны быть по возможности небольших размеров. Для легкой и быстрой замены опор в случае износа или повреждения необходимо обеспечить свободный доступ к ним.

Для того чтобы обрабатываемая деталь имела устойчивое положение на основных опорах, последние следует располагать на максимально возможном расстоянии друг от друга, причем так, чтобы силы резания и зажима находились либо против опор, либо между ними вблизи какой-либо опоры. По условиям обработки это требование не всегда может быть выдержано и деталь, установленная на основные опоры, хотя бы и размещенные в наиболее выгодном положении, часто оказывается неустойчивой под действием сил резания. Например, плита 4 (рис. 1), поставленная на три основные опоры 2, оказывается вполне устойчивой только при сверлении отверстий, расположенных в пределах контура треугольника опор (на рис. 1, штриховая линия), и теряет устойчивость при сверлении отверстий, расположенных за пределами контура указанного треугольника, например в точках *б* и *с*. Неустойчивость эта может быть вызвана силой подачи инструмента, или силой зажима, под действием которых возможна деформация детали или даже ее поломка.

Чтобы исключить эти явления, можно увеличить число основных опор (принять больше шести), но только в том случае, когда обрабатываемая деталь устанавливается в приспособлении обработанными поверхностями и обеспечен одинаковый уровень всех опор в каждой из установочных поверхностей и точное взаимное положение этих поверхностей.

В тех случаях, когда обрабатываемая деталь устанавливается в приспособлении необработанными поверхностями (обычно это имеет место на первых операциях), нельзя увеличивать число основных опор в каждой из трех координатных плоскостей, так как это приводит к неправильному положению детали. Это объясняется тем, что при большом числе опор необработанная деталь может занять неустойчивое положение или установится с перекосом на опорах.

Во избежание этих явлений, целесообразно в местах приложения сил резания (в рассматриваемом случае в точках *б* и *с*) и сил зажима применять подвижные, так называемые, вспомогательные опоры, которые включаются в работу только после того, как деталь займет определенное положение на основных опорах. Число вспомогательных опор определяется конфигурацией и жесткостью обрабатываемой детали, условиями обработки и т. п., поэтому может быть различным.

## **§ 2. ОСНОВНЫЕ ОПОРЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ ПЛОСКИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ**

Для установки деталей плоскими поверхностями в приспособлениях чаще используют цилиндрические (рис. 2, *а*) и пластинчатые (рис. 2, *б*, *в* и *г*) опоры. Цилиндрические опоры называют штырями, а пластинчатые — пластинками.

Штыри применяют с гладкой плоской или с насеченной и сферической головками. Штыри с гладкой головкой предназна-

чаются для деталей с обработанными установочными плоскостями, с насеченной и сферической — для деталей с необработанными плоскостями. Штыри со сферической головкой, как более изнашивающиеся, применяются в случаях особой необходимости, например при установке узких деталей необработанной поверхностью, чтобы получить максимальное расстояние между опорными точками. Штыри с насеченной головкой применяют для установки деталей по необработанным боковым поверхностям вследствие того, что они обеспечивают более устойчивое положение

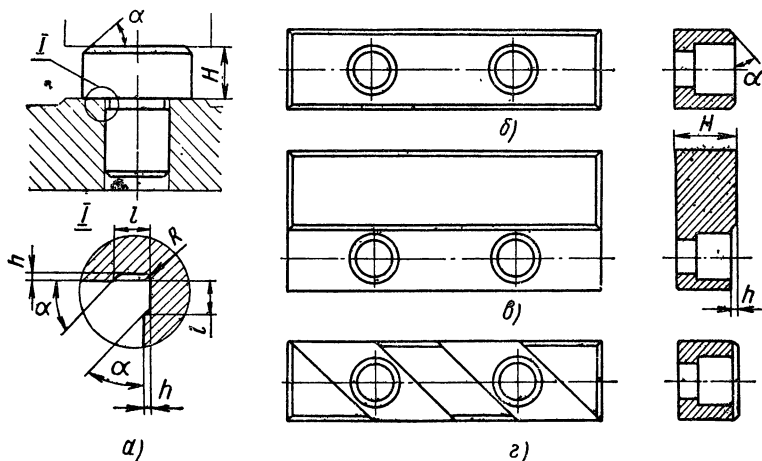


Рис. 2. Опоры для плоских поверхностей

обрабатываемой детали и поэтому в некоторых случаях позволяют затрачивать меньше сил для ее закрепления. При использовании таких опор в качестве горизонтальных следует учитывать трудность очистки их от стружки.

В приспособлении штыри обычно устанавливают с тугой или глухой посадкой 2-го класса точности в отверстия, обработанные непосредственно в корпусе. Опорные площадки на корпусе для головок штырей делают слегка выступающими для того, чтобы можно было одновременно обрабатывать их в одной плоскости. Иногда в отверстия корпуса приспособления запрессовывают переходные закаленные втулки, в которые штыри входят с плотной или скользящей посадкой 2-го класса точности.

Применение переходных втулок сокращает время, необходимое для ремонта приспособления. Торцы переходных втулок должны быть отшлифованы и находиться в одной плоскости, а высота  $H$  головки штырей должна быть выдержана по скользящей посадке 2-го или 1-го класса точности.

Для обеспечения точной обработки стержня штыря под его головкой делается выточка по форме, указанной на рис. 2, а.

Для облегчения передвижения обрабатываемой детали по штырям с плоской головкой и для безопасного удаления стружки вручную на головке такого штыря создают фаску под углом  $\alpha = 45^\circ$ . Такая же фаска должна быть на нижнем торце любого штыря, чтобы облегчить посадку его в отверстие корпуса. Под головкой штыря для удобства шлифования стержня должна быть канавка шириной  $b = 0,8 \div 2,5$  мм с углублениями  $h = 0,25 \div 0,5$  мм.

При конструировании таких опор необходимо предусматривать возможность удаления изношенного штыря. С этой целью отверстие для штыря следует делать сквозным. В настоящее время на такие опоры имеется стандарт, в котором они называются постоянными.

Наиболее распространенная конструкция пластинки приведена на рис. 2, б. Пластина закрепляется на корпусе приспособления двумя или тремя винтами М6, М8, М10 или М12 в зависимости от размера поперечного сечения ее. Для облегчения передвижения обрабатываемой детали, а также для безопасной очистки приспособления от стружки вручную на рабочей поверхности пластины делают фаску под углом  $\alpha = 45^\circ$ .

Головки винтов, крепящих пластину, обычно утопают на 1—2 мм относительно рабочей плоскости пластины, образуя углубления, в которых, так же как и в промежутках между головками и отверстиями для них, скопляется мелкая стружка. Это создает трудности при очистке приспособления. Поэтому такие пластины целесообразно применять только в качестве вертикальных или верхних опор. Эти пластины можно использовать также в качестве предварительных горизонтальных направляющих для загрузки обрабатываемых деталей в приспособление.

Пластина, показанная на рис. 2, в, не имеет указанных недостатков, так как в ней отверстия для крепежных винтов вынесены за пределы рабочей поверхности, причем та часть пластины, где располагаются винты, уменьшена относительно рабочей поверхности на величину  $h = 1 \div 2$  мм. Этим в значительной мере облегчается очистка опор от стружки, но неизбежно увеличивается ширина пластины, что создает меньше удобства в отношении размещения пластинок в приспособлении.

Стремление получить наиболее компактную конструкцию привело к созданию пластин с косыми углублениями для отверстий под винты (рис. 2, г). Косое расположение пазов позволяет непрерывно направлять обрабатываемую деталь при перемещении ее по пластинам (если такое перемещение необходимо) и способствует более эффективной очистке установочной поверхности детали. В отношении очистки косых углублений от стружки эти опоры менее удобны по сравнению с опорами, показанными на рис. 2, в.

Установочные детали укрепляются на узких выступах корпуса приспособления, чем обеспечивается легкость и удобство очистки их от стружки, так как между этими выступами накапливающаяся

стружка не мешает правильной установке детали и может быть удалена не после обработки каждой детали. При этом можно автоматически удалять стружку, если промежутки между опорами на корпусе приспособления выполнить наклонными, не уменьшая жесткость приспособления, его габаритные размеры и вес.

Существуют оптимальные размеры пластин, разработаны нормы и стандарты на эти детали, которыми следует руководствоваться при проектировании приспособлений.

Высоту  $H$  пластин (как и головок рассмотренных выше штырей), предусмотренную в нормалях и стандартах, не следует рассматривать как определяющую расстояние от опорной поверхности

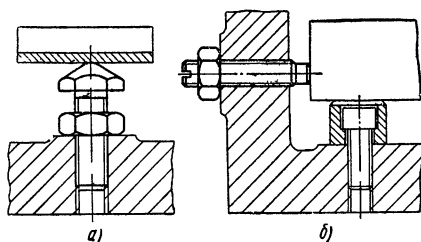


Рис. 3. Регулируемые опоры

обрабатываемой детали до корпуса приспособления. Это расстояние следует выбирать в зависимости от количества накапливающейся при обработке стружки.

Смещение пластин при сборке приспособления за счет зазора между крепежными винтами и отверстиями для них не влияет на положение поставленной на пластины

обрабатываемой детали. Однако в случаях, когда силы, действующие на деталь, создают угрозу такого смещения в процессе обработки, пластины изготавливают с усиленным поперечным сечением и пригоняют без зазора в пазы корпуса приспособления.

Площадки на корпусе приспособления для пластин (как и для штырей) целесообразно шлифовать или, в крайнем случае, шабрить, что позволяет дольше сохранить одинаковый уровень установочных поверхностей всех опор.

Если на установочной поверхности обрабатываемой детали имеется припуск, который удаляется при выполнении последующих операций и который для различных партий деталей может быть неодинаковым, или форма установочной поверхности деталей может оказаться также неодинаковой, то применяются, так называемые, регулируемые опоры (рис. 3, а) также стандартизованные.

Регулируемыми часто делают боковые опоры (рис. 3, б). Регулируется одна опора в любой установочной плоскости. Однако в мелкосерийном производстве, где производится обработка деталей разных размеров при использовании одного и того же приспособления, иногда делают все опоры регулируемыми. Регулирование опор обычно выполняет наладчик.



### § 3. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ОПОРЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ ПЛОСКИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В практике используют два типа вспомогательных опор: самоустанавливающиеся и подводимые.

Самоустанавливающаяся индивидуальная опора показана на рис. 4. Под действием легкой пружины 8 плунжер 4 остается в соприкосновении с обрабатываемой деталью 5, расположенной на основных опорах. При стопорении плунжера боковым винтом 1 через стержень 2 и сухарь 3 плунжер превращается в жесткую опору. Втулка винта 1 удерживается от проворачивания стопорным винтом.

Угол  $\alpha$  скоса плунжера должен быть самотормозящим (не более  $6^\circ$ ), в противном случае возможен принудительный подъем обрабатываемой детали с основных опор при завинчивании винта 1.

В целях предохранения плунжера от засорения мелкой стружкой и от заедания в конструкции предусмотрена втулка 7, помещенная

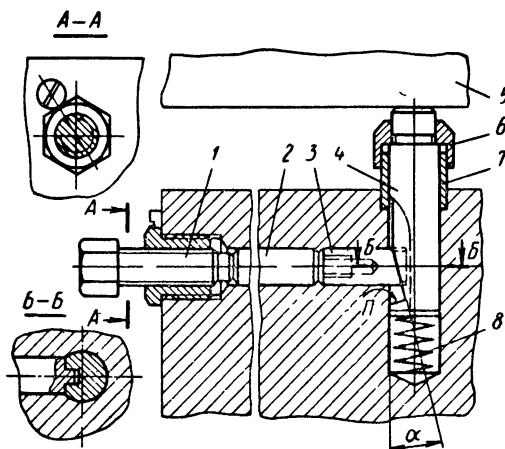


Рис. 4. Самоустанавливающаяся опора

в корпус по глухой посадке, и колпачок 6 надетый на плунжер с той же посадкой. Плунжер помещается в отверстии по посадке скольжения 3-го класса точности. Колпачок и втулка изготовляют из углеродистой стали без закалки, плунжер обязательно закаливают. Шпоночный выступ сухаря 3, входящий в продольный паз плунжера, удерживает плунжер от проворачивания. Наклонная плоскость  $\Pi$  предохраняет плунжер от выпадения при опрокидывании приспособления. Резьбовое отверстие в сухаре 3 предназначено для ввинчивания в него оправки, с помощью которой при сборке опоры легко совместить шпоночный конец сухаря с пазом плунжера, а также вынуть сухарь, при необходимости, из глубокого отверстия приспособления.

Пружина 8 должна только слегка выдвигать плунжер, когда он освобожден от действия стопорного винта 1. Такое положение плунжера обязательно перед установкой каждой детали. При несоблюдении этих условий очередная деталь при установке может не попасть на все основные опоры или не будет касаться вспомогательной опоры. Плунжер 4 в свободном состоянии должен выступать над основными опорами настолько, чтобы обрабатываемая

деталь при установке своим весом легко погружала плунжер до тех пор, пока она соприкасается с основными опорами.

Если требуется применить одновременно несколько вспомогательных опор, которые при малом весе обрабатываемой детали могут приподнять ее с основных опор, необходимо поджимать деталь к ним вручную до момента стопорения опор. При этом в целях экономии времени и устранения возможности оставить отдельные опоры незажатыми при обработке детали или зажатыми при ее установке рекомендуется все опоры стопорить одним зажимом.

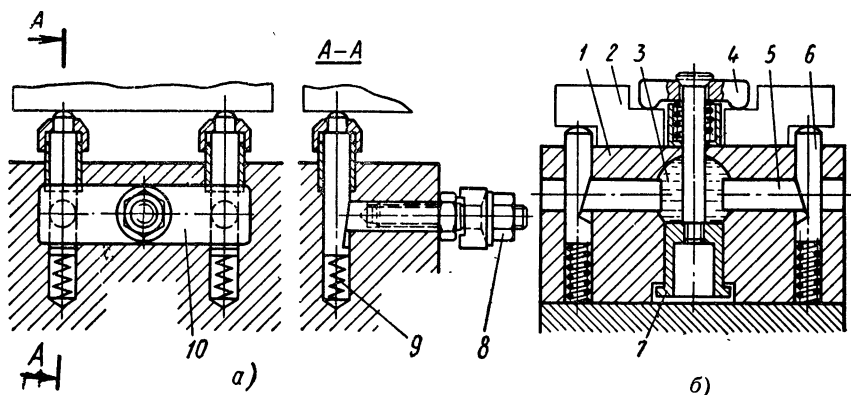


Рис. 5. Одновременное управление двумя самоустанавливающимися опорами:  
 а — с помощью резьбового зажима; б — с помощью гидропластмассы

Одновременное управление системой опор может быть осуществлено с помощью одной или нескольких планок 10 (рис. 5, а) и одного резьбового зажима 8. При освобожденном зажиме каждый из плунжеров под действием своей пружины 9 самостоятельно входит в соприкосновение с обрабатываемой деталью, что является исходным требованием при конструировании узлов с одновременным управлением группой опор.

Для группового зажима опор иногда используют гидропластмассу, сжимаемую ручным или механическим приводом. Пример одной из таких конструкций приведен на рис. 5, б. Под действием гидропластмассы 3 обрабатываемая деталь 2 при помощи прихвата 4, опускающегося вследствие перемещения втулки 7 вниз, прижимается к опоре 1. Вспомогательные опоры 6 при этом фиксируются с помощью стержней 5, перемещающихся также под действием гидропластмассы.

Конструкция подводимой опоры, также допускающая групповое управление опорами, показана на рис. 6, а. Опора 4 входит в соприкосновение с обрабатываемой деталью 5, так же как рассмотренная самоустанавливающаяся опора, при помощи легкой пружины 2, действующей на клин 8 с углом  $\alpha = 8 \div 10^\circ$ . Выключ-

чение опоры осуществляется поворотом валика 3 в положение I. Это положение фиксируется с помощью винта 6, находящегося на внешнем конце валика 3 и штыря 7, запрессованного в боковую стенку корпуса приспособления. Клин 1 при этом оказывается в рабочем положении до тех пор, пока валик 3 не будет повернут в обратную сторону.

Пример группового управления подводимыми опорами показан на рис. 6, б. Обрабатываемую деталь 11 устанавливают на

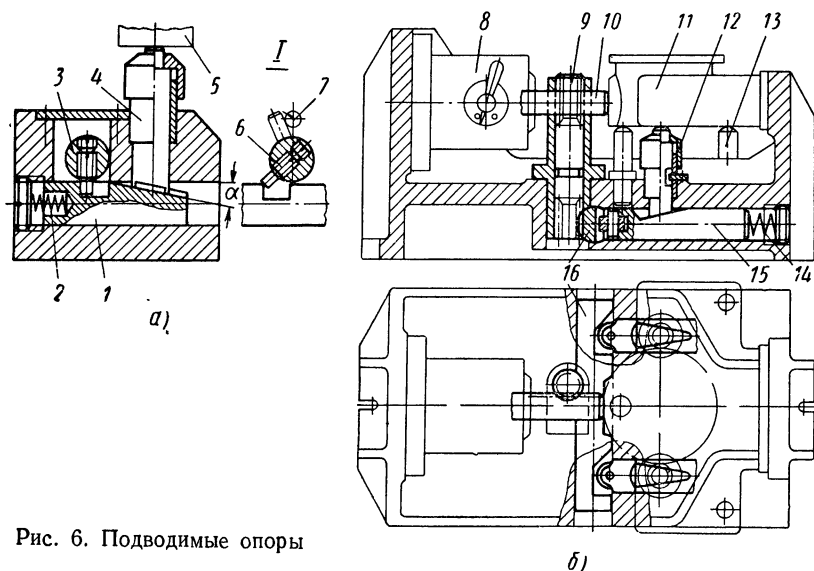


Рис. 6. Подводимые опоры

три основные опоры 13 и закрепляют реечным штоком 10 пневмоцилиндра 8. При рабочем движении штока поворачивается зубчатый валик 9, который перемещает реечный стержень 16 так, что клинья 15 под действием пружин 14 входят свободно в пазы стержня 16 и подводят опоры 12 к обрабатываемой детали 11 до момента окончательного закрепления детали. При раскреплении детали стержень 16 наклонными стенками пазов выталкивает клинья 15 вправо, преодолевая сопротивление пружин 14. Опоры 12 при этом опускаются так, что их рабочие поверхности становятся ниже рабочих поверхностей основных опор 13 и не мешают установке очередной детали на эти опоры.

#### § 4. ОПОРЫ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ, УСТАНОВЛИВАЕМЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Для установки деталей наружными цилиндрическими поверхностями чаще всего используются призмы, а внутренними — пальцы цилиндрические и конические.

Призмой в приспособлениях (рис. 7) принято называть установочную деталь высотой  $H$  с рабочей поверхностью в виде паза с углом  $2\alpha$ , равным  $60, 90$  или  $120^\circ$ , предназначенную прежде всего для обработки поверхностей, определенным образом расположенных относительно установочной цилиндрической поверхности детали. Поэтому в дополнение к крепежным винтам 1, которые проходят в отверстия призмы с зазором, применяют два контрольных штифта 2. Эти штифты без зазора пригоняются как по отверстиям призмы, так и по отверстиям корпуса приспособления. Штифты предохраняют призму от возможных смещений вследствие наличия зазоров между призмой и крепежными винтами.

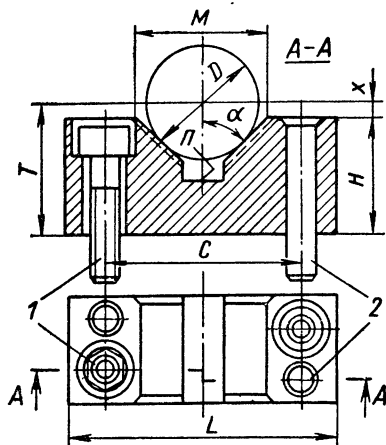


Рис. 7. Призма

Прямоугольный паз  $\Pi$  служит для удобства шлифования рабочих плоскостей призмы. При использовании двух или нескольких призм для установки одной детали рабочие плоскости всех призм шлифуются одновременно. Фаски на торцах рабочего паза призмы служат для безопасной очистки приспособления от стружки, а также для удобства передвижения обрабатываемой детали.

Для установки ступенчатых валов применяют узкие призмы, а для установки крупных дета-

лей — сварные или чугунные со сменными стальными закаленными пластинками на рабочих наклонных поверхностях.

На чертеже призмы обязательно должны быть показаны размеры  $M, T$  и  $D$ . Размер  $D$  является номинальным диаметром детали, для установки которой предназначается призма. Размером  $M$  пользуются при разметке и грубой обработке призмы, размером  $T$  — при контроле призмы после окончательной обработки.

При заданном размере  $D$  обрабатываемой детали и угле  $\alpha$  призмы размеры  $L, M, H$  и др. находятся по таблицам нормалей, а размер  $T$  подсчитывается с требующейся точностью по формуле

$$T = H + x = H + \left( \frac{0,5D}{\sin \alpha} - \frac{0,5M}{\operatorname{tg} \alpha} \right) = H + \frac{0,5}{\sin \alpha} (D - M \cos \alpha); \quad (1)$$

$$\text{при } \alpha = 45^\circ \quad T \approx H + 0,707D - 0,496M;$$

$$\text{при } \alpha = 60^\circ \quad T \approx H + 0,577D - 0,287M;$$

$$\text{при } \alpha = 30^\circ \quad T \approx H + D - 0,866M.$$

Пальцами в приспособлениях называют установочные детали, на которые обрабатываемая деталь надевается своими обработанными отверстиями. Обычно используют два пальца, так как большее количество не повышает точность установки детали, а изготовление приспособления при этом значительно усложняется. Установочные пальцы запрессовывают в корпус приспособления или свободно вставляют в него с последующим затягиванием винтом или гайкой.

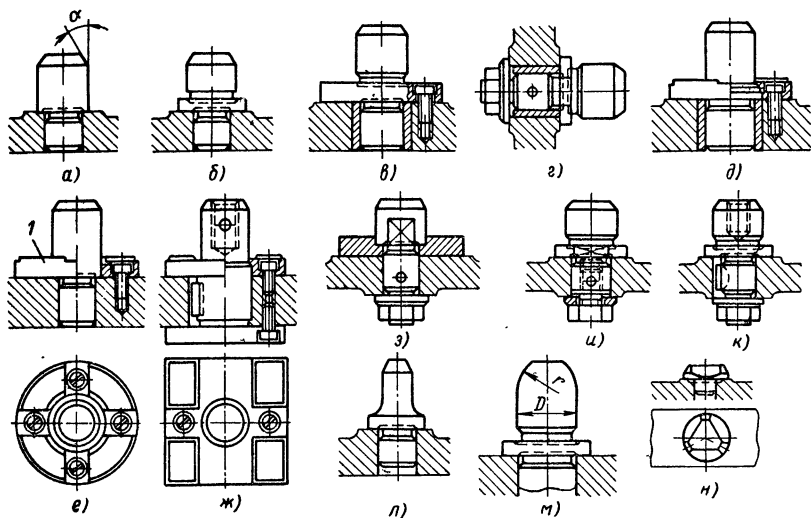


Рис. 8. Установочные пальцы

Если по условиям работы не требуется частая смена пальцев, то их запрессовывают в корпус по легкопрессовой посадке 2-го класса точности (рис. 8, а и б).

Для ускорения смены пальцев вследствие их износа, что встречается при установке на пальцы тяжелых деталей, рекомендуется применять конструкции с закаленными втулками (рис. 8, в, г, д). Смену таких пальцев легко осуществить непосредственно на рабочем месте. Смену запрессованного пальца непосредственно на станке осуществить почти невозможно, так как отверстия для пальцев в этих случаях нередко приходится дополнительно растачивать с соблюдением точных допусков между осями.

В случаях, когда значительные силы зажима и силы резания изнашивают буртик быстрее стержня пальца, вместо буртиков применяют сменные шайбы 1 (рис. 8, д, е, ж и з). Преимущество применения шайб состоит еще и в том, что рабочую плоскость шайбы легко шлифовать для достижения единого уровня с другими опорами при вынутом пальце, что невозможно осуществить при пальцах с буртиками.



При проектировании крупных приспособлений рекомендуется применять крепление пальцев за буртик (рис. 8, в) или за сменную шайбу (рис. 8, ж и д), а не за хвостовик (рис. 8, з, и, к), чем облегчается ремонт приспособления, так как устраняется необходимость поворота всего приспособления при ремонте. При расположении пальца в вертикальной стенке (рис. 8, г) возможны два способа крепления. Конструкции, показанные на рис. 8, д и ж, характерны тем, что в них сменные буртики (шайбы) удерживают пальцы от выпадания при опрокидывании приспособления.

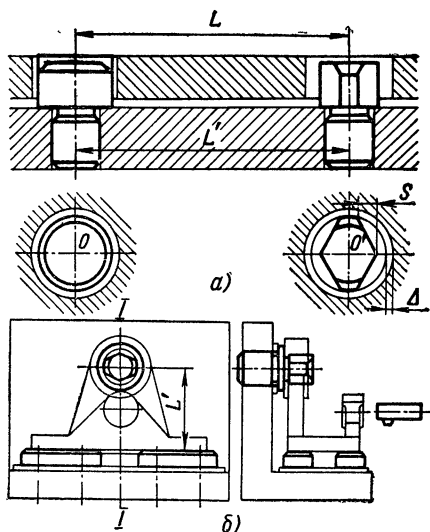


Рис. 9. Схемы установки деталей:  
а — на два пальца; б — на палец и плоскость

Конструкции (рис. 8, л и а) применяются только в тех случаях, когда обрабатываемая деталь прилегает не к буртику пальца, а к другим опорам, причем конструкция (рис. 8, л) применяется при диаметре установочных отверстий детали не более 8 мм или в случаях, когда на палец не действуют значительные силы, приводящие к поломке пальца.

Конструкции со шпонкой, показанные на рис. 8, ж и к, применяются в случаях, когда палец используется не только для установки обрабатываемой детали, но и для резьбового зажима ее.

При значительных силах зажима предпочтнее следует отдавать конструкции, изображенной на рис. 8, ж.

При конструировании пальцев следует особое внимание обращать на размеры приемной части. Чтобы облегчить надевание на палец детали, на его торце следует создавать широкую фаску под углом  $\alpha = 45^\circ$  или выполнять приемную часть пальца по форме конструкции, показанной на рис. 8, м со скруглением радиуса  $r = (1,5 \div 2) D$ . При установке детали на один палец диаметр рабочей части пальца выполняется по ходовой посадке или по посадке движения 2-го или 1-го класса точности.

При установке детали на два пальца боковые поверхности одного из них, как правило, срезают (рис. 9, а). Также срезают палец при установке детали не на два, а на один палец и на плоскость, параллельную его оси (рис. 9, б). Срезание пальцев облегчает надевание на них детали вследствие того, что в первом случае в направлении линии  $O-O'$  центров пальцев, во втором — в направлении оси  $I-I$  возникает в соединении обрабатываемой детали с пальцами дополнительный зазор  $\Delta S = S - \Delta$ , компен-

сирующий погрешность расстояний между осями установочных отверстий обрабатываемой детали  $L$  и между осями установочных элементов приспособления  $L'$ . Форма среза зависит от размеров поперечного сечения пальца. Выбор формы обусловлен стремлением сохранить, по возможности, большее поперечное сечение, а следовательно, и максимальную прочность пальца. Чем уже оставшаяся цилиндрическая часть пальца, тем больше дополнительный зазор. Однако чрезмерное сужение этой поверхности усиливает ее износ. Вследствие этого цилиндрическую часть пальца целесообразно оставлять по возможности шире.

Помимо цилиндрических пальцев, в практике находят применение конические пальцы (рис. 8,  $n$ ), на которые обрабатываемая деталь при установке опирается по окружности отверстия торца. Для лучшего центрирования детали на таких пальцах их конические поверхности срезают тремя плоскостями, чем обеспечивается соприкосновение обрабатываемой детали с пальцем по трем ограниченным участкам конуса пальца, расположенным под углом  $120^\circ$  друг к другу.

Все рассмотренные конструкции пальцев нормализованы, а некоторые из них стандартизованы.

## Глава II

### ПОГРЕШНОСТИ УСТАНОВКИ ДЕТАЛЕЙ В ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

#### § 5. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Погрешности, возникающие в процессе изготовления деталей машин, неизбежны, так как обусловлены множеством неточностей, сопровождающих любой производственный процесс. Уже в самом начале разработки конструкции машины или механизма, именно при разработке рабочих чертежей деталей, конструктор, учитывая будущие отклонения размеров деталей в процессе производства, назначает так называемые, допуски на изготовление деталей, т. е. определяет границы, в пределах которых может находиться тот или другой размер детали. Эти границы отмечаются на чертеже детали в виде наибольшего и наименьшего предельных отклонений. Чем меньше разность этих отклонений, тем ближе действительный размер детали к расчетному и тем более совершенны машины, собираемые из деталей с такими размерами.

Влияние, получающегося в пределах допуска, различия размеров деталей на точность машин можно уменьшить и не повышая точность деталей. В производстве это достигается обычно применением так называемой, селекционной сборки и введением в конструкцию механизма деталей-компенсаторов (прокладок, шайб, дистанционных колец и др.). Эти меры позволяют производить машины более высокого класса точности по сравнению с классом точности деталей, из которых состоят машины. Можно, например, при изготовлении деталей по 2-му классу точности получить машины 1-го класса точности.

Указанные выше компенсаторы позволяют компенсировать неточности размеров деталей в направлении осей или в направлениях, параллельных осям, но не компенсируют неточности размеров в радиальных направлениях. В последние годы появились пластмассовые компенсаторы, которые позволяют компенсировать неточности и радиальных размеров. Однако и селекционная сборка, и применение компенсаторов увеличивают продолжительность сборочных операций, ограничивают взаимозаменяемость деталей и, следовательно, усложняют процесс производства и эксплуатации машин. Поэтому при массовом производстве изделий, воз-

можно только при полной взаимозаменяемости деталей, обеспечивающей в процессе эксплуатации машин замену любой детали любой другой такой же деталью, необходимо уменьшать допуски на изготовление деталей.

Правильно выбрать степень точности изготовления деталей можно только при точном учете всех возникающих в процессе производства погрешностей, к которым относятся: погрешности, обусловленные выбранным способом базирования детали при обработке на станках; погрешности размещения (установки) детали в приспособлении; обусловленные колебаниями сил резания и сил закрепления детали в приспособлении; погрешности изготовления деталей самого приспособления, погрешности, связанные с износом инструментов, вызываемые упругой деформацией системы станок—приспособление—инструмент—деталь и др.

В настоящее время все описанные в литературе методы расчета точности обработки деталей исходят из положения о том, что сумма возможных погрешностей, возникающих при обработке деталей, не должна превышать величину допуска, установленного на тот размер детали, который должен быть выдержан при выполнении данной операции. Однако единой методики определения суммарной погрешности пока не выработано. Ниже кратко рассматривается наиболее приемлемая из этих методик [10].

Сумма всех погрешностей определяется из выражения

$$\sum \varepsilon = K\varepsilon_{\text{баз}} + \varepsilon_{\text{уст}} + \varepsilon_{\text{обр}} + [\varepsilon]_{\text{пр}}, \quad (2)$$

- где  $K = 0,8 \div 0,85$  — коэффициент уменьшения погрешности  $\varepsilon_{\text{баз}}$  вследствие того, что действительные размеры установочной поверхности редко равны предельным;
- $\varepsilon_{\text{баз}}$  — погрешность базирования при выполнении данной операции;
- $\varepsilon_{\text{уст}}$  — погрешность установки, возникающая под действием зажимных сил и сил резания;
- $\varepsilon_{\text{обр}}$  — погрешность обработки детали на предыдущих операциях;
- $[\varepsilon]_{\text{пр}}$  — погрешность, допустимая для данного приспособления и вызываемая неточностью его изготовления и использования.

Величина  $\varepsilon_{\text{обр}}$  приближенно может быть определена по величине средней экономической точности обработки, значения которой для различных видов обработки приводятся в справочниках. Эту величину можно определить следующим образом:

$$\varepsilon_{\text{обр}} = K' \omega,$$

- где  $\omega$  — табличное значение средней экономической точности;
- $K' = 0,6 \div 0,8$  — коэффициент уменьшения величины  $\omega$ , которым учитывается изменение табличных данных.

Если допуск на размер детали равен  $\delta$ , а сумма всех погрешностей  $\sum \varepsilon$ , то необходимо, чтобы соблюдалось условие

$$\sum \varepsilon \leq \delta.$$

Подставляя значение  $\sum \varepsilon$  из выражения (2) в это условие, получим

$$K\varepsilon_{\text{баз}} + \varepsilon_{\text{уст}} + K'\omega + [\varepsilon]_{\text{нр}} \leq \delta,$$

откуда

$$[\varepsilon]_{\text{нр}} \leq \delta - (K\varepsilon_{\text{баз}} + \varepsilon_{\text{уст}} + K'\omega). \quad (3)$$

Если  $K\varepsilon_{\text{баз}} + \varepsilon_{\text{уст}} + K'\omega > \delta$ , то какая-то из слагаемых величин превышена при подсчете, или величина допуска  $\delta$  назначена необоснованно малой. Если допуск выбран правильно, то следует уменьшить каждое слагаемое выражения (3). Уменьшить величину  $\varepsilon_{\text{уст}}$  можно путем изменения способа крепления деталей или изменением типа приспособления. Уменьшить величину  $\omega$  можно путем выбора более точных способов обработки детали при выполнении предшествующих операций.

Подсчитанная по формуле (3) величина  $[\varepsilon]_{\text{нр}}$  должна быть равна сумме погрешностей, возникающих в процессе производства и использования приспособлений:

$$[\varepsilon]_{\text{нр}} = \sum \delta_i + \delta_{\text{уп}} + \delta_s + \delta_n,$$

где  $\delta_i$  — допуски на изготовление отдельных деталей приспособления (указываются на рабочих чертежах деталей);

$\delta_{\text{уп}}$  — погрешности установки приспособления на станке, обусловленные неточностью обработки посадочных мест деталей приспособления;

$\delta_s$  — погрешности, связанные с колебаниями зазоров, обусловленные допусками на размеры установочных элементов приспособления и допусками на посадочные поверхности обрабатываемой детали;

$\delta_n$  — погрешности, возникающие вследствие перекоса инструмента в направляющих для него.

Из последнего равенства получаем величину допуска на размер, который должен быть поставлен на сборочном чертеже приспособления

$$\delta_c = \sum \delta_i = [\varepsilon]_{\text{нр}} - (\delta_{\text{уп}} + \delta_s + \delta_n).$$

Таким образом, после разработки конструкции приспособления следует определить расчетом (или выбрать из таблиц) величины  $\delta_{\text{баз}}$ ,  $\delta_{\text{уст}}$  и  $\delta_{\text{обр}}$ ; по формуле (3), используя найденные величины, определить  $[\varepsilon]_{\text{нр}}$ ; распределить эту величину по допускам  $\delta_i$  размеров деталей приспособления с учетом погрешностей  $\delta_{\text{уп}}$ ,  $\delta_s$  и  $\delta_n$ ; отметить допуски  $\delta_i$  на рабочих чертежах деталей приспособления; вычислить допуск  $\delta_c$  и указать его на сборочном чертеже приспособления.

На многих предприятиях вопросы точности приспособлений решаются на основе нормативов, обусловленных местными производственными возможностями. Поэтому необходимы дальнейшие исследования и эксперименты по выработке единой методики точностных расчетов при конструировании приспособлений.

### § 6. ПОГРЕШНОСТИ БАЗИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ИХ УСТАНОВКИ

Погрешности базирования  $\varepsilon_{баз}$  при установке детали плоской поверхностью. Рассмотрим первый случай, в котором требуется выдержать размер  $h$ . Установочная поверхность  $A$  совпадает с исходной (рис. 10, а), от которой выдерживается размер  $h \pm \frac{\delta}{2}$ . В этом случае  $\varepsilon_{баз} = 0$ .

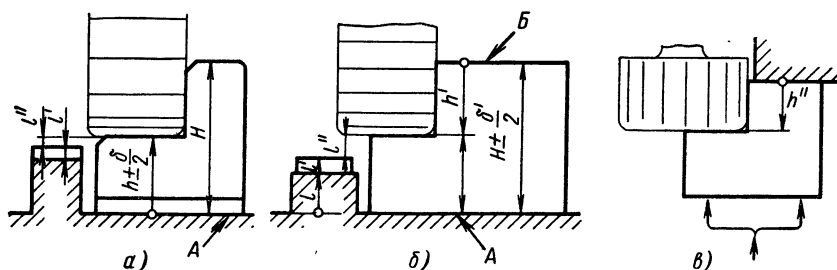


Рис. 10. Схемы для определения погрешности установки деталей на плоскости

Во втором случае требуется выдержать размер  $h'$ . Следовательно, установочная поверхность  $A$  не совпадает с исходной поверхностью  $B$  (рис. 10, б). В этом случае, очевидно, погрешность базирования равна допуску на размер  $H$ , т. е.  $\varepsilon_{баз} = \delta'$ . Если допуск на размер  $H$  равен  $\delta'$ , а на размер  $h'$  равен  $1,1\delta'$ , то во избежание указанной погрешности базирования размер  $H-h'$  должен быть выдержан с допуском  $x = 1,1\delta' - \delta'$ . При  $\delta' = 0,3 \text{ мм}$   $x = 0,03 \text{ мм}$ . Таким образом, промежуточный размер  $H-h'$  должен быть выполнен со значительно более высокой степенью точности, чем размер  $h'$ , координирующий взаимное положение рабочих поверхностей  $A$  и  $B$  детали. При этом потребуется применить высокоточный метод обработки, а к точности приспособления предъявить высокие требования, так как получившийся допуск на размер  $H-h'$  должен быть распределен на три размера приспособления: 1) размер  $l$  от установочной поверхности приспособления до места крепления пластины, по которой устанавливается инструмент; 2) размер  $l'$  этой пластины и 3) размер  $l''$  от пластины до инструмента.

Если в рассматриваемом случае допуск на размер между исходной поверхностью и поверхностью обработки меньше допуска между исходной и установочной поверхностями, то приня-

тый способ базирования вообще применить нельзя, так как в этом случае допуск на расстояние между установочной и обрабатываемой поверхностями получается отрицательным. Поэтому в таких случаях необходимо совмещать установочную поверхность с исходной (рис. 10, в).

Погрешность базирования  $\epsilon_{баз}$  детали наружной цилиндрической поверхностью при одинаковом в разных случаях допуске  $\delta$  на диаметр детали. Пусть необходимо выдержать раз-

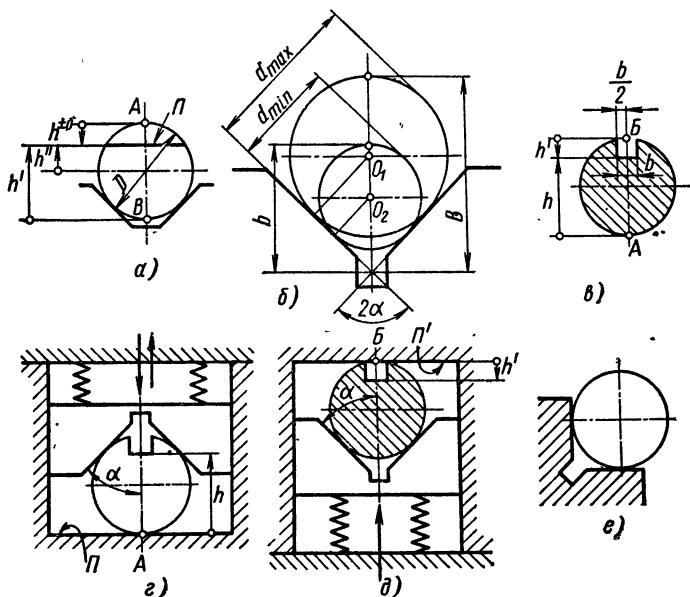


Рис. 11. Схемы для определения погрешности установки деталей по наружной цилиндрической поверхности

мер  $h$  от образующей  $A$  цилиндра до плоскости среза  $\Pi$  (рис. 11, а). Погрешность базирования в этом случае будет (рис. 11, б)

$$\begin{aligned} \epsilon_{баз} &= B - b = \left( \frac{d_{\max}}{2} + \frac{d_{\max}}{2 \sin \alpha} \right) - \left( \frac{d_{\min}}{2} + \frac{d_{\min}}{2 \sin \alpha} \right) = \\ &= \frac{\delta}{2} + \frac{1}{\sin \alpha} \left( \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} \right) = \frac{\delta}{2 \sin \alpha} (\sin \alpha + 1). \end{aligned} \quad (4)$$

Во втором случае требуется выдержать размер  $h'$  (рис. 11, а) от образующей  $B$  до плоскости среза. В этом случае погрешность базирования будет (рис. 11, б)

$$\begin{aligned} \epsilon_{баз} &= \left( \frac{d_{\max}}{2 \sin \alpha} - \frac{d_{\max}}{2} \right) - \left( \frac{d_{\min}}{2 \sin \alpha} - \frac{d_{\min}}{2} \right) = \\ &= \frac{\delta}{2 \sin \alpha} (1 - \sin \alpha). \end{aligned} \quad (5)$$



В третьем случае надо выдержать размер  $h''$  (рис. 11, а) от центра детали до плоскости среза. В этом случае погрешность базирования будет (рис. 11, б)

$$\varepsilon''_{баз} = \frac{d_{\max}}{2 \sin \alpha} - \frac{d_{\min}}{2 \sin \alpha} = \frac{\delta}{2 \sin \alpha}. \quad (6)$$

При угле  $\alpha = 45^\circ$  получим следующие значения погрешностей базирования для рассмотренных случаев:

$$\varepsilon_{баз} = \frac{\delta}{2 \sin 45^\circ} (1 + \sin 45^\circ) = 1,2\delta;$$

$$\varepsilon'_{баз} = \frac{\delta}{2 \sin 45^\circ} (1 - \sin 45^\circ) \approx 0,21\delta;$$

$$\varepsilon''_{баз} = \frac{\delta}{2 \sin 45^\circ} \approx 0,71\delta.$$

При  $\alpha = 90^\circ$  получим

$$\varepsilon_{баз} = \delta; \quad \varepsilon'_{баз} = 0; \quad \varepsilon''_{баз} = 0,5\delta.$$

Значение  $\varepsilon'_{баз} = 0$  подтверждает положение о том, что при выборе исходной поверхности в качестве установочной можно избежать погрешности базирования. Следовательно, в первом из рассмотренных случаев установку целесообразно осуществлять, как во втором, на плоскость, но не от образующей  $B$ , а от образующей  $A$ . В третьем случае деталь следует устанавливать в центрах.

Однако устанавливать цилиндрическую деталь на плоскость нельзя в тех случаях, когда положение обрабатываемой поверхности должно выдерживаться точно не только от образующей цилиндра, но и от оси симметрии поперечного сечения цилиндра, например при обработке шпоночного паза (рис. 11, в), расположенного в плоскости симметрии вала на определенном расстоянии  $h$  от образующей  $A$  или  $h'$  от образующей  $B$ .

В этих случаях, помимо установочной плоскости  $\Pi$  (рис. 11, а) или плоскости  $\Pi'$  (рис. 11, б), определяющих положение дна паза относительно образующих  $A$  или  $B$ , необходимо использовать подвижную призму с любым углом  $\alpha$ , которая «улавливала» бы плоскость симметрии цилиндра, не нарушая положение валика на плоскости.

Установка цилиндра в центрах обеспечивает правильное положение паза без применения подвижной призмы.

Установка детали в «уголок» (рис. 11, в), т. е. в призму, одна из рабочих плоскостей которой расположена горизонтально, а вторая вертикально, может быть использована только для обработки таких поверхностей цилиндрических деталей, положение которых не связано определенными размерами с осью цилиндра или с плоскостью его симметрии (подрезание торцов, отрезание и т. п.).

**Погрешность базирования  $\varepsilon_{\text{баз}}$  при установке детали внутренней цилиндрической поверхностью.** В первом случае требуется выдержать только concentricity или эксцентricity наружной и внутренней цилиндрических поверхностей, что встречается относительно редко, так как в процессе любой обработки наружной цилиндрической поверхности возникают осевые силы (кроме случаев, когда поверхность обрабатывается широким инструментом только с поперечной подачей), стремящиеся нарушить положение обрабатываемой детали в осевом направлении. Для восприятия этих сил приходится пользоваться дополнительной

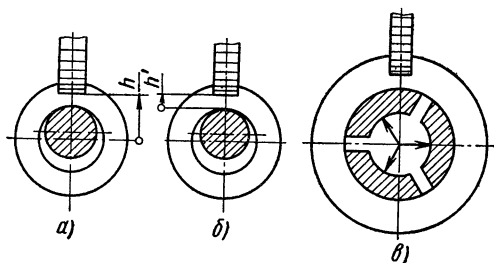


Рис. 12. Схемы для определения погрешности установки деталей по внутренней цилиндрической поверхности

установочной поверхностью, например торцом детали. Погрешность базирования в этом случае при установке на жесткую оправку равна допуску на установочную поверхность плюс величина зазора посадки, принятой для этой установки. При установке на разжимную оправку погрешность базирования в этом случае равна нулю.

Во втором случае необходимо выдержать размер  $h$  от оси отверстия детали до дна, например шпоночного паза (рис. 12, а). Погрешность базирования при одностороннем и однообразном смещении деталей (при установке) от инструмента к центру оправки или пальца определится из выражения

$$\varepsilon_{\text{баз}} = \frac{s}{2} + \frac{\delta}{2}, \quad (7)$$

где  $s$  — зазор посадки принятой для такой установки;

$\delta$  — допуск на размер диаметра отверстия.

Если не гарантируется указанное одностороннее смещение деталей при установке, т. е. если возможна установка одних деталей со смещением вниз, а других — вверх, то погрешность базирования соответственно увеличивается вдвое:

$$\varepsilon_{\text{баз}} = \delta + s. \quad (8)$$

Для третьего случая требуется выдержать размер  $h'$  не от центра, а от образующей отверстия до дна паза (рис. 12, б). При указанном выше одностороннем смещении деталей погрешность базирования будет равна нулю, а при возможном смещении одних деталей вниз (по рисунку), других — вверх погрешность базирования должна определяться по формуле (8).

При установке детали на разжимную оправку (рис. 12, в) погрешность определится из выражения

$$\epsilon_{\text{баз}} = 0,5\delta. \quad (9)$$

Если необходимо обеспечить не только точное расстояние от оси или от образующей отверстия до дна паза, но и совпадение оси симметрии паза с осью симметрии отверстия, то рассмотренные способы установки, за исключением установки на раз-

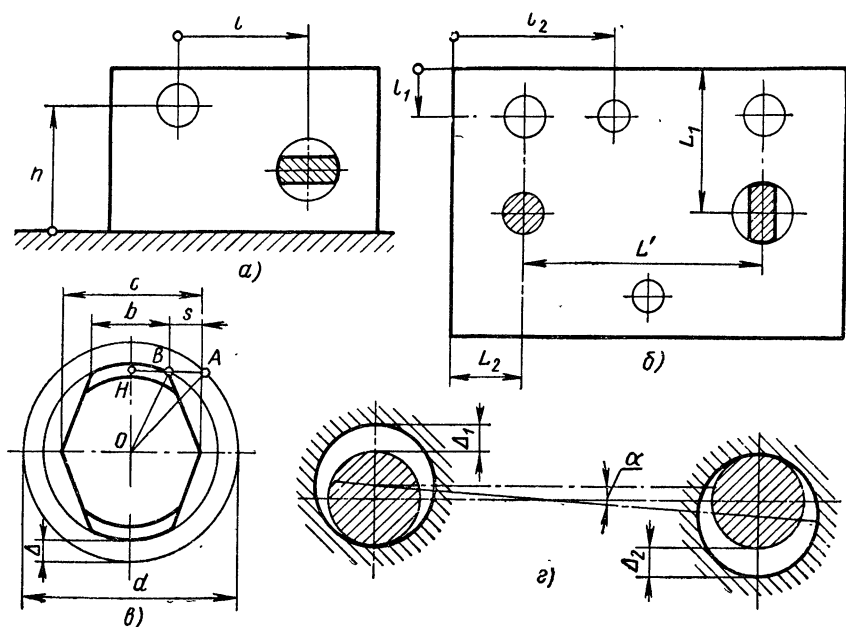


Рис. 13. Схемы для определения погрешности установки детали

жимной оправке, непригодны, так как в процессе обработки нельзя надежно предохранить деталь от смещения вследствие наличия зазора между деталью и жесткой оправкой.

**Погрешность базирования при установке детали на одно отверстие и плоскость** (рис. 13, а). Требуется обработать отверстие в корпусной детали на расстоянии  $h$  от нижней плоскости и на расстоянии  $l$  от другого уже обработанного отверстия.

В качестве установочной плоскости в этом случае целесообразно принять исходную плоскость и установочный палец приспособления срезать с двух сторон параллельно этой плоскости. При этом погрешность размера  $h$  будет равна нулю, так как положение инструмента относительно установочной поверхности приспособления для каждой детали одинаково. Размер  $l$  не будет одинаковым, так как положение детали меняется в зависимости

от величины фактического зазора между установочным отверстием детали и срезанным пальцем. Поэтому погрешность  $l$  может быть определена по формуле (8).

**Погрешность базирования при установке детали на два пальца и плоскость** (рис. 13, б). Требуется обработать отверстие на расстояниях  $l_1$  и  $l_2$  от боковых поверхностей детали. Погрешности размеров  $l_1$  и  $l_2$  определяются соответственно из выражений

$$\varepsilon_{\text{баз}} = \delta_{L_1} + \delta + s; \quad (10)$$

$$\varepsilon_{\text{баз}} = \delta_{L_2} + \delta + s, \quad (11)$$

где  $\delta_{L_1}$  — допуск на размер  $L_1$ ;

$\delta_{L_2}$  — допуск на размер  $L_2$ ;

$s$  — максимальный зазор принятой посадки детали на пальцы.

В этом случае, как и в предыдущем, также следует срезать боковые поверхности одного из пальцев в направлении, перпендикулярном линии центров пальцев.

Для достижения требующейся точности установки детали ширину остающейся цилиндрической поверхности пальца следует рассчитать, исходя из допусков на расстояния между пальцами приспособления и между отверстиями обрабатываемой детали.

Из рис. 13, в следует

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left[\left(\frac{d}{2} + \Delta\right)^2 - \left(\frac{b}{2} + s\right)^2\right].$$

Пренебрегая в этом выражении величинами  $s^2$  и  $\Delta^2$ , как весьма малыми, получим

$$b = \frac{\Delta d}{s}.$$

В случае, когда один размер  $L$  (см. рис. 9, а) и величина  $\Delta$  получатся минимальными, а второй размер  $L'$  максимальным

$$s = \delta_1 + \delta_2 - \Delta_1,$$

то окончательно находим

$$b = \frac{\Delta d}{\delta_1 + \delta_2 - \Delta_1}. \quad (12)$$

Практически после зачистки кромок пальца размер  $b$  будет несколько меньше полученного по расчету, но он не может быть отрицательным, так  $\delta_1 + \delta_2 \geq \Delta_1$ , где  $\Delta_1$  — половина диаметра зазора в соединении обрабатываемой детали с пальцем.

При расчете размера  $b$  для случая установки детали на один палец и на плоскость (рис. 13, а) может быть использована та же формула. Величина  $\Delta_1$  при этом исключается, так как отсутствует второй палец, а величины  $\delta_1$  и  $\delta_2$  будут представлять допускаемые отклонения размера  $L'$  (см. рис. 9, б).

Когда по техническим условиям на изготовление детали указан допустимый угол перекоса, его используют для проверки выбранных посадок по формуле (рис. 13, з):

$$\sin [\alpha] \leq \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2L'}, \quad (13)$$

где  $[\alpha]$  — допустимый угол перекоса детали, установленной на пальцы;

$\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — наибольшие диаметральные зазоры выбранных посадок детали на пальцы;

$L'$  — расстояние между центрами пальцев.

В случаях, когда рассмотренные неподвижные пальцы мешают загрузке детали, их делают утопающими или выдвижными с помощью реечного или другого механизма.

### Глава III

## КРЕПЛЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ В ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

### § 7. МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИЛ ДЛЯ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ И ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА

Положение обрабатываемой детали на станке относительно инструмента, определившееся с помощью установочных элементов, может быть нарушено под действием сил резания, которые при некоторых видах обработки достигают величин в несколько тысяч ньютонов. Силы резания, кроме того, могут вызвать вибрации детали, которые могут привести к значительным погрешностям обработки и отрицательно действуют на сохранность инструмента, приспособления и станка. Поэтому необходимо надежное крепление детали в приспособлении с помощью тех или других зажимных устройств. В общем случае зажимное устройство включает: элементы, непосредственно или с помощью промежуточных деталей действующие на обрабатываемую деталь (зажимные элементы), устройства, приводящие в действие зажимные элементы, передаточные механизмы и механизмы, вырабатывающие необходимую энергию для привода в действие зажимного устройства.

Однако силами зажима также можно сместить обрабатываемую деталь в приспособлении. Поэтому одним из главных требований при конструировании зажимных устройств является обеспечение соответствующего направления сил зажима и способов их приложения.

Определение необходимых сил закрепления деталей в приспособлениях не представляет особой сложности, однако при любом расчете, особенно в случае, когда необходимо учитывать силы трения, требуется тщательная подготовка расчетной схемы. На схеме должны быть точно отмечены точки приложения всех сил; действующих в системе приспособление—деталь—инструмент, и направления их действия.

Составить такую схему не всегда просто, так как величина и направление сил, действующих на обрабатываемую деталь, зависят от многих факторов: характера операции, выбранной схемы установки детали в приспособлении, способа закрепления детали, от упругих свойств материалов тел, входящих в систему станок—

приспособление—инструмент, то нельзя предложить конкретную, пригодную для всех возможных случаев обработки деталей методику определения сил зажима.

Во многих случаях для точного решения этой задачи потребовалось бы составление сложных дифференциальных уравнений движения. Однако известно, что многие задачи динамики с достаточной для практики точностью можно решить на основании известных из механики относительно простых законов статики о равновесии тел, находящихся под действием внешних приложенных сил, включая и силы инерции движущихся масс.

Таким образом, можно указать в общем виде следующую методику определения зажимных сил:

1. Выбрать наиболее рациональную схему установки детали, т. е. наметить положение и тип опор, а также места приложения сил зажима, учитывая направления сил резания в самый благоприятный момент времени. При этом следует располагать опоры так, чтобы сила зажима и силы резания были направлены нормально к установочным поверхностям опор.

2. На выбранной схеме отметить стрелками все приложенные к детали силы, стремящиеся нарушить положение детали в приспособлении (силы резания, силы зажима), и силы, стремящиеся сохранить это положение (силы трения, реакции опор). При необходимости учесть и силы инерции (например, при выполнении операций строгания, долбления и т. п.).

3. Из шести уравнений статики выбрать те, которые применимы к рассматриваемому случаю и, пользуясь ими, определить искомые величины сил зажима.

4. Приняв коэффициент надежности закрепления (коэффициент запаса), необходимость которого вызывается неизбежными колебаниями сил резания в процессе обработки, определить требующуюся силу зажима и сравнить эту силу с силой, которую обеспечивает выбранное зажимное устройство. Величина коэффициента надежности может быть с достаточной степенью точности определена только путем пробной обработки детали. Для предварительных расчетов можно пользоваться коэффициентом, который рекомендуется определять по формуле

$$K = n (K_1 K_2 K_3 \dots K_n).$$

В этой формуле величины, поставленные в скобки, представляют частные коэффициенты запаса, с помощью которых учитываются колебание силы резания в результате разной величины припуска на выполнение данной операции и затупления режущего инструмента ( $K_1 \approx 1,0 \div 2,0$ ); динамичность приложения сил резания вследствие прерывистости обрабатываемой поверхности или в результате резкого перехода от движения на холостом ходу к движению при рабочей подаче ( $K_2 \approx 1,0 \div 1,5$ ), неодинаковость силы, развиваемой ручным приводом и т. п. Величина  $n$  является «идеальным» коэффициентом запаса, т. е.

гарантированным коэффициентом в случае, если бы все коэффициенты ( $K_1, K_2, K_3 \dots, K_n$ ) были равны единице ( $n = 1,5$ ).

В практике машиностроения широкое распространение получили следующие устройства: винтовые (сила зажима создается с помощью резьбовых деталей); рычажные (сила зажима создается рычагами первого и второго рода); эксцентриковые (сила зажима создается криволинейными кулачками-эксцентриками); клиновые устройства (сила зажима обрабатываемой детали создается с помощью различных клиньев); пружинные (сила зажима детали обеспечивается упругими силами пружин).

Нередко в качестве силового источника используются силы резания, которые возникают в процессе данной обработки, а также центробежные силы вращающихся частей приспособления и, наконец, силы, приводящие в движение рабочие органы станков, например силы подачи столов фрезерных станков, ползунов строгальных станков и др. Во многих случаях, например в вакуумных приспособлениях, трудно строго отделить зажимной элемент приспособления от передаточного устройства, а последнее от привода.

По степени механизации зажима и управления приспособления можно разделить на приспособления с ручным приводом; механизированные, в которых с помощью дополнительных устройств облегчается труд рабочего и повышается производительность труда; автоматизированные, в которых используется энергия сжатого воздуха, жидкости, находящейся под большим давлением, электрическая, магнитная, электромагнитная и вакуумная энергия.

Зажимное устройство должно не только развивать необходимую силу для закрепления детали, но и сохранять эту силу в процессе всей обработки даже в случаях, когда источник энергии после развития необходимой силы отключается до момента очередного закрепления. Следовательно, в зажимном устройстве должна быть самотормозящаяся кинематическая пара.

Наиболее широко в приспособлениях применяются винтовые, клиновые и эксцентриковые самотормозящиеся кинематические пары. В приспособлениях с ручным приводом такие пары обеспечивают безопасную работу и освобождают рабочего на время выполнения данной операции, что облегчает его труд и создает возможность одновременного обслуживания им нескольких станков. В механизированных и автоматизированных приспособлениях самотормозящиеся кинематические пары позволяют, кроме того, повысить зажимной эффект привода и, разгружая его на время обработки, экономить электроэнергию.

## § 8. ЭЛЕМЕНТЫ ВИНТОВЫХ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

Широкое распространение винтовых устройств объясняется их сравнительной простотой, универсальностью и безотказностью в работе. Однако простейший зажим в виде индивидуального



винта, действующего на деталь непосредственно, применять не рекомендуется, так как в месте его действия деталь деформируется и, кроме того, под влиянием момента трения, возникающего на торце винта, может быть нарушено положение обрабатываемой детали в приспособлении относительно инструмента.

Правильно сконструированный простейший винтовой зажим, кроме винта 3 (рис. 14, а), должен состоять из направляющей

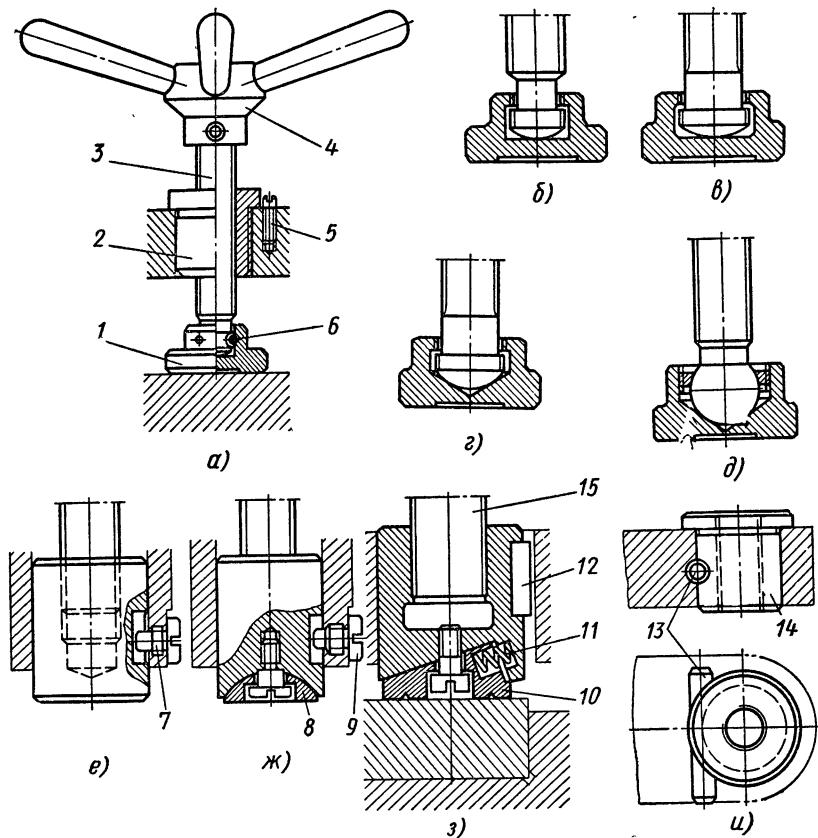


Рис. 14. Индивидуальный винт и типичные наконечники

резьбовой втулки 2 со стопором 5, предотвращающим произвольное ее вывинчивание, наконечника 1, и гайки с рукояткой или головкой 4. Втулка выполняется с шестигранным, квадратным или круглым буртиком с двумя лысками для завинчивания ее в корпус приспособления. При износе эту втулку легко заменить. Наконечник предназначен для увеличения поверхности соприкосновения зажима с обрабатываемой деталью, в результате чего значительно уменьшается давление на деталь, а следовательно, и деформация

\*

смятия детали. Кроме этого, наконечник, перемещаясь только поступательно, почти исключает возникновение момента трения в месте соприкосновения с деталью и тем самым не нарушает положение детали, определенное установочными элементами. Удерживается наконечник на шейке винта с помощью двух штифтов *б*, которые запрессованы в наконечник и свободно помещены в проточке винта, что позволяет ему самоустанавливаться на детали в случаях, когда поверхность детали не перпендикулярна к оси зажимного винта.

Конструкции наконечников (рис. 14, *б—д*) отличаются от конструкции, изображенной на рис. 14, *а*, большей прочностью конца винта, так как диаметр шейки винта для наконечников (рис. 14, *б* и *д*) может быть принят равным внутреннему диаметру резьбовой части винта, а для наконечников (рис. 14, *в* и *г*) этот диаметр может быть равен наружному диаметру винта. Наконечники (рис. 14, *б—г*) навинчиваются на резьбовой конец винта и так же, как наконечник, показанный на рис. 14, *а*, могут свободно самоустанавливаться на обрабатываемой детали. Наконечник (рис. 14, *д*) свободно надевается на сферический конец винта и удерживается на нем с помощью специальной гайки.

Наконечники (рис. 14, *е—з*) отличаются от предыдущих тем, что они точно направляются с помощью отверстий в корпусе приспособления (или во втулке, запрессованной в корпус) и навинчиваются непосредственно на зажимной винт *15*, который в данном случае застопорен, чтобы предотвратить его осевые перемещения (он только вращается). Для обеспечения надежного закрепления обрабатываемой детали при обычном вращении винта по направлению часовой стрелки — если смотреть на винт со стороны его рукоятки — резьба на нем должна быть левой. Конструкции, показанные на рис. 14, *е* и *з*, предназначены для крепления деталей по обработанной плоскости, конструкция показанная на рис. 14, *ж*, может быть использована и при необработанной плоскости детали вследствие того, что в этой конструкции предусмотрена качающаяся пята *8*. Винты *7* и *9* и шпонка *12* предохраняют наконечники от проворачивания. Клин *10* позволяет зажимать обрабатываемую деталь в двух направлениях: в направлении оси винта и в направлении, перпендикулярном к этой оси. Это обеспечивается тем, что сила *N*, действующая на клин со стороны наконечника, направлена перпендикулярно к наклонной поверхности клина и раскладывается на две составляющие. Первая составляющая создает на поверхности соприкосновения клина с обрабатываемой деталью силу зажима, а вторая — сдвигает клин вместе с деталью преодолевая при этом сопротивление пружины *11*, которая возвращает клин в исходное положение в момент раскрепления обрабатываемой детали.

Жесткие, точно направленные наконечники (рис. 14, *е*, *ж* и *з*) рекомендуется применять в случаях, когда в процессе обработки возникают силы, сдвигающие обрабатываемую деталь в направле-

нии, перпендикулярном к оси винта. Качающиеся наконечники (рис. 14, *a—d*) следует применять в случаях, когда такие силы не возникают.

Винты и наконечники при изготовлении необходимо подвергать термической обработке, обеспечивающей твердость этим деталям в пределах *HRC 35—40*.

Направляющая резьбовая втулка 2, показанная на рис. 14, *a*, надежна и удобна, так как позволяет размещать ее в любом корпусе, на любом расстоянии от края корпуса. Менее удобна втулка 14 с гладкой наружной поверхностью (рис. 14, *u*), которая запрессовывается в корпус с одной из переходных посадок и дополнительно удерживается от проворачивания штифтом 13. Такую втулку для предотвращения поломки корпуса при ее запрессовке, можно устанавливать на определенном расстоянии от краев корпуса и только там, где можно обрабатывать отверстие для стопорного штифта.

Направляющие втулки изготовляют из углеродистой конструкционной стали марки 35 или 45 обычно без закалки (твердость *HВ 300—350*). Применение сменных втулок обусловлено тем, что нецелесообразно нарезать резьбу для винта непосредственно в корпусе приспособления, так как корпус обычно изготовляют из чугуна и резьба в нем быстро изнашивается. При изношенной резьбе требуется значительное увеличение силы для надежного закрепления детали, так как изношенный зажим легко ослабевает под действием вибраций, возникающих от сил резания. Чтобы не менять весь корпус приспособления при износе резьбы, пришлось бы вставлять в корпус резьбовую втулку уже в процессе эксплуатации приспособления, что гораздо труднее выполнить, чем при изготовлении корпуса.

Рукоятки для управления винтом выполняют в виде съемных головок различной конструкции (рис. 15) и помещают на резьбовой, граненый или цилиндрический со шпонкой конец винта, на котором стопорятся обычно с помощью штифта. Цилиндрическая головка I (рис. 15, *a*) с накаткой «барашек» головка-звездочка II и четырехлопастная головка III используются при управлении винтом одной рукой и при силе зажима в пределах 50—100 н [5—10 кг].

Головка-гайка VI с жестко закрепленной в ней короткой наклонной рукояткой, головка VII с откидной рукояткой, рабочее положение которой фиксируется подпружиненным шариком, головка V с цилиндрическим шпоночным отверстием, также жестко закрепленном горизонтальной рукояткой, штурвальная головка IV с четырьмя ввинченными или запрессованными рукоятками (аналогичная головка использована в конструкции зажима, показанного на рис. 14, *a*), допускают управление винтом двумя руками. Наиболее надежна и удобна в работе головка IV. При повороте такой головки рывком незатянутый винт несколько раз поворачивается по инерции, что способствует увеличению хода

винта без затраты сил и времени. Для удобства управления такой головкой и для увеличения ее массы, способствующей увеличению инерционного хода головки, на концы ее рукояток иногда надевают стальные или пластмассовые шары.

Утомляемость рабочего при использовании головок того или другого типа может быть исследована на специальном приборе, одна из схем которого показана на рис. 15, б. С помощью иссле-

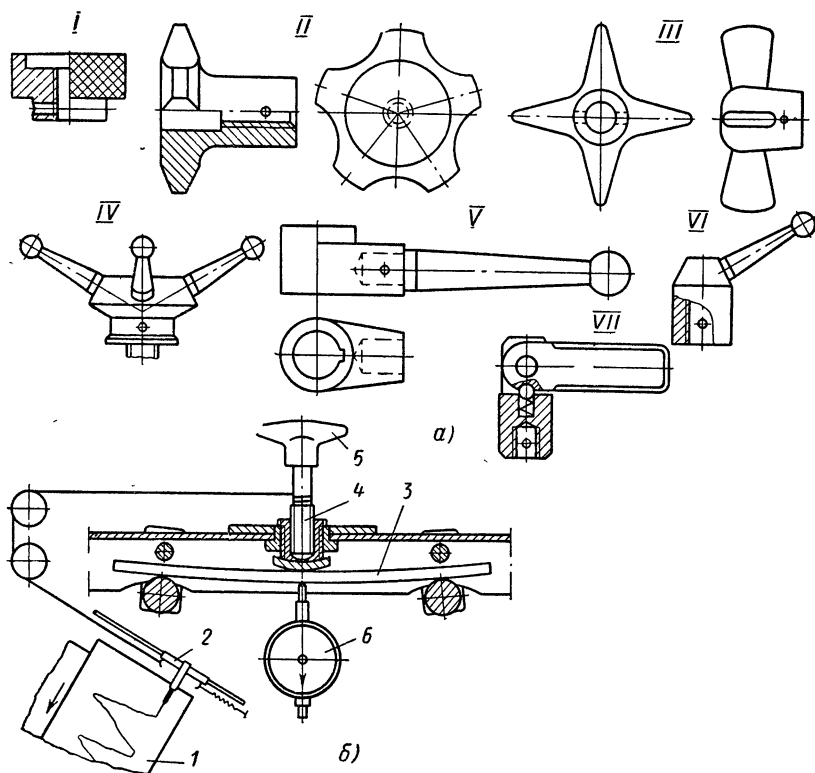


Рис. 15. Типовые головки винтов и прибор для исследования головок

дуемой головки 5 (головка типа II) на винте 4 многократным двусторонним ее поворотом создается нагрузка на упругую пластину 3. Стрелка прогиба пластины регистрируется с помощью индикатора 6 через определенные промежутки времени. Одновременно самопишущим прибором 2 на барабане 1 записывается угол поворота винта 4. По изменению во времени величины стрелы прогиба пластины 3 и по степени затухания кривой на барабане, свидетельствующем об уменьшении угла поворота винта, можно судить об утомляемости рабочего.

С помощью таких приборов было установлено, что меньше всего рабочий устает при горизонтальном расположении головки

на правой стороне (работающий левой рукой — на левой) приспособления и больше всего при таком же положении головки на передней, т. е. обращенной к рабочему стенке приспособления.

В практике встречаются случаи, когда головка (особенно штурвальная) мешает выполнению операции обработки детали, например, когда головка расположена недалеко от оси отверстия, которое требуется расточить многолезвийным инструментом, или когда зажим целесообразно расположить внутри приспособления. В этих случаях приходится отказываться от съемных и удобных головок и пользоваться гаечными ключами и гайками (или винтами с увеличенной высотой головки). Несколько большие удобства создают высокие гайки, которые навинчиваются на неподвижный болт и стопорятся на нем, заменяя головку. Удобны гайки с буртиком особенно в случаях, когда болт помещается в овальное отверстие или в продольный паз планки. Буртик гайки при этом выполняет роль шайбы. Увеличенная высота головки винта или гайки уменьшает их изнашиваемость и обеспечивает более надежное положение ключа при выполнении зажима.

Ключи рекомендуется применять только торцовые с шести-гранным или квадратным отверстием, как более удобные в работе. На торце отверстия винта, охватывающего конец ключа, или на торце отверстия ключа, охватывающего головку винта, необходимо делать коническую фаску для того, чтобы кромка отверстия не забивалась и не мешала надевать ключ на гайку или на головку винта.

Материалом для ключей может служить малоуглеродистая сталь марок 10 или 20 с цементацией и закалкой рабочей части ключа до твердости  $HRC\ 50-55$ , или высокоуглеродистая сталь с содержанием углерода  $0,6-0,7\%$  с закалкой рабочей части ключа до той же твердости. Зазоры, с которыми ключ надевается на гайку, стандартизованы.

Основными недостатками резьбовых зажимов являются громоздкость, недостаточная быстрота действия, непостоянство силы зажима и быстрая утомляемость рабочего.

#### § 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ЗАЖИМА, РАЗВИВАЕМОЙ С ПОМОЩЬЮ ВИНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Зажим осуществляется гайкой (рис. 16, поз. 1). В этом случае при завинчивании гайки момент силы, приложенной к гаечному ключу (или к рукоятке головки), расходуется на преодоление момента  $M_2$  силы трения в резьбовом соединении гайки с винтом и момента  $M_3$  силы трения на опорной поверхности гайки. Момент завинчивания гайки определится по формуле

$$M_1 = Pl, \quad (14)$$

где  $P$  — сила, приложенная к гаечному ключу;  
 $l$  — расчетная длина ключа (рукоятки).

Момент силы трения в резьбовом соединении определится из выражения

$$M_2 = W \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho'), \quad (15)$$

где  $W$  — осевая сила (сила зажима);

$d_{cp}$  — средний диаметр резьбы;

$\lambda$  — угол подъема винтовой линии резьбы;

$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}$  — приведенный угол трения в резьбе ( $f$  — коэффициент трения и  $\alpha$  — угол профиля резьбы).

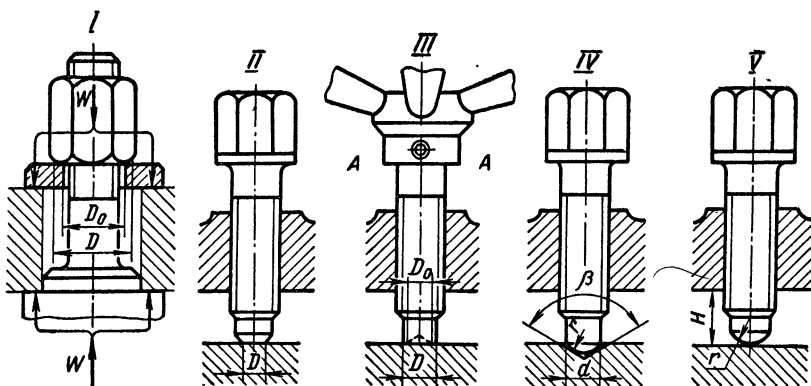


Рис. 16. Схемы для расчета винтов

Момент силы трения на опорной поверхности гайки

$$M_3 = W \frac{f_1}{3} \frac{D^3 - D_0^3}{D^2 - D_0^2}, \quad (16)$$

где  $f_1$  — коэффициент трения на опорной поверхности гайки (можно принимать  $f_1 = f$ );

$D$  — наибольший диаметр опорной поверхности гайки;

$D_0$  — диаметр отверстия для болта в шайбе.

Из условия равновесия затянутой системы деталей можно написать  $M_1 = M_2 + M_3$ , или подставляя значения из выражений (14), (15) и (16), получим

$$Pl = W \left[ \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + \frac{f}{3} \frac{D^3 - D_0^3}{D^2 - D_0^2} \right]. \quad (17)$$

Отсюда, если принять  $\frac{D}{D_0} = K$  и  $\frac{K^3 - 1}{3(K^2 - 1)} = \psi$ , получим

$$W = \frac{Pl}{r_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + f\psi D_0}, \quad (18)$$

где  $r_{cp} = \frac{d_{cp}}{2}$ .

Если вместо шайбы под гайкой поместить упорный шарико-подшипник, то в формуле (17) второй член в квадратных скобках можно принять равным нулю. Тогда расчетная формула примет вид

$$W = \frac{Pl}{r_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')} \quad (19)$$

**Зажим осуществляется торцевой частью винта.** В этом случае величина силы зажима зависит от формы торца винта и от формы поверхности, на которую опирается винт. Для винтов типа II в формуле (17) изменяется второе слагаемое в квадратных скобках, так как в этом случае  $D_0 = 0$  и расчетная формула приобретает следующий вид:

$$W = \frac{Pl}{r_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + f \frac{D}{3}} \quad (20)$$

Для винтов типа III используется формула (18). Для винтов типа IV с закругленным торцом радиуса  $r$ , опирающихся на окружность диаметром  $d$  конусного углубления с углом  $\beta$

$$W = \frac{Pl}{r_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + rf \operatorname{ctg} \beta / 2} \quad (21)$$

Для винтов типа V используется формула (19).

При проектировании зажимных винтов типов II и III целесообразно проверить их торцы по напряжениям смятия, пользуясь формулой

$$\sigma_{см} = \frac{W}{F_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

в которой для торца винта типа II площадь смятия  $F_{см} = \frac{\pi D^2}{4}$ ,

а для торца винта типа III  $F_{см} = \frac{\pi(D^2 - D_0^2)}{4}$ . Торцы винтов типов IV и V, так как контакт первого с планкой или с обрабатываемой деталью происходит по окружности, а второго — в точке, целесообразно проверить по контактным напряжениям, пользуясь формулой

$$\sigma_{кн} = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_{кн}], \quad (22)$$

где  $q$  — нагрузка, равная отношению силы  $W$  к длине линии контакта (для винтов типа IV  $q = \frac{W}{\pi d}$ , для винтов типа V  $q = W$ );

$E_{np}$  — приведенный модуль упругости материалов контактируемых деталей;

$\rho_{np}$  — приведенный радиус кривизны контактируемых поверхностей деталей в месте их контакта;

$[\sigma_{кн}]$  — допускаемое контактное напряжение.

Приведенный модуль упругости определится из выражения

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

где  $E_1$  и  $E_2$  — соответственно модули упругости материалов контактируемых деталей. При одинаковых материалах деталей  $E_1 = E_2$ , поэтому

$$E_{np} = \frac{2E_1^2}{2E_1} = E_1.$$

Так как винты обычно стальные, то  $E_1 = 2,2 \cdot 10^6$  дан/см<sup>2</sup>. Приведенный радиус кривизны определяется по формуле

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

где  $\rho_1$  — радиус кривизны торца винта в месте его контакта с деталью;

$\rho_2$  — радиус кривизны детали в месте контакта ее с винтом.

При закреплении плоской детали  $\rho_2 = \infty$ , поэтому, разделив числитель и знаменатель правой части равенства для  $\rho_{np}$  на  $\rho_2$ , получим

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1}{\rho_1/\rho_2 + 1} = \rho_1.$$

Для винтов типов IV и V  $\rho_{np} = r$ .

Допускаемое контактное напряжение выбирается в зависимости от предела текучести  $\sigma_T$  материала менее прочной из контактирующих деталей. Формула (22) для торца винта типа IV приобретает с учетом сказанного следующий вид:

$$\sigma_{кн} = 0,418 \sqrt{\frac{W \cdot 2,2 \cdot 10^6}{\pi dr}} \approx \frac{248}{r} \sqrt{\frac{W}{\sin 0,5\beta}},$$

а для торца винта типа V

$$\sigma_{кн} = 0,418 \sqrt{\frac{W \cdot 2,2 \cdot 10^6}{r^2}} \approx 620 \sqrt{\frac{W}{r^2}}.$$

Рекомендуется также проверить прочность винта в том месте, где на него навинчена рукоятка (или головка), т. е. в наиболее ослабленном месте (рис. 16, сечение А—А). В этом сечении под действием момента  $M_T$  возникают касательные напряжения кручения

$$\tau = \frac{M_1}{W_p}. \quad (23)$$

Величину полярного момента сопротивления  $W_p$  можно определить по формуле  $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$  или из справочников. Подсчитанное напряжение  $\tau$  сравнивается с допускаемым, которое также может быть взято из справочников или найдено по при-



ближенной зависимости  $[\tau] \approx (0,2 \div 0,3) \sigma_T$  ( $\sigma_T$  — предел текучести материала винта при растяжении).

Винты типов *II*, *III* и *IV* на участке *H* испытывают напряжения кручения под влиянием момента трения на рабочем торце винта и напряжения сжатия под действием силы  $W$ .

Напряжения кручения определяются по формуле (23), в которой для винтов типа *II*  $M = \frac{1}{3} W f D$ , для витов типа *III* момент кручения подсчитывается по формуле, подобной формуле (16), а момент сопротивления — по формуле

$$W_p = \frac{\pi D^3 (1 - \Delta^4)}{16},$$

где  $\Delta = \frac{D_o}{D}$ ,

для винтов типа *IV*

$$M = \frac{W' f d}{2 \sin \beta} = W f r \operatorname{ctg} \beta.$$

Напряжения сжатия во всех случаях находятся по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{W}{F},$$

где  $F$  — наименьшая площадь поперечного сечения винта на участке *H*.

По найденным значениям  $\tau$  и  $\sigma_{сж}$  находится приведенное напряжение  $\sigma_{np}$ , которое и сравнивается с допускаемым

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{сж}]. \quad (24)$$

Для улучшенных болтов можно принимать  $[\sigma_{сж}] = 1000 \text{ даи/см}^2$ .

Часть *H* винтов типа *V* не испытывает напряжений кручения и проверяется только по напряжениям сжатия.

## § 10. ЭЛЕМЕНТЫ КЛИНОВЫХ И ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

*Клиновые* зажимные устройства нашли в станочных приспособлениях широкое применение. Основными элементами их являются одно-, двух- и трехкосные клинья. Использование таких элементов обусловлено простотой и компактностью конструкции, быстротой действия и надежностью в работе, возможностью использования их как в качестве зажимного элемента, действующего непосредственно на закрепляемую деталь, так и в качестве промежуточного звена, например, звена-усилителя в других зажимных устройствах. Обычно используются самотормозящиеся клинья. Условие самоторможения однокосного клина  $\mathcal{Z}$  (рис. 17, *a*) выражается зависимостью

$$\alpha < 2\rho, \quad (25)$$

где  $\alpha$  — угол клина;

$\rho$  — угол трения на поверхностях *H* и *Г* контакта клина с сопряженными деталями.

Самоторможение обеспечивается при угле  $\alpha = 12^\circ$ , однако для предотвращения того, чтобы вибрации и колебания нагрузки в процессе использования зажима не ослабили крепление детали, часто применяют клинья с углом  $\alpha \leq 12^\circ$ .

Вследствие того, что уменьшение угла  $\alpha$  приводит к усилению самотормозящих свойств клина, необходимо при конструировании привода к клиновому механизму предусматривать устройства, облегчающие вывод клина из рабочего состояния, так как

освободить нагруженный клин труднее, чем ввести его в рабочее состояние.

Этого можно достичь путем соединения штока приводного механизма с клином (рис. 17, а). При движении штока 1 влево он проходит путь  $l$  вхолостую, а затем, ударяясь в штифт 2, запрессованный в клин 3, выталкивает последний. При обратном ходе шток так же с ударом в штифт заталкивает клин в рабочее положение. Это следует учитывать в случаях, когда клиновой механизм приводится в действие пневмо- или гидроприводом. Тогда для обеспечения надежной работы механизма следует создавать разное давление жидкости (масла) или сжатого воздуха с разных сторон поршня привода. Это различие при использовании пневмоприводов

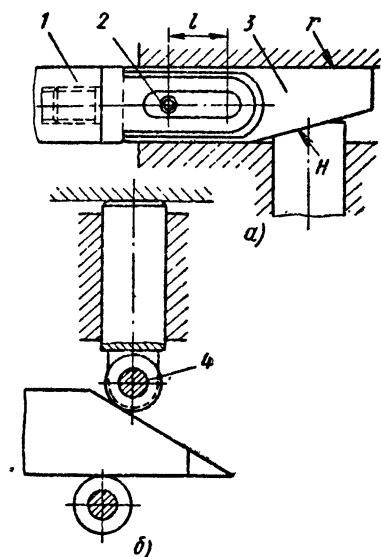


Рис. 17. Клиновые зажимы

может быть достигнуто применением редукционного клапана в одной из трубок, подводящих воздух или жидкость к цилиндру. В случаях, когда самоторможение клина не требуется, целесообразно применять ролики на поверхностях контакта клина с сопряженными деталями приспособления (рис. 17, б), тем самым облегчается ввод клина в рабочее положение и вывод в исходное положение. В этих случаях обязательно стопорение клина.

Эксцентриковые зажимные устройства, основными элементами которых являются цилиндрические или криволинейные кулачки и кулачковые валики, распространены также достаточно широко. Зажим с помощью этих устройств осуществляется значительно быстрее, чем с помощью винтовых, но возможность их применения более ограничена по сравнению с винтовыми. Объясняется это тем, что эксцентриковые зажимы хорошо работают только при незначительных отклонениях размеров поверхностей, по которым обрабатываемые детали укрепляются, и при отсутствии вибраций деталей в процессе обработки.

В приспособлениях обычно применяют эксцентрики в виде кулачков и валиков (рис. 18). Цилиндрический эксцентриковый зажим 1 имеет широкое применение, так как он прост в изготовлении. Недостатками такой конструкции являются малый ход и непостоянство тормозящих свойств.

Зажим 2 отличается от зажима 1 наличием среза для увеличения хода при установке и снятии обрабатываемой детали. Расположение среза относительно эксцентриситета выбирается по конструктивным соображениям. Так как при использовании эксцен-

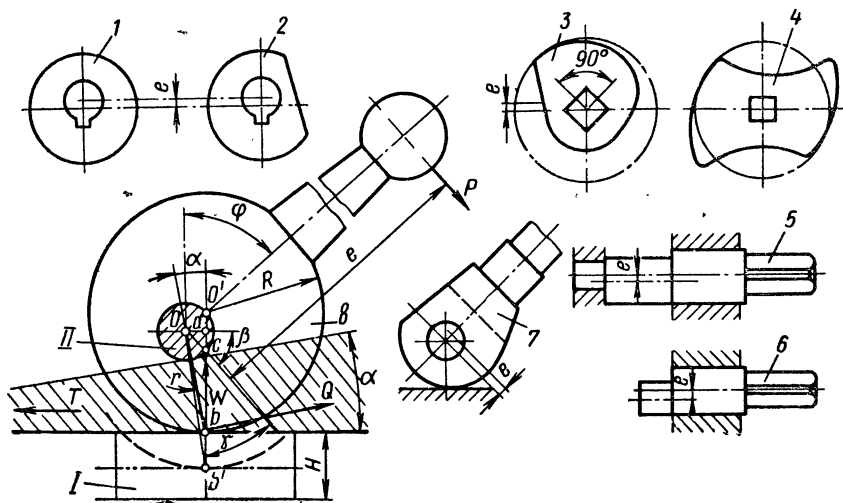


Рис. 18. Эксцентриковые зажимы

триков обычно ограничиваются поворотом рукоятки на  $100-120^\circ$ , отпадает необходимость в выполнении кулачка по замкнутой окружности. Чаще всего рабочая поверхность эксцентрика ограничивается сектором  $60-90^\circ$ , остальная же поверхность срезается по форме кулачка 3. Поэтому конструкция кулачка 3 с тормозящим ходом на дуге  $90^\circ$  имеет в практике наибольшее распространение. Такой кулачок особенно целесообразно применять в тех случаях, когда для удобства снятия и установки обрабатываемой детали зажимной механизм надо отводить на значительное расстояние. При повороте кулачка на  $120-180^\circ$  механизм может отодвигаться на  $14-45$  мм. Отодвижение механизма обычно производится автоматически под действием пружины.

Зажим 4 представляет собой сдвоенный кулачок 3 и применяется в центрирующих механизмах и в плавающих тисках. Все рассмотренные конструкции кулачков закрепляются на валу и при помощи рукоятки, прикрепленной к валу, вращаются вместе с ним.

Зажимы 7 и 8 представляют собой эксцентриковые рычаги, так как в них эксцентриковые кулачки соединены с рукоятками. В отличие от предыдущих они устанавливаются на неподвижном валу свободно. Диапазон их действия меньше, чем кулачков.

Эксцентриковые валики 5 и 6 применяют главным образом в качестве запирающих механизмов для точно исполненных подвижных частей приспособлений. Объясняется это тем, что в таких случаях не требуется значительный эксцентриситет, а следовательно, можно применить валик сравнительно малого диаметра. Предпочтение следует отдавать двухпорным валикам 5, как более жестким и надежным против изгиба.

Половину цилиндрического кулачка или валика, поворачиваемого силой  $P$  относительно оси  $O$ , удаленной от геометрической оси  $O'$  на величину  $e$ , можно считать односкосным клином. Этот клин под действием момента  $M = Pl$  продвигается между неподвижной осью  $II$  эксцентрика и перемещающейся или упруго деформирующейся под действием этого клина обрабатываемой деталью  $I$ . Так как после создания необходимой силы  $W$  зажима сила  $P$  с рукоятки кулачка снимается, то надежная работа зажима будет обеспечена только при условии, если момент сил трения, действующих на поверхностях контакта кулачка (клина) с обрабатываемой деталью и с осью, будет несколько превышать момент сил упругости обрабатываемой детали и оси кулачка, стремящихся возвратит кулачок в исходное положение, т. е. при условии, если кулачок будет самотормозящимся.

Если принять коэффициент трения  $f = \operatorname{tg} \rho = 0,1$  (для стали по стали при хорошо обработанных поверхностях соприкосновения), то получаем  $\rho = 5^\circ 43'$ . Следовательно, по формуле (25) находим  $\alpha < 2\rho = 11^\circ 26'$ . При конструировании круговых эксцентриков обычно принимают  $\alpha = 8^\circ 32'$ . При этом  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$ . Необходимый угол поворота  $\varphi$  кулачка для обеспечения самоторможения зависит от отношения величины эксцентриситета к радиусу кулачка. Найдем максимальное значение этого отношения при указанном значении угла  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Oa}{ab} = \frac{e \sin \varphi}{R - e \cos \varphi}.$$

Разделив числитель и знаменатель правой части на  $R$ , найдем

$$\frac{e}{R} \sin \varphi = \operatorname{tg} \alpha - \frac{e}{R} \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi,$$

или

$$\frac{e}{R} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi + \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi}.$$

При  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$  получим

$$\frac{e}{R} = \frac{0,15}{\sin \varphi + 0,15 \cos \varphi} = y. \quad (26)$$

Максимальное значение отношения  $e$  к  $R$  найдем, если производную  $\frac{dy}{d\varphi}$  приравнять нулю, т. е., если

$$\frac{dy}{d\varphi} = \frac{-0,15 (\cos \varphi - 0,15 \sin \varphi)}{(\sin \varphi + 0,15 \cos \varphi)^2} = 0,$$

то

$$0,15^2 \sin \varphi - 0,15 \cos \varphi = 0,$$

откуда  $0,15 \sin \varphi = \cos \varphi$ , или, разделив на  $\cos \varphi$ ,  $0,15 \operatorname{tg} \varphi = 1$ . Следовательно,  $\operatorname{tg} \varphi = \frac{1}{0,15} = 6,6667$  и  $\varphi \approx 81^\circ 20'$ .

Если подставить полученное значение угла  $\varphi$  в формулу (26), найдем

$$\frac{e}{R} = \frac{0,15}{\sin 81^\circ 30' + 0,15 \cos 81^\circ 30'} \approx 0,15. \quad (27)$$

Таким образом, при  $\frac{e}{R} \leq 0,15$  угол  $\alpha \ll 2\rho$ , и эксцентрик будет самотормозящимся при любом угле  $\varphi$ .

При отношении  $\frac{e}{R} \geq 0,15$  самоторможение наступит при угле  $\varphi = 90^\circ + \beta$ , где  $\beta = 90^\circ - (\alpha + \gamma)$ . Следовательно, чтобы найти угол  $\beta$ , необходимо по теореме синусов из треугольника  $O\beta'c$  определить угол  $\gamma$ :

$$\sin \gamma = R \frac{\sin \alpha}{e} \quad \text{или} \quad \gamma = \arcsin R \frac{\sin \alpha}{e}.$$

Пример. При  $\frac{e}{R} = 0,3$  и  $\alpha = 8^\circ 32'$  получим

$$\gamma = \arcsin \frac{0,1484}{0,3} = 29^\circ 39'$$

и угол  $\beta = 90^\circ - 8^\circ 32' - 29^\circ 39' = 51^\circ 49'$ , в пределах которого самоторможения не будет.

При таком угле потеря хода кулачка  $\Delta h = e \sin \beta$ . Если  $R = 30$  мм и  $\frac{e}{R} = 0,3$ , то  $\Delta h = 0,3 \cdot 30 \sin 51^\circ 49' \approx 7$  мм.

Величину эксцентриситета практически принимают не более полуторакратной величины допуска размера  $H$  (рис. 18) обрабатываемой детали в месте зажима. Приблизительно величину  $e$  можно подсчитать по формуле

$$e = \frac{s_1 + s_2 + \delta + \Delta}{2},$$

где  $s_1$  — необходимый зазор для свободной установки закрепляемой детали под эксцентрик ( $s_1 = 0,2 \div 0,4$ );

$s_2$  — запас хода ( $s_2 = 0,3 \div 0,5$ ) для предотвращения перехода эксцентрика через мертвую точку;

$\delta$  — допуск на размер  $H$  детали;

$\Delta$  — дополнительная величина хода для компенсации податливости системы «зажим—обрабатываемая деталь».

Величину  $\Delta$  можно найти по уравнению  $\Delta = \frac{W}{c} + y + \frac{W}{c'}$ , правая часть которого представляет суммарную податливость эксцентрика, его оси и обрабатываемой детали в месте приложения тилы  $W$ .

Основным недостатком кругового эксцентрика является непостоянство угла подъема. К недостаткам следует также отнести малый ход эксцентрика (не более  $2e$ ). В результате изменения угла  $\alpha$  эксцентрика при положении линии эксцентриситета, близком к горизонтальному, зажим может ослабиться, а при положении, близком к вертикальному, — заклинить. В том и в другом случае приходится ударять по рукоятке эксцентрика для того, чтобы надежно закрепить деталь или легче освободить ее. При соблюдении соотношения  $\frac{e}{R} \leq 0,15$  и при стремлении увеличить ход требуется увеличивать  $e$ , а это приводит к значительному увеличению  $R$ . Например, при  $e = 4,5$  мм  $R = \frac{4,5}{0,15} = 30$  мм, а если  $e = 10$  мм, то  $R = \frac{10}{0,15} = 66,7$  мм, что может не соответствовать общим габаритным размерам приспособления. Однако круговые эксцентрики имеют несложную конструкцию.

*Криволинейные кулачки* в отличие от круговых эксцентриков характеризуются постоянством угла подъема, что обеспечивает самотормозящие свойства при любом угле поворота кулачка.

Рабочая поверхность таких кулачков чаще всего выполняется в виде логарифмической спирали  $\rho = Ce^{a\theta}$ , или по архимедовой спирали  $\rho = a\theta$ , где  $\rho$  — радиус-вектор кулачка;

$C$  — постоянная величина;

$e$  — основание натуральных логарифмов;

$a$  — коэффициент пропорциональности;  $\theta$  — полярный угол.

Если первое уравнение представить в логарифмическом виде, то оно, как и второе уравнение, в декартовых координатах будет представлять прямую линию. Поэтому построение кулачков с рабочими поверхностями в виде логарифмической или Архимедовой спирали можно выполнить с достаточной точностью просто, если значения  $\rho$ , взятые по графику в декартовых координатах, отложить от центра окружности в полярных координатах. Диаметр окружности при этом подобрать в зависимости от требуемой величины хода эксцентрика. Построение профиля кулачка по логарифмической спирали можно выполнить еще двумя способами.

I. Выбрать начальный радиус-вектор  $R$  кулачка (рис. 19, а). Описать этим радиусом окружность. Из центра окружности провести лучи под углом  $\alpha = 2\rho$  друг к другу. На лучах последовательно отложить от центра  $O$  отрезки  $R$ ,  $\frac{R}{\cos \alpha}$ ,  $\frac{R}{\cos^2 \alpha}$ ,  $\frac{R}{\cos^3 \alpha}$

и т. д. в пределах требуемого угла поворота кулачка  $\varphi$ . Концы полученных отрезков соединить плавной кривой.

Угол  $\varphi$  определяется величиной требуемого рабочего хода  $h$  кулачка. Построенный этим способом кулачок будет самотормозящимся при любом угле его поворота, если ось вращения кулачка проходит через центр  $O$  начальной окружности кулачка.

II. В отличие от первого способа, при этом способе длину лучей, проведенных из центра окружности радиусом  $R$ , получают

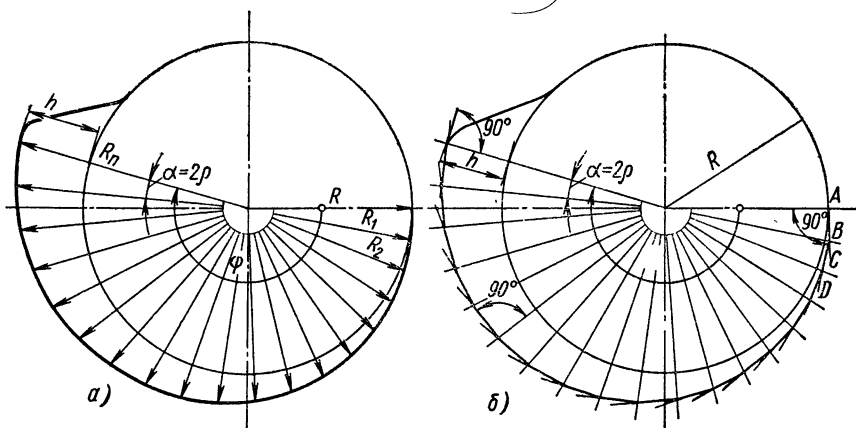


Рис. 19. Построение логарифмических профилей эксцентриков

графическим путем. Для этого в точке пересечения одного из лучей с окружностью (например, в точке  $A$ , рис. 19, б) восставляется перпендикуляр к лучу до встречи с соседним лучом (точка  $B$ ). В точке  $B$  аналогично восставляется перпендикуляр до встречи с третьим лучом и т. д., а затем точки  $A, B, C$  и т. д. соединяются плавной кривой. Все углы  $\alpha$  будут одинаковы и каждый из них равен углу трения  $\rho$ , так как измеряется половиной угла  $\alpha$ , равного удвоенному углу трения. Радиусы-векторы полученной кривой увеличиваются аналогично предыдущему по закону геометрической прогрессии со знаменателем  $q = \frac{1}{\cos \alpha}$ ,  $R_1 = \frac{R}{\cos \alpha}$ ,  $R_2 = \frac{R_1}{\cos \alpha} = \frac{R}{\cos^2 \alpha}$ ;  $R_3 = \frac{R_2}{\cos \alpha} = \frac{R}{\cos^3 \alpha}$  и т. д.

Так как углы подъема в любой точке кривых, полученных первым и вторым способами, одинаковы и равны углу трения, то и оба кулачка будут самотормозящимися при любом угле поворота.

Построение профиля кулачка по спирали Архимеда производится следующим образом. В десятикратном увеличении вычерчивается начальная полуокружность кулачка радиусом  $R$  (рис. 20, а) и делится на несколько равных частей (например, на 12). Через точки деления проводят лучи и на них последова-

тельно откладывают от окружности действительные (без увеличения) отрезки:  $h_1 = 1 \frac{\pi R}{12}$ ,  $h_2 = 2 \frac{\pi R}{12}$ ,  $h_3 = 3 \frac{\pi R}{12}$  и т. д. до  $h_{12} = 12 \frac{\pi R}{12}$ .

Точки  $A$  и концы отрезков соединяют плавной кривой. Угол подъема этой кривой в каждой точке будет равен углу трения, в чем легко убедиться, если развернуть начальную полуокружность кулачка в прямую линию длиной  $l = 10\pi R$  (рис. 20, б)

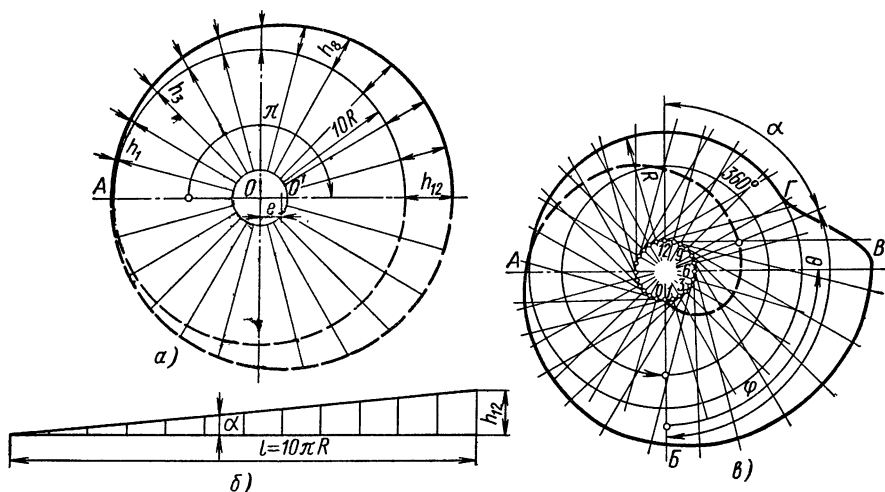


Рис. 20. Построение профилей эксцентриков:

$a$  — по спирали Архимеда;  $b$  — по эвольвенте

и на этой линии, как на катете, построить прямоугольный треугольник, вторым катетом которого принять отрезок  $h_{12}$ . Тангенс угла  $\alpha$  между развернутой начальной полуокружностью и гипотенузой полученного треугольника равен отношению катетов, т. е.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h_{12}}{e} = \frac{\pi R}{10\pi R} = 0,1.$$

Соответствующий этому тангенсу угол будет равен углу трения, а кулачок при таком угле будет самотормозящимся в пределах угла поворота, равного  $\pi$ . Если построить вторую половину кулачка аналогично первой (штриховые линии), то получится кулачок, мало чем отличающийся от обычного кругового эксцентрика (см. рис. 18, поз. 1). Поэтому спираль Архимеда обычно заменяется окружностью, центр  $O'$  которой подбирается на глаз по полученным при построении спирали точкам.

Эвольвентные эксцентрики также находят применение в практике. Их профиль строится следующим образом. Начальную окружность кулачка, так же как в предыдущих случаях, делят



на любое число частей (например, на 24). От каждой из точек деления в сторону начальной точки  $O$  проводят касательные к окружности (рис. 20,  $e$ ) и на них откладывают отрезки, длина которых равна длине дуги между точками деления окружности. На первой касательной от точки  $I$  откладывают один такой отрезок, на второй — два, на третьей — три и т. д. в пределах угла ( $360^\circ + \varphi$ ) от нулевой точки при  $\varphi = 90^\circ \div 100^\circ$ . После этого полученные точки, включая и нулевую, соединяют плавной кривой, которая и будет эвольвентой, так как для любой точки этой кривой

$$\theta = \text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha.$$

Выделив рабочий участок  $ABB$  кулачка, остальной его профиль выполняют в виде дуги окружности радиусом  $R$  и прямой линии  $BG$ .

### § 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ЗАЖИМА С ПОМОЩЬЮ КЛИНА И ЭКСЦЕНТРИКА

С помощью клина 4 (рис. 21,  $a$ ) при известной силе  $T$  привода создается сила зажима  $W$ , которая, как в любом другом случае, может быть определена графически и аналитически.

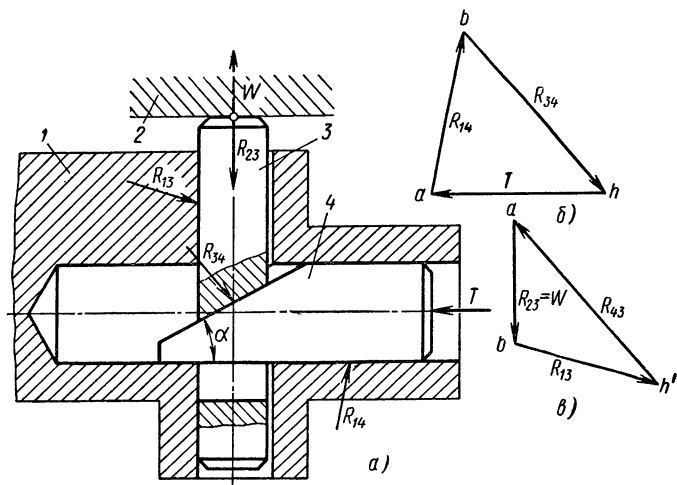


Рис. 21. Схема для расчета силы зажима, создаваемой клином

При графическом способе используются векторные уравнения сил, действующих на плунжер 3 и клин 4. Следовательно, правильное определение этим способом силы зажима зависит от того, насколько точно определены линии действия сил, приложенных к плунжеру 3 и клину 4.

На клин 4, кроме силы  $T$ , действуют реакции  $R_{34}$  со стороны плунжера 3 и  $R_{14}$  со стороны корпуса 1 приспособления, которые

под влиянием трения отклонены от нормального положения на угол трения  $\rho$ . В соответствии с условием равновесия клина 4 и считая коэффициент трения на всех трущихся поверхностях одинаковым, можно написать

$$\bar{T} + \bar{R}_{34} + \bar{R}_{14} = 0. \quad (28)$$

В этом уравнении сила  $T$  известна по величине и по направлению, а силы  $R_{34}$  и  $R_{14}$  известны только по направлению. Таким образом, в уравнении (28) неизвестны только величины двух сил, и такое уравнение решается графически построением плана сил (рис. 21, б). Если на плане сила  $T$  отложена в определенном масштабе, то, умножив отрезки  $ab$  и  $bh$  на этот масштаб, получим величины сил  $R_{14}$  и  $R_{34}$ .

Теперь можно составить векторное уравнение сил для плунжера 3 (это может быть плунжер или толкатель, действующий на закрепляемую деталь непосредственно или через какое-либо промежуточное звено). На плунжер 3 действуют реакция  $R_{23}$  со стороны обрабатываемой детали 2 (равная искомой силе  $W$  зажима), реакция  $R_{43}$  со стороны звена 4 и реакция  $R_{13}$  со стороны корпуса 1. Поэтому

$$\bar{R}_{23} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{13} = 0.$$

В этом уравнении также две неизвестных: величина силы  $R_{23}$  и величина силы  $R_{13}$ . Сила  $R_{43}$  может быть взята из построенного плана сил, действующих на клин 4, так как эта сила равна (по модулю) силе  $R_{34}$  и направлена в противоположную сторону. Отложив эту силу от точки  $h'$  (рис. 21, в) и, проведя через начало и конец вектора силы  $R_{43}$  линии, параллельные линиям действия сил  $R_{23}$  и  $R_{13}$ , получим векторы искомых сил в том масштабе, в каком был отложен вектор силы  $R_{43}$ .

Построенные планы позволяют легко определить силу зажима аналитически. Из планов сил, пользуясь теоремой синусов, можно написать

$$\frac{R_{23}}{\sin(90 - \alpha - 2\rho)} = \frac{R_{43}}{\sin(90 + \rho)} \quad \text{или} \quad \frac{R_{23}}{R_{43}} = \frac{\sin(90 - \alpha - 2\rho)}{\sin(90 + \rho)}.$$

Аналогично

$$\frac{T}{\sin(\alpha + 2\rho)} = \frac{R_{43}}{\sin(90 - \rho)} \quad \text{или} \quad \frac{T}{R_{43}} = \frac{\sin(\alpha + 2\rho)}{\sin(90 - \rho)}.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{R_{23}R_{43}}{R_{43}T} = \frac{\sin(90 - \alpha - 2\rho) \sin(90 - \rho)}{\sin(90 + \rho) \sin(\alpha + 2\rho)}. \quad (29)$$

Так как

$$\begin{aligned} \sin(90 - \alpha - 2\rho) &= \cos(\alpha + 2\rho); \\ \sin(90 - \rho) &= \sin(90 + \rho) = \cos \rho, \end{aligned}$$

то из уравнения (29) находим

$$R_{23} = \frac{T}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\rho)}. \quad (30)$$

С помощью кругового эксцентрика (рис. 18) зажимная сила может быть определена с достаточной точностью по формулам, аналогичным формулам для односкосного клина.

Если  $l$  — длина рукоятки эксцентрика и  $P$  — сила, приложенная к рукоятке, то при повороте эксцентрика под действием этой силы на его оси будет возникать момент  $M = Pl$ . Этот момент должен уравниваться суммой моментов сил реакций, действующих на эксцентрик со стороны обрабатываемой детали и со стороны опоры эксцентрика и сил трения в опорах эксцентрика и на поверхности его контакта с обрабатываемой деталью.

Если обозначить необходимую силу зажима  $W$ , то с учетом указанных сил трения к клину необходимо приложить силу  $T$ , которую можно определить приближенно по формуле

$$T = Q \cos \alpha.$$

Силу  $Q$ , представляющую реакцию со стороны закрепляемой детали, стремящуюся повернуть эксцентрик относительно точки  $O$ , можно найти из равенства моментов

$$Pl = Qr,$$

где  $r$  — расстояние от точки приложения силы  $Q$  до оси  $O$ .

Следовательно,

$$T = \frac{Pl}{r} \cos \alpha.$$

С другой стороны, для эксцентрика  $\delta$  (см. рис. 18) сила  $T$  связана с силой  $W$  зажима зависимостью

$$T = W [\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg} \rho_2],$$

из которой, подставив приведенное выше значение  $T$ , найдем силу зажима

$$W = \frac{Pl \cos \alpha}{r [\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg} \rho_2]}.$$

При малых значениях  $\alpha$  величина  $\cos \alpha$  близка к единице, поэтому силу зажима можно определять по формуле

$$W = \frac{Pl}{r [\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg} \rho_2]},$$

где  $r = \frac{R - e \cos \varphi}{\cos \alpha}$  — радиус-вектор эксцентрика.

Так как  $\alpha$  и  $r$  для круглого эксцентрика — величины переменные, то сила  $W$  также переменна. Для самотормозящегося

эксцентрика, т. е. для эксцентрика с отношением  $\frac{e}{R} \leq 0,15$ , если принять  $\cos \alpha = 1$ , сила  $W$  определится из выражения

$$W = \frac{Pl}{(R - e \cos \varphi) [\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg} \rho_2]}, \quad (31)$$

где  $R$  — радиус окружности эксцентрика.

При одинаковых значениях  $l$  эксцентрикового и резьбового зажима сила зажима, которую можно развить при помощи эксцентрика, в несколько раз меньше силы, достигаемой резьбовым зажимом, так как величина  $R$  эксцентрика всегда больше среднего радиуса  $r_{cp}$  винта.

Поэтому для обеспечения эксцентриком силы зажима, одинаковой с силой, развиваемой резьбовым зажимом, необходимо к эксцентрикам применять длинные рукоятки. Так, например, чтобы создать эксцентриком силу зажима, одинаковую с силой, развиваемой винтом диаметром 20 мм, требуется рукоятка длиной около 1000 мм. Использовать такие эксцентрики неудобно, а иногда и невозможно. Поэтому данный тип зажима следует считать недостаточно надежным, особенно для закрепления деталей, удерживаемых в процессе обработки только силой трения.

Эксцентрики, предназначенные для тяжелых работ, целесообразно проверять на прочность по контактным напряжениям сдвига, которые можно определить по формуле (22). В формуле (22) вместо значения  $q$  следует подставить отношение силы  $W$  к длине линии контакта  $l$  эксцентрика с обрабатываемой деталью, а вместо  $\rho_{np}$  — радиус  $R$  эксцентрика.

## § 12. ЭЛЕМЕНТЫ РЫЧАЖНЫХ ЗАЖИМНЫХ УСТРОЙСТВ

В зажимных устройствах станочных приспособлений широкое распространение получили прихваты (рис. 22), представляющие одно- или двуплечие рычаги, приводящиеся в действие силой  $P$ , которая создается винтом, гайкой или эксцентриком. Применяется несколько схем использования прихватов. Схема, показанная на рис. 22, а, наименее эффективна, так как при такой схеме сила зажатия детали  $W$  всегда меньше приложенной силы  $P$ . Прихват, выполненный по этой схеме, может быть после снятия силы  $P$  отодвинут от детали в направлении, показанном стрелкой  $K$ , тем самым облегчается доступ к обрабатываемой детали.

Схема, показанная на рис. 22, б более эффективна, так как по этой схеме зажимная сила  $W$  не только может быть равна приложенной силе  $P$ , но может быть и больше этой силы. Для облегчения доступа к обрабатываемой детали прихват, выполненный по этой схеме, может быть повернут относительно оси опоры  $A$  по стрелке  $M$ . Так как опора такого прихвата нагружается силами  $P$  и  $W$ , целесообразно изменить эту схему, поместив на место опоры  $A$  обрабатываемую деталь, а на место обрабатываемой

мой детали — опору, т. е. принять наиболее эффективную схему (рис. 22, в). Прихват, выполненный по этой схеме, можно сделать откидным (штриховая линия) и тогда будет обеспечен совершенно свободный доступ к обрабатываемой детали.

В рассмотренных схемах прихватов сила  $P$  привода перпендикулярна к прихвату и зажимная сила действует на обрабатываемую деталь в одном направлении, поджимая ее к опоре  $B$ . Если же к прихвату (рис. 22, а) приложить силу  $P$  под некоторым углом  $\alpha$  или, не изменяя направление силы  $P$ , повернуть прихват на этот угол, то на обрабатываемую деталь будут действовать две силы, которые поджимают деталь к двум опорам одновременно: к опорам  $B$  и  $C$ .

Рассмотренные прихваты можно объединить (сблокировать) для того, чтобы, прикладывая силу  $P$  в одном месте, обеспечить крепление детали (или группы деталей) в нескольких местах без увеличения силы привода. На рис. 23 показаны схемы попарного объединения прихватов 1 и 4 для крепления двух деталей 2 в четырех точ-

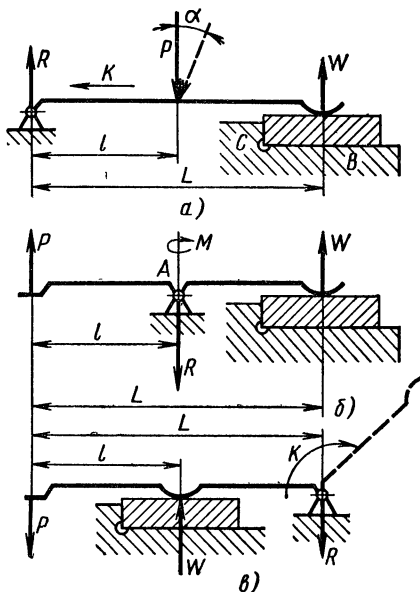


Рис. 22. Схемы типовых прихватов

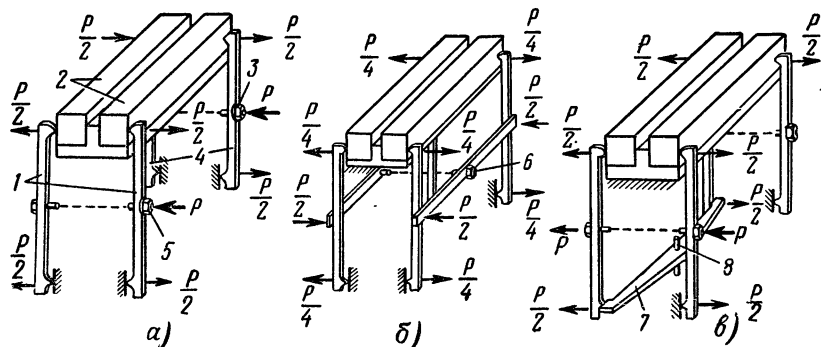


Рис. 23. Блокировка прихватов

ках. По схеме, показанной на рис. 23, а, каждая пара прихватов закрепляет детали в двух точках силами  $P/2$ . Силы  $P$  создаются при завинчивании двух гаек 3 и 5. По схеме, данной на рис. 23, б, заблокированы все четыре прихвата. Силы зажима

деталей в этом случае создаются завинчиванием гайки *б* и равны  $P/4$ . По схеме, приведенной на рис. 23, *в*, где также все четыре прихвата приводятся в действие одной силой  $P$ , детали оказываются зажатыми такими же силами, как и на рис. 23, *а*, но в 2 раза быстрее и легче. Достигается это применением коромысла 7, покачивающегося относительно оси 8.

Таким образом, объединение прихватов по данной схеме на рис. 23, *а* нерационально вследствие относительно небольшой производительности, а при ручном приводе и в результате большой утомляемости рабочего. Объединение по схеме, приведенной на рис. 23, *б* также нерационально из-за относительно невысокого коэффициента использования энергии привода или силы, затрачиваемой рабочим. Объединение прихватов, показанное на рис. 23, *в*, рационально в отношении производительности и использования энергии как механического, так и ручного привода.

Изготавливаются прихваты из сталей 20, 35, 45. Прихваты из малоуглеродистых сталей цементируют на глубину 0,8—1,2 мм и подвергают закалке до твердости HRC 54—60. Прихваты из среднеуглеродистой стали закалывают до твердости HRC 40—45. Многие конструкции прихватов нормализованы, а некоторые стандартизованы.

### § 13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ЗАЖИМА, СОЗДАВАЕМОЙ С ПОМОЩЬЮ ПРИХВАТОВ

Силу зажима можно определять без учета потерь на трение. В этих случаях при использовании прихватов по схеме, показанной на рис. 22, *а*, сила зажима  $W = \frac{Pl}{L}$ .

Для прихватов по схеме, данной на рис. 22, *б*,

$$W = \frac{Pl}{L-l}.$$

Для прихватов по схеме, показанной на рис. 22, *в*,

$$W = \frac{PL}{L-l}.$$

Если учитывать потери на трение в опоре прихвата, то силу зажима можно определить по следующим формулам.

Для прихвата по схеме, показанной на рис. 22, *а*,

$$W = \frac{Pl - fRr}{L} = P \frac{Ll - fr(L-l)}{L^2},$$

где  $R = P \frac{L-l}{L}$  — реакция в опоре;

$f$  — коэффициент трения в опоре;

$r$  — радиус опоры.

Для прихвата по схеме, данной на рис. 22, б,

$$W = \frac{Pl - fRr}{L - l} = P \frac{(L - l)l - frL}{(L - l)^2},$$

где  $R = P \frac{L}{L - l}$ .

Для прихвата по схеме, приведенной на рис. 22, в,

$$W = \frac{PL - fRr}{L - l} = P \frac{L(L - l) - flr}{(L - l)^2},$$

где  $R = P \frac{l}{L - l}$ .

Если принять  $L = 2l$ ,  $f = 0,1$  и  $r = 0,2l$ , то получим  $W = 0,495P$  (см. рис. 22, а),  $W = 0,96P$  (см. рис. 22, б) и  $W = 1,98P$  (см. рис. 22, в). Таким образом, по сравнению с прихватом, показанным на рис. 22, а, прихват, данный на рис. 22, б, обеспечивает почти в 2 раза, а прихват, показанный на рис. 22, в, в 4 раза большую силу зажима при одинаковой силе привода.

#### § 14. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ОФОРМЛЕНИЯ ОТДЕЛЬНЫХ ЗАЖИМНЫХ И УСТАНОВОЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

На рис. 24, а показан пример использования прихвата 5, при действии которого сила зажима  $W$  не параллельна силе привода  $P$ . Обрабатываемая деталь 3 установлена на опорных пластинах 2 и 4 двумя плоскими поверхностями. Конструкция обеспечивает

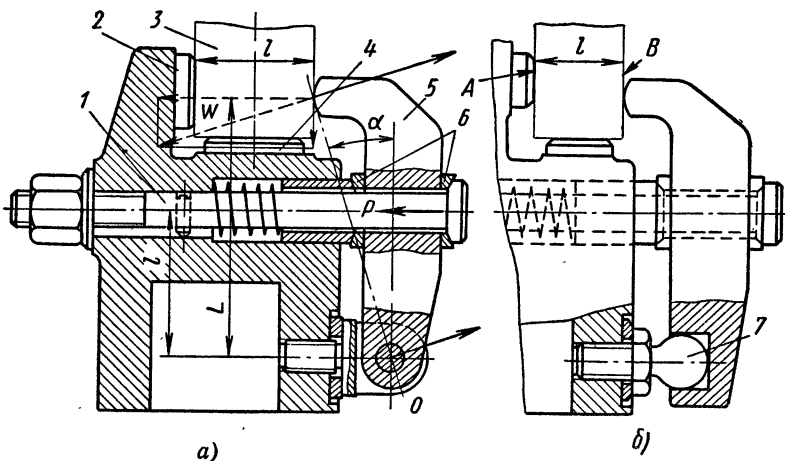


Рис. 24. Прихваты, обеспечивающие зажим детали в двух направлениях

поджатие обрабатываемой детали к обоим пластинам и применима в случаях, когда установочные поверхности детали точно обработаны и расположены строго перпендикулярно друг к другу, а поверхность контакта с прихватом параллельна одной устано-

вочной поверхности и перпендикулярна другой. Различие в размере  $l$  деталей компенсируется самоповорачиванием прихвата только около оси  $O$ . Использование сферических шайб  $6$  предохраняет зажимной стержень  $1$  от прогиба.

Аналогичный прихват показан на рис. 24, б. Этот прихват удобен для закрепления необработанных деталей, так как позволяет компенсировать не только неодинаковость размера  $l$  деталей, но и непараллельность вертикальной установочной поверхности  $A$  детали с ее поверхностью  $B$  контакта с прихватом. Это обеспечивается возможностью прихвата покачиваться относительно сфе-

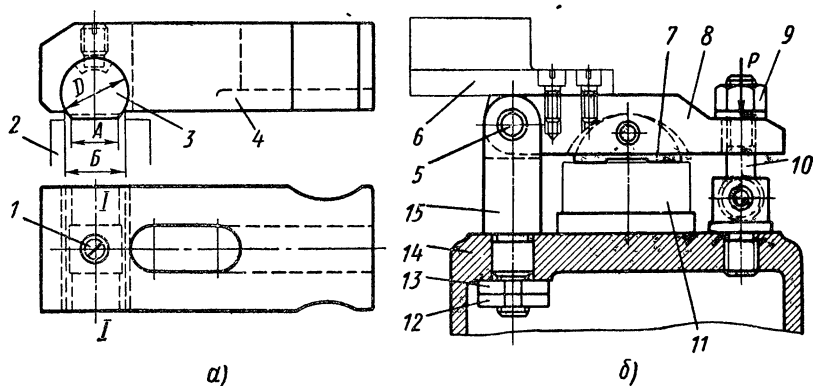


Рис. 25. Прихваты:

а — с цилиндрическим сухариком; б — откидной

рической опоры  $7$  в различных направлениях. Для облегчения настройки зажима с таким прихватом его сферическую опору следует делать регулируемой.

Рассмотренные прихваты могут быть выполнены в виде планки  $4$  (рис. 25, а) с встроенным в нее цилиндрическим сухариком  $3$ . При попадании на неровную поверхность закрепляемой детали  $2$  сухарик под действием силы зажима проворачивается так, что эта сила передается на деталь по всей ширине  $A$  поверхности площадки сухарика. Для нормальной работы сухарика необходимо свободное его поворачивание относительно оси  $I-I$  и достаточная ширина площадки. Необходимо выдерживать условие

$$A \geq 0,17D.$$

Чтобы сухарик не выпадал из отверстия прихвата, ширина паза  $B$  должна быть несколько меньше диаметра  $D$  сухарика, а от осевых перемещений должен быть предусмотрен ограничительный винт  $1$ , который в то же время не должен мешать поворачиванию сухарика в необходимых пределах.

На рис. 25, б показана конструкция откидного прихвата  $8$ , выполненного по схеме, показанной на рис. 22, в. С помощью



такого прихвата наиболее рационально используется сила  $P$  привода потому, что при откидывании прихвата обеспечивается свободный доступ к обрабатываемой детали  $11$ , и, кроме того, зажим этим прихватом может быть осуществлен по большой поверхности детали, что уменьшает возможность деформации этой поверхности. Последнее достигается тем, что соприкосновение зажима с обрабатываемой деталью осуществляется с помощью качающегося сухаря  $7$ . Ось  $5$  прихвата помещается либо непосредственно в кронштейне корпуса  $14$ , при этом прихват может быть только откидным, либо в отдельной стойке  $15$  и в этом случае прихват может быть не только откидным, но и поворотным вместе со стойкой относительно оси. Свободное поворачивание стойки обеспечивается регулированием гаек  $12$  и  $13$ .

Для того чтобы откинуть прихват, необходимо ослабить гайку  $9$  и отбросить шарнирный болт  $10$ . На тяжелых прихватах для облегчения откидывания рекомендуется прикреплять отдельный противовес  $6$  или удлинять прихват в сторону противовеса. Чтобы прихват или противовес не ударялись при откидывании о корпус приспособления, в последнем целесообразно предусматривать пружинный или другой упругий демпфер. Недостатком такого прихвата следует считать сложность конструкции.

Конструкции плунжерных зажимных устройств показаны на рис. 26. В этих устройствах необходимая сила зажима осуществляется с помощью резьбовых деталей, приводящих в действие прихват  $8$  и систему плавающих плунжеров  $6$ , обеспечивающих одновременное крепление нескольких цилиндрических деталей  $5$  одинаковыми силами.

В зажимном устройстве, показанном на рис. 26, *а*, правильное положение деталей обеспечивается планкой  $2$ , представляющей блок призм. Надежность крепления всех деталей достигается завинчиванием гайки  $1$  болта  $4$ , одинаковость зажимных сил — наличием системы плавающих секторов  $7$  и шариков (или шайб)  $9$ , компенсирующих возможное различие диаметров обрабатываемых деталей.

Чтобы поставить детали для обработки или снять после обработки, достаточно слегка отвинтить гайку  $1$ . Пружина  $3$  при этом повернет прихват  $8$  относительно оси  $10$  шарнирного болта  $11$  и обеспечит свободный доступ к месту установки деталей. Все детали его плавающей системы должны быть закалены, точно отшлифованы и обильно смазаны, в противном случае возможно заедание отдельных частей, в результате чего некоторые из обрабатываемых деталей могут оказаться незакрепленными.

В конструкции, показанной на рис. 26, *б*, обрабатываемые детали  $5$  устанавливают не в призмах, а на плоской поверхности детали  $17$ , сцентрированной на сварном корпусе  $18$  с помощью штифтов  $15$  и закрепленной на нем винтами  $16$ . Крепление деталей осуществляется двумя прихватами  $13$  и  $19$  при завинчивании гайки  $12$  болта  $20$ . В этой конструкции возникают две зажимные

силы  $W$  и  $W'$ , одинаковые для каждой детали. Первая передается на обрабатываемые детали плунжерами 6 с помощью гидропластмассы 14, вторая создается непосредственно прихватом 19. Оба прихвата выполнены по схеме, показанной на рис. 22, в.

На рис. 27 показана одна из конструкций плавающего устройства, в котором установка обрабатываемой детали 4 обеспечивается жестко закрепленным пальцем 5, а крепление достигается с по-

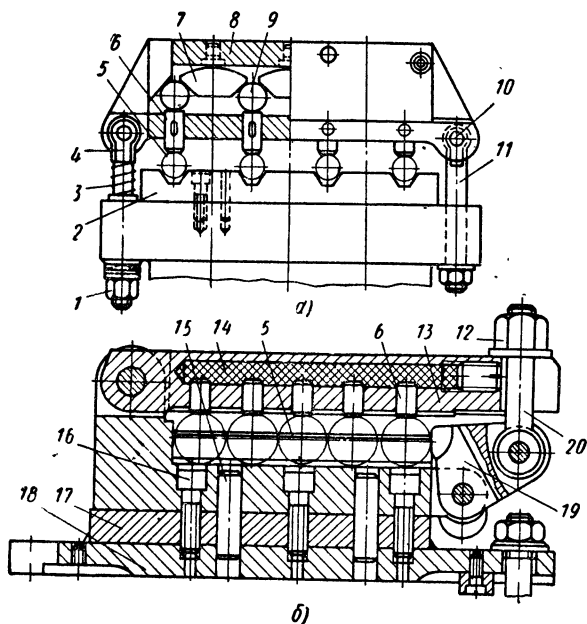


Рис. 26. Типы плунжерных механизмов

мощью плавающего винта 6, несущего два независимо действующих рычага 3. Обычно эти рычаги называют «губками», а все устройство «плавающими тисками».

При отвинчивании гайки 7 губки расходятся под действием пружин, чем обеспечивается удобная установка обрабатываемой детали. При завинчивании гайки 7 губки 3 сближаются, причем, если одна из губок коснется обрабатываемой детали раньше второй, она вместе с винтом останавливается, а вторая продолжает движение в результате перемещения гайки по винту.

При конструировании таких устройств необходимо обеспечить большую длину направляющим хвостовикам губок во избежание перекоса их под действием зажимных сил и дополнительную фиксацию их в рабочем положении. В данном случае эта фиксация достигается расклиниванием направляющих хвостовиков губок с помощью специальной шайбы 8 и закругленной головки 1

винта 6, которые при закреплении детали входят в прорези губок 2 и надежно прижимают их к стенкам паза корпуса 9.

Другая конструкция плавающего устройства показана на рис. 28. Если в первой конструкции закрепление обрабатываемой детали осуществлялось с помощью винтового зажима, то в данной конструкции для этого используется клиновой зажим. Деталь 2 устанавливают двумя плоскостями на плиту 1 и на опорные штыри 3 и поджимают к ним с помощью качающегося рычага-прихвата 4, который приводится в действие двухскосным клином 7.

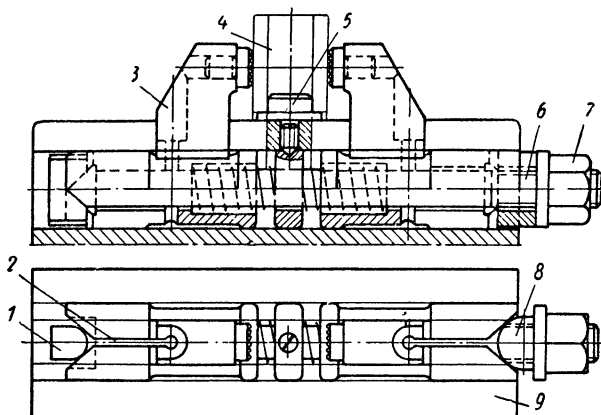


Рис. 27. Плавающие тиски

Из положения, показанного на рис. 28, а, при движении клина влево прихват 4 под действием собственного веса и силы подпружиненного плунжера 6 поворачивается, как показано на рис. 28, б, около своей оси 5, помещенной в вилке 8, и вместе с последней под действием пружины 9 опускается, освобождая место для перезарядки приспособления очередной деталью. Угол  $\alpha$  клина должен обеспечивать самоторможение, т. е. быть меньше удвоенного угла трения, а угол  $\beta$  может быть значительно больше  $\alpha$ . Его величина определяется требуемым ходом  $h$  вилки 8. При значительной величине  $h$  перемещение клина в рабочее положение (на рисунке показано стрелкой  $K$ ) и обратно целесообразно осуществлять одним из быстродействующих приводов.

На рис. 29, а показана конструкция механизма, в которой установка обрабатываемой детали 7 производится на пластины 4, палец 5 и второй срезанный палец (см. рис. 13, в), а закрепление осуществляется с помощью плавающего сдвоенного эксцентрика 1, действующего на два плунжера 2, которые поворачивают прихваты 6 около осей 3. Плавание эксцентрика для одновременной работы прихватов достигается тем, что прямоугольное отверстие в нем выполнено шире квадратного посадочного конца оси 11. Пружины 10 способствуют раскрытию

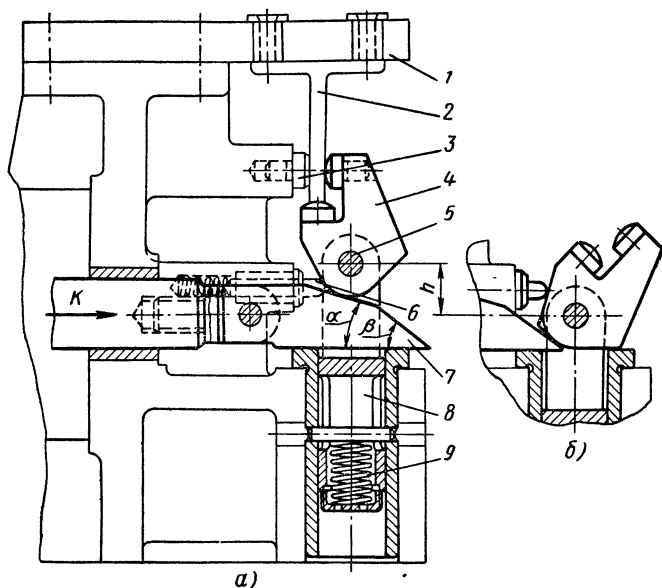


Рис. 28. Специальный рычажно-клиновой зажим

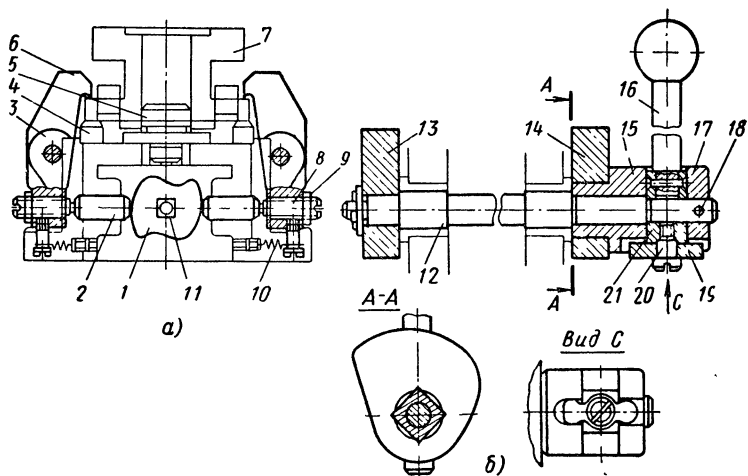


Рис. 29. Конструкция механизмов с плавающим сдвоенным эксцентриком (а) и со сдвоенными кулачками, помещенных на одном валике (б)

прихватов 6 при смене обрабатываемой детали. Винты 8 с контргайками 9 служат для регулировки угла поворота эксцентрика при закреплении обрабатываемой детали.

На рис. 29, б показано другое эксцентриковое устройство, предназначенное для крепления обрабатываемой детали в двух местах двумя кулачками 13 и 14, действующими непосредственно на обрабатываемую деталь или на плунжеры, как в предыдущей конструкции, или на прихваты.

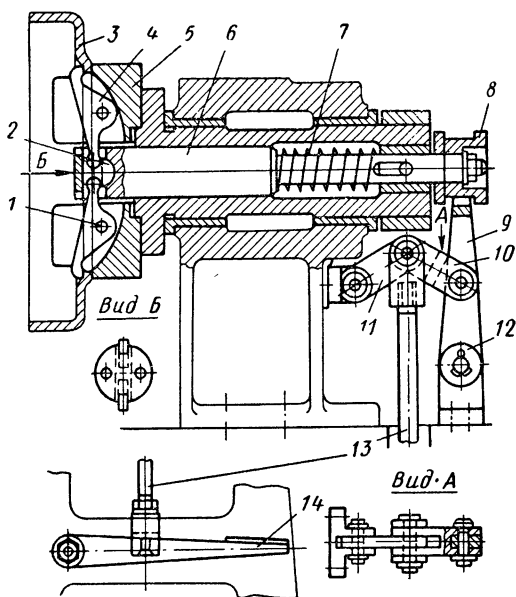


Рис. 30. Пружинный зажим с педальным управлением

ном конце цилиндрического стержня 12. Кулачок 14 надет на квадратный конец втулки 15, которая свободно помещена на стержне 12. На том же стержне неподвижно с помощью штифта 18 закреплена шайба 17 и свободно надета муфта 21 с качающимся коромыслом 19 и рычагом 16. При поворачивании рычага коромысло поворачивает шайбу 17 и втулку 15, а вместе с ними и оба кулачка. При остановке одного из кулачков второй может продолжать вращение в результате поворота коромысла относительно оси 20.

На рис. 30 показано устройство, в котором закрепление обрабатываемой детали 3, установленной на цилиндрический выступ детали 5, осуществляется прихватами 4, находящимися под действием упругой силы пружины 7. В этом устройстве энергия оператора (или механизированного привода) расходуется не на создание зажимной силы, а на преодоление этой силы при откреплении

обработанной детали. В данном случае оператор нажимает на педаль 14 и опускает тягу 13, которая распрямляет «колени» пластин 10 и 11. При этом рычаг 9 поворачивается относительно неподвижной оси 12 вправо (по рисунку) и верхним своим концом, выполненным в виде вилки, перемещает муфту 8 и стержень 6, сжимая пружину 7. Так как концы прихватов 4 помещены в прорез стержня 6, то они при движении стержня поворачиваются относительно своих осей 1 и освобождают обработанную деталь. Для установки очередной детали пружину 7 необходимо принудительно удерживать в сжатом состоянии. Для этого может потребоваться большая сила на педали, что связано с непроизводительной затратой энергии оператора. Поэтому подобные устройства целесообразнее приводить в действие каким-либо механизированным приводом. В этом случае выпрямление «колени» пластин 10 и 11 можно доводить принудительно до перехода через «мертвое» (горизонтальное) положение как при освобождении, так и при закреплении детали. Качающаяся шпонка 2 предусмотрена для обеспечения различного угла поворота прихватов 4 в целях компенсации возможного различия в толщине фланцев обрабатываемых деталей. В этих случаях при отсутствии такого компенсатора невозможно обеспечить одинаковую силу зажима и тем и другим прихватом.

## Глава IV

# ОБЪЕДИНЕНИЕ ФУНКЦИЙ УСТАНОВОЧНЫХ И ЗАЖИМНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

### § 15. ПРИЗМАТИЧЕСКИЕ ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Рассмотренные установочные и зажимные элементы обеспечивают правильную установку обрабатываемой детали и надежное ее закрепление, требуя отдельное время на установку и на крепление. В целях повышения производительности труда находят применение различные устройства, выполняющие одновременно установочные и зажимные функции. Такие устройства называют установочно-зажимными или самоцентрирующими механизмами.

Широкое распространение получили призматические механизмы с подвижной призмой (рис. 31). Призма *б* (рис. 31, *а*) в начальный период движения (по стрелке *А*) перемещает обрабатываемую деталь *5* вдоль опорной плоскости установочной детали *4*, а при дальнейшем движении закрепляет обрабатываемую деталь, «улавливая» положение ее оси симметрии *I—I*. На рис. 31, *б* и *в* установочная деталь *4* — призматическая.

Схему, показанную на рис. 31, *а*, целесообразно использовать тогда, когда размер *H* обрабатываемой детали равен или больше ее размера *l* и нормали *N—N*, проведенные через точки контакта призмы *б* с деталью не выходят за пределы опорной плоскости детали *4*. В этих случаях обрабатываемая деталь в первоначальный момент легко перемещается вдоль установочной плоскости.

Схему, показанную на рис. 31, *б*, рекомендуется использовать для установки деталей, размер *H* которых меньше размера *l*, вследствие чего нормали *N—N* выходят за пределы опорной поверхности детали *4*. Если бы последняя была плоской (как на рис. 31, *а*), это могло бы привести к неправильному закреплению обрабатываемой детали вследствие возможного ее поворота. Призматическая деталь *4* в этой схеме позволяет выровнять положение плоскости *I—I* симметрии детали. Под действием призмы *б* деталь *5* в начальный период поворачивается в призме *4*, после чего происходит зажим детали.

Схема, показанная на рис. 31, *в*, аналогична схеме, данной на рис. 31, *б*, но в ней использование плоской детали *4* привело бы

к еще более неправильной установке обрабатываемой детали вследствие того, что размер  $H$  ее значительно меньше размера  $l$ . Для компенсации влияния неточности размера  $l$  заготовок (особенно литых и кованных) при обработке поверхностей (например, отверстий), координированных относительно торца  $T$ , целесообразно предусматривать возможность изменения положения детали 4. Это необходимо также при обработке деталей из различных партий. В рассматриваемых схемах для этого предусмотрены два

винта 2 с контргайками 1. Торцы таких винтов должны быть закалены, а в деталях 4 для винтов 3 предусмотрены овальные отверстия.

Если регулируемая деталь 4 — призма, ее необходимо во избежание бокового смещения врезать в паз корпуса, как показано на рис. 31, в, или поместить на отдельную шпонку, врезанную в корпус, как показано на рис. 31, а и б.

При необходимости «улавливания» двух взаимно перпендикулярных плоскостей симметрии  $I$  и  $II$  детали 6 (рис. 32, а) применяют две одновременно сближающиеся призмы

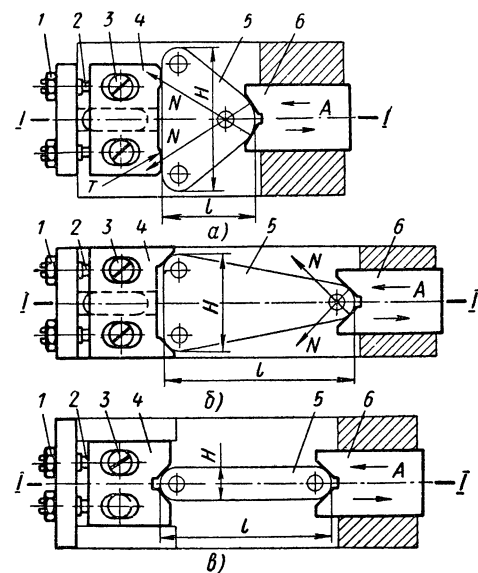


Рис. 31. Призматические механизмы

мы 5 и 8. Призмы укрепляют на кулачках 4 и 9, перемещающихся в точном пазу корпуса 1 при помощи винта 3 с правой резьбой на одном конце и с левой — на другом. Винт фиксируется от осевого перемещения регулируемой вилкой 7, точно пригнанной в средней проточке винта. Регулирование положения вилки необходимо, так как изготовить такой механизм при неподвижной вилке было бы трудно вследствие того, что в этом случае почти невозможно при сборке обеспечить одинаковое положение призм относительно середины винта. Осуществляется регулирование положения вилки перемещением ее вправо или влево при помощи двух винтов 10. Для обеспечения такого перемещения вилка должна быть помещена в отверстие корпуса приспособления с большим зазором. После того как положение призм выверено, завинчиваются две пробки 2 и 11 и вилка 7 прикрепляется к корпусу 1 винтами 12.

На рис. 32, б показан второй способ регулирования механизма. В этом случае регулируется положение каждой призмы 15. Для



этого используются винты 17 с контргайками 18, а двузначный винт и вилка 13 своего положения в направлении оси винта не меняют. Крепятся призмы винтами 16. При использовании такого способа регулировки необходимо обеспечивать возможность установки в корпус 20 кулачков 19, собранных с призмами 15 и винтом 14, так как без обеспечения такой возможности сборка может оказаться весьма затруднительной. Практически для этого сле-

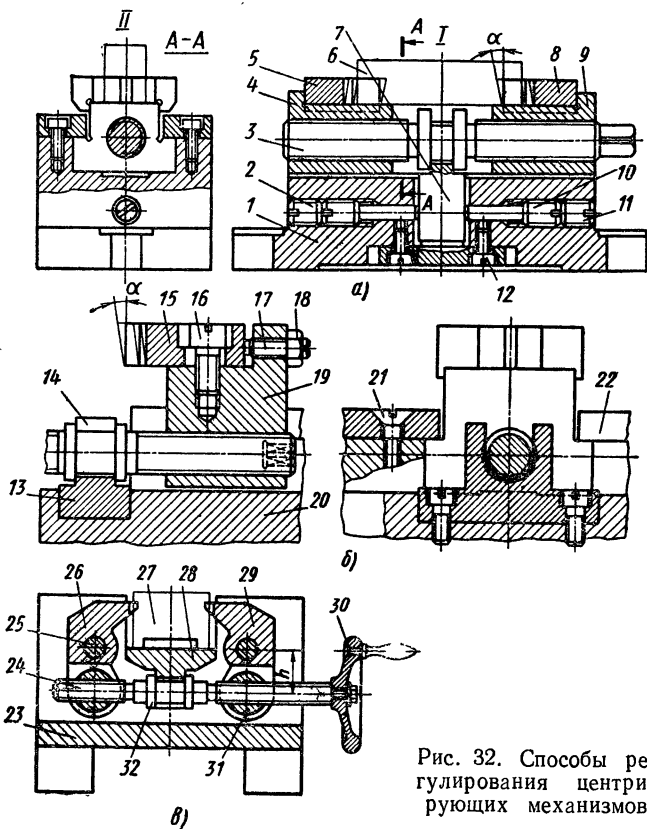


Рис. 32. Способы регулировки центрирующих механизмов

дует помещать призмы в общем пазу корпуса приспособления, а закреплять планками 22 с помощью винтов 21.

В случае необходимости одновременно с центрированием обрабатываемой детали в приспособлениях (рис. 32, а и б) прижимать деталь к ее нижней опоре целесообразно применять призмы с наклонными рабочими поверхностями под углом поднутрения  $\alpha = 3 \div 5^\circ$  (тонкие линии).

Призматические центрирующие механизмы часто применяют для установки и закрепления цилиндрических деталей в горизонтальном или в вертикальном положении. Для обработки таких

деталей в вертикальном положении, кроме рассмотренных механизмов, может быть использован рычажно-призматический механизм, показанный на рис. 32, в.

Двузначный винт 24, застопоренный от осевого перемещения в пазу корпуса 23 с помощью двух буртиков 32, при вращении за маховичок 30 по направлению часовой стрелки сближает помещенные на винте цилиндрические гайки 31. При этом гайки, находясь в отверстиях рычагов-призм 26 и 29, поворачивают последние относительно неподвижных осей 25, освобождая место для снятия обработанной или для установки очередной детали 27.

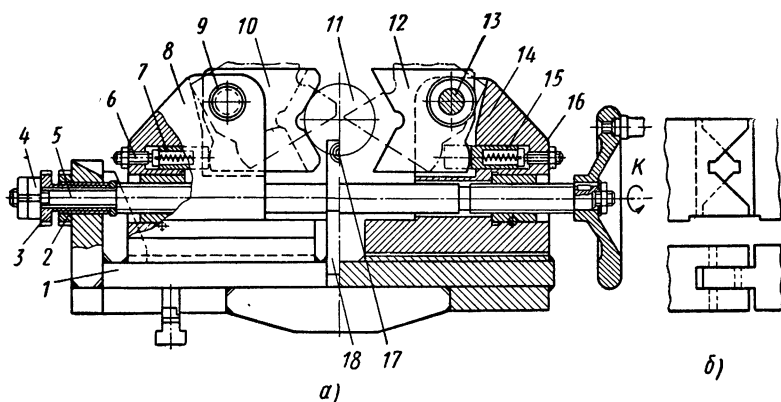


Рис. 33. Призматический механизм, центрирующий детали в горизонтальной и в вертикальной плоскостях

При обратном вращении винта гайки 31 расходятся и рычаги-призмы закрепляют установленную деталь, центрируя ее и одновременно поджимая к установочной пластине 28, прикрепленной к корпусу 23 приспособления. Так как при повороте рычагов-призм гайки 31 также поворачиваются относительно осей рычагов, они должны поворачиваться и относительно своих геометрических осей, а винт 24 должен перемещаться в вертикальной плоскости, так как расстояние  $h$  при этом изменяется.

Для правильной работы механизма необходимо обеспечить винту плоскопараллельное движение, а рычаги-призмы точно пригнать в общем для них пазу корпуса приспособления.

Механизм для случаев горизонтального расположения обрабатываемой детали показан на рис. 33, а. Этот механизм предназначен для деталей определенного диапазона диаметров, в связи с чем устройство его рабочих частей значительно отличается от устройства частей предыдущих механизмов.

При вращении двузначного винта 5 по направлению стрелки К ползуны 8 и 14 расходятся, а плунжеры 15, находящиеся под действием пружин 7, поворачивают призмы 10 и 12 около осей 9 и 13, открывая доступ к месту установки обрабатываемой детали 11.

При обратном вращении винта 5 ползуны 8 и 14 сближаются, а призмы, упираясь в обрабатываемую деталь, поворачиваются в рабочее положение, перемещая плунжеры 15 до соприкосновения их с регулируемыми упорами 6 и 16, после чего призмы с ползунами, перемещаясь как одно целое, окончательно закрепляют обрабатываемую деталь. Призмы выполнены так, что они при сближении входят одна в другую (рис. 33, б), чем исключается возможное их столкновение при значительном различии диаметров обрабатываемых деталей. Положение последних в осевом направлении определяется с помощью регулировочного винта 17, укреп-

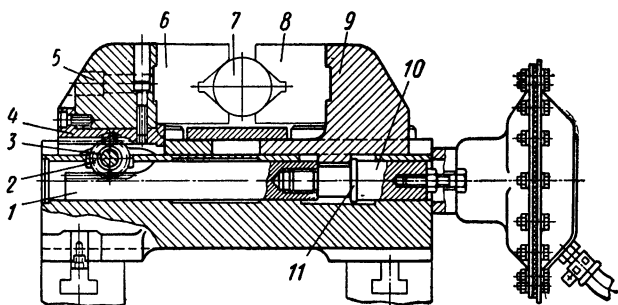


Рис. 34. Призматический механизм с реечно-зубчатым приводом к ползунам

ленного в кронштейне 18, который приварен к корпусу 1 приспособления. Регулировка положения винта 5 и ползуну 8 и 14 в этой конструкции достигается с помощью резьбовой втулки 3, которая фиксируется в корпусе 1 контргайкой 2, а на винте 5 — гайками 4.

Широкое применение в промышленности получили самоцентрирующие механизмы с встречным перемещением призм при помощи системы зубчатых реек. В конструкции, показанной на рис. 34, используются две рейки. Рейка 4 прикреплена к ползуну 5. Рейка 1 связана со штоком 10 того или другого привода. При перемещении штока влево (по рисунку) он своим буртиком 11 толкает ползун 9 в том же направлении, а рейка 1 поворачивает зубчатое колесо 2, вращающееся относительно неподвижной оси 3. Это колесо перемещает рейку 4 и связанный с ней ползун 5 вправо. Призмы 6 и 8, укрепленные на ползунах, получая встречное движение, центрируют и закрепляют обрабатываемую деталь 7. Такие механизмы обычно используются на центровочных станках в крупносерийном и массовом производствах.

Для крепления деталей большой длины используются по два из рассмотренных механизмов. Размещаются они, по возможности, близко к местам обработки деталей и действуют последовательно или одновременно.

Представленные на рис. 32 и 33 механизмы ориентируют и центрируют обрабатываемые детали в двух направлениях. Однако их легко приспособить для центрирования деталей только в одном направлении. Для этого необходимо центрирующим элементам в таких конструкциях обеспечить некоторую свободу перемещения в одной или в обеих плоскостях симметрии обрабатываемой детали, а последнюю центрировать с помощью отдельных установочных элементов.

Детали этих механизмов непосредственно соприкасающиеся с обрабатываемой деталью, например призмы, принято называть сменными губками, а ползуны, на которых укрепляются эти губки, — кулачками.

Для центрирования деталей некруглой формы механизмы рассмотренных типов не всегда применимы. Поэтому во многих случаях приходится конструировать специальные устройства [7].

### § 16. ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ С ЭКСЦЕНТРИЧЕСКИМИ ПАЗАМИ И ПЛУНЖЕРНЫЕ ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

В призматических самоцентрирующих механизмах вместо двухзначных винтов часто применяют диски или кольца с эксцентрическими пазми, в которые входят хвостовики кулачков, предназначенных для крепления обрабатываемых деталей.

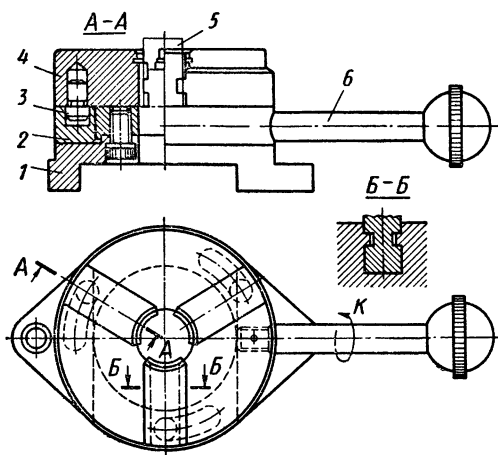


Рис. 35. Центрирующий механизм с эксцентрическими пазми

На рис. 35 показана одна из схем механизма с таким центрирующим устройством. При повороте кольца 2 за рукоятку 6 в горизонтальной плоскости, пальцы 3, запрессованные в кулачки 4, под действием криволинейных пазов в кольце 2 перемещаются в радиальном направлении и раздвигают кулачки, освобождая обрабатываемую деталь 5. При обратном вращении рукоятки 6 кулачки сближаются и закрепляют очередную деталь.

Кулачки такого механизма для предохранения их от бокового смещения и перекосов необходимо помещать в точные направляющие пазы корпуса 1. Чтобы кулачки в процессе обработки деталей не расходились, необходимо пазы в кольце 2 выполнять

с углом подъема не более  $5^\circ$ . При этом для увеличения хода кулачков во многих случаях целесообразно создавать ступенчатые (ломаные) пазы.

В некоторых конструкциях (см. рис. 26) плунжеры использовали только для закрепления обрабатываемых деталей. В механизме, показанном на рис. 36, *а*, три цилиндрических плунжера 10, расположенных под углом  $120^\circ$  друг к другу, используются одновременно и для центрирования обрабатываемой детали 8 по ее внутренней необработанной или грубообработанной поверхности.

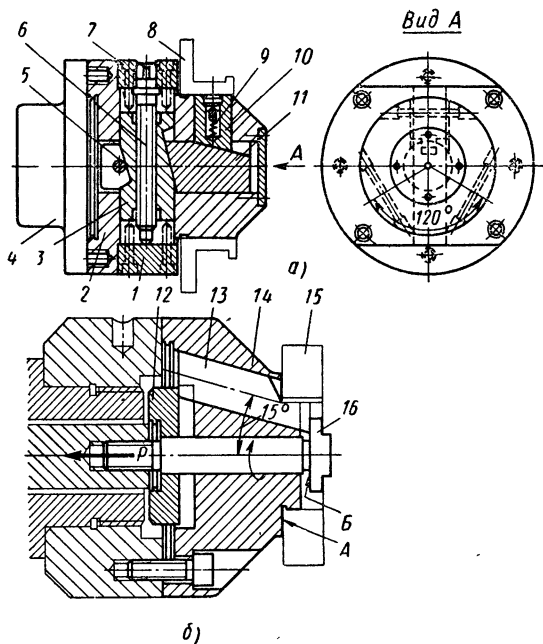


Рис. 36. Плунжерные центрирующие механизмы

Чтобы осуществить такое центрирование, плунжеры выталкиваются из корпуса 2 клиновой деталью 11 при движении ее вправо (по рисунку) под действием второй клиновой детали 3, которая перемещается вверх (по рисунку). Эти перемещения происходят при вращении по часовой стрелке винта 6, застопоренного от осевого перемещения упорами 1 и 7. При обратном вращении винта деталь 3, упираясь в штифт 5, запрессованный в деталь 11, отводит последнюю влево. При этом плунжеры под действием отдельной для каждого из них пружины 9 утопают в корпус и освобождают обработанную деталь.

Вместо трех отдельных пружин в такой конструкции можно использовать общую кольцевую пружину, огибающую все плунжеры.

Для правильной работы механизма клиновые детали 3 и 11 должны быть точно пригнаны в направляющих отверстиях корпуса 2 и предохранены от проворачивания в них. Механизм центрируется на планшайбе 4 с помощью буртика.

На рис. 36, б показана вторая конструкция плунжерного механизма. В этой конструкции также три плунжера 13 расположены под углом  $120^\circ$  друг к другу. Однако относительно оси обрабатываемой детали 15 они в отличие от плунжеров предыдущей конструкции размещены не под углом  $90^\circ$ , а под углом  $\alpha = 15^\circ$ , поэтому перемещаются не только в радиальном, но и в осевом направлении. Вследствие этого обрабатываемая деталь при движении стержня 16 под действием силы  $P$  привода не только центрируется на плунжерах, но и поджимается к опорному торцу  $A$  корпуса 14. При обратном действии силы  $P$  шайба 12 выталкивает плунжеры, освобождая обработанную деталь.

Правильная работа механизма может быть обеспечена только при строгой перпендикулярности рабочего торца  $B$ , головки стержня 16 и торца  $A$  корпуса к оси стержня и при точной пригонке стержня 16 и плунжеров 13 в отверстиях корпуса 3.

## § 17. ЦАНГОВЫЕ ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Цанговыми называются механизмы, в которых в качестве установочно-зажимного элемента используется цанга, представляющая специальную разрезную пружинящую втулку, с помощью которой в цанговом механизме обеспечивается определенное положение геометрической оси обрабатываемых деталей.

Сила привода к такому механизму передается на наружную или внутреннюю коническую поверхность цанги. Цанга с наружным конусом используется для закрепления по наружной поверхности деталей в виде стержней с круглым, квадратным или другим многоугольным профилем поперечного сечения. Цанги с внутренним конусом применяются преимущественно для крепления изнутри деталей типа цилиндрических втулок.

Обычно цанги изготовляют из цементируемой стали 20 или из высокоуглеродистых сталей У7А и У8А, а для тяжелых работ нередко из легированных сталей 12ХНВА, 9ХС и др. Для придания большей упругости и сопротивляемости износу цанги подвергают закалке до твердости  $HRC\ 58-60$  и тщательно шлифуют.

На рис. 37 показано приспособление с цанговым центрирующим устройством. С помощью рукоятки 3 гайка 4 навинчивается на корпус 1, нажимая на шарики 8, которые, действуя на фланец втулки 5, опускают ее и она конической поверхностью сжимает лепестки разрезанного конуса цанги 7. Это сжатие передается втулке 6 и помещенной в ней обрабатываемой детали. Применение шариков обусловлено стремлением уменьшить потери на трение между гайкой 4 и фланцем втулки 5. С этой же целью гайка помещена на втулке 5 с большим зазором, исключая трение

цилиндрических поверхностей этих деталей. Угол  $\alpha$  цанги в рабочем положении обычно принимается равным  $30^\circ$ , а в свободном состоянии  $29^\circ$ . Этим достигается прилегание конусов цанги и втулки 5 в рабочем положении по всей длине образующей конуса. В свободном состоянии лепестки цанги контактируют с конической поверхностью втулки 5 только кромкой отверстия со стороны верхнего торца цанги. Угол конуса втулки составляет  $29^\circ$ , а в конструкции с обратным конусом —  $31^\circ$ . Центрирование обрабатываемой детали обеспечивается в этом механизме не только точной обработкой конической поверхности цанги 7 и втулки 5,

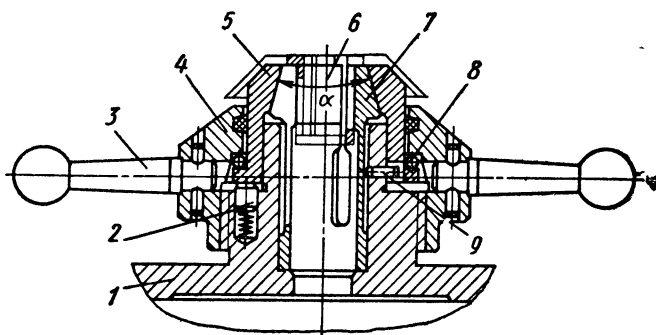


Рис. 37. Цанговый механизм, центрирующий деталь по наружной поверхности

но и точной посадкой последней на цилиндрическом выступе корпуса 1 приспособления. Штифт 9 удерживает втулку 5 от проворачивания при завинчивании и отвинчивании гайки, а пружинные упоры 2 возвращают втулку в исходное положение для смены обрабатываемой детали.

Для зажима в цанге длинных прутков, например при обработке на револьверных станках, переходные втулки 6, как правило, не применяют и предъявляют повышенные требования к точности формы и размеров поперечного сечения прутка. В связи с этим прутки приходится подвергать предварительной калибровке, что связано с дополнительными затратами. Во избежание этого применяют цанги специальной конструкции, позволяющие одинаково надежно укреплять заготовки, отличающиеся по размерам на 1—3 мм.

Силовой расчет цанговых механизмов подобен расчету клиновых устройств и зависит от конструкции механизма (см. § 51).

## § 18. МЕМБРАННЫЕ ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Мембранными называются механизмы, в которых вместо цанги используются гибкие тонкие пластинки (мембраны) или кольца с радиальными прорезями. Такие механизмы обладают значи-

тельно более высокой точностью центрирования по сравнению с цанговыми, поэтому впервые появились в шарикоподшипниковой промышленности для шлифования колец подшипников. На рис. 38, а показано приспособление с рожковой мембраной 1. Обрабатываемая деталь 3, опирающаяся на три установочных пальца 4, зажимается силами упругости рожков мембраны с помощью винтов 2, отрегулированных по размеру  $D$  детали. Внешняя сила  $P$ , создаваемая тем или другим приводом, служит только для раскрытия рожков мембраны при смене обрабатываемой детали.

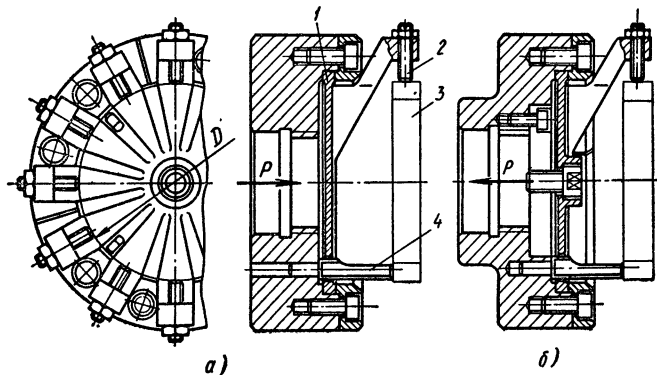


Рис. 38. Типы «рожковых» мембранных механизмов

В конструкции, показанной на рис. 38, б, внешняя сила привода  $P$  служит для сжатия мембраны при закреплении обрабатываемой детали, а освобождение детали достигается в результате упругости мембраны при снятии силы  $P$ . Применение радиальных винтов в рожках мембраны обеих конструкций обеспечивает легкую настройку приспособлений по заданной точности и упрощает их изготовление.

На рис. 39 приведен механизм с кольцевыми мембранами 2 и 4. При осевом сжатии мембран диаметр их наружных поверхностей увеличивается, а внутренний — уменьшается. Поэтому механизмы с такими мембранами могут применяться для центрирования деталей как по наружной, так и по внутренней поверхностям.

Механизм, показанный на рис. 39, предназначен для центрирования детали 3 непосредственно по внутренней поверхности отверстия диаметром  $D$ . При движении стержня 1 по направлению стрелки  $K$  происходит одновременное сжатие обеих мембран с помощью распорной втулки 5. Перемещения стержня 1 производятся тягой ручного или механизированного привода, укрепляемой на резьбовом конце стержня.

Для обеспечения более точного центрирования и для предохранения установочной поверхности детали от повреждений во многих случаях целесообразно силу, создаваемую мембраной передавать на обрабатываемую деталь с помощью тонкостенной оболочки.



При проектировании таких механизмов следует помнить, что с уменьшением угла  $\alpha$  (рис. 40) в сжатом состоянии мембран сила зажима обрабатываемой детали возрастает, но диапазон диаметров

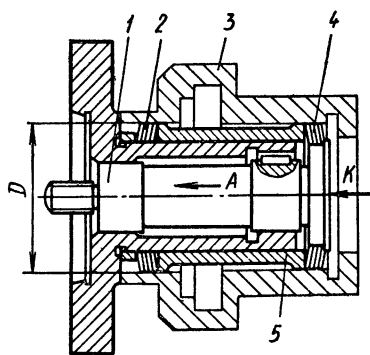


Рис. 39. Типовой механизм с кольцевыми мембранами

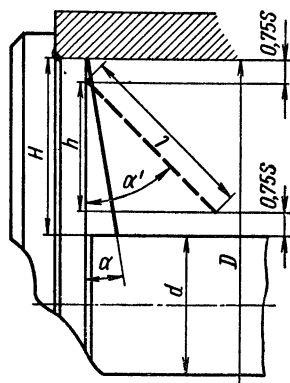


Рис. 40. Схема для расчета угла наклона мембраны

поверхностей центрирования деталей уменьшается. Кроме того, при малых значениях  $\alpha$  мембраны могут остаться в сжатом состоянии после снятия силы привода вследствие самоторможения и заклинить обрабатываемую деталь. Поэтому в сжатом состоянии мембран угол  $\alpha$  не должен быть меньше  $10^\circ$ , величина этого угла в свободном состоянии мембран зависит от требуемого увеличения  $(H-h)$  проекции  $h$  ширины  $l$  мембраны на вертикальную плоскость. Это увеличение можно принимать равным полуторной величине посадочного зазора  $S$ . При этом необходимая величина угла  $\alpha'$  может быть найдена из следующей зависимости:

$$H - h = l \cos \alpha - l \cos \alpha' = 1,5S,$$

откуда

$$\cos \alpha' = \cos \alpha - 1,5 \frac{S}{l}.$$

При  $\alpha = 10^\circ$ ,  $S = 0,05$  мм,  $l = 20$  мм получим

$$\cos \alpha' = 0,98491 - 1,5 \frac{0,05}{20} = 0,98116$$

и

$$\alpha' = 11^\circ 10'.$$

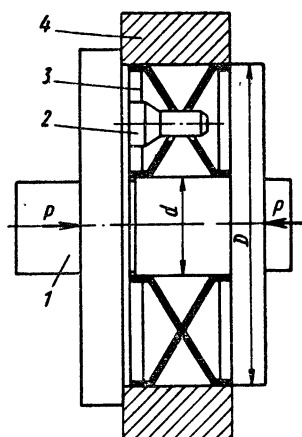


Рис. 41. Схема механизма с X-образной мембраной

Высокими качествами обладают кольцевые мембраны X-образного (рис. 41) или V-образного профиля без радиальных прорезей. При сжатии осевой силой  $P$  внешний диаметр  $D$  X-образной

мембраны 3 увеличивается и обрабатываемая деталь 4 разжимается, а внутренний диаметр  $d$  уменьшается, в результате чего выбирается зазор посадки мембраны на оправке 1, чем повышается точность центрирования и обработки детали.

Для фиксации углового положения мембраны при ее шлифовании и во избежание пробуксовывания в процессе обработки детали, она стопорится пальцем 2. Конструкция приспособления с таким центрирующим устройством позволяет уменьшить радиальное биение обрабатываемой детали до 0,01 мм.

Для изготовления мембран применяются стали 45, У7А, 30ХГСА с твердостью после закалки HRC 34—37.

## § 19. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦЕНТРИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Кроме рассмотренных мембранных, плунжерных и цанговых устройств, в практике находят широкое применение устройства центрирующие детали по внутренней или по наружной поверхности с помощью тонкостенной оболочки, которая разжимается при центрировании по внутренней поверхности (или сжимается

при центрировании по наружной поверхности) под действием специальной упругой массы (резины, гидропластмассы). На рис 42, а показана конструкция оправки, в которой точно обработанные цилиндрические резиновые стержни 4 и 7 помещены в оболочке 5 вместе с промежуточными стальными деталями 3, 6 и 8. Осевое сжатие резиновых стержней производится винтом 2 с помощью клина 1. Так как герметичность такого устройства не требуется, возможно расширение пределов радиального пружинения оболочки в результате создания на ней про-

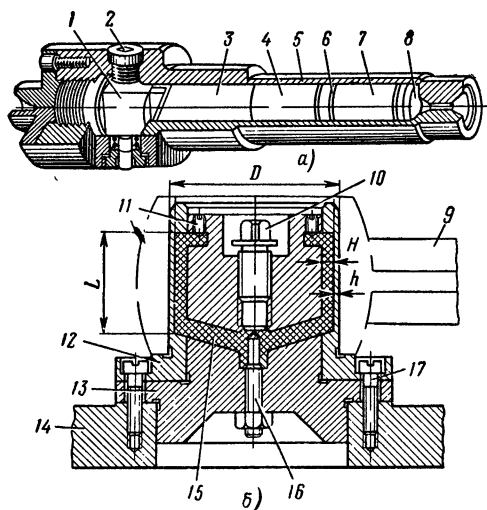


Рис. 42. Центрирующие механизмы:  
 а — с резиной; б — с гидропластмассой

должных узких прорезей подобно прорезям в цангах.

На рис. 42, б показан пример конструкции установочно-разжимного пальца 13 с оболочкой, представляющей часть втулки 12, находящейся под давлением гидропластмассы 15. Это давление создается завинчиванием винта 10 и передается равномерно через пластмассу и расширяющуюся оболочку втулки 12 на обрабатываемую деталь 9 по всей цилиндрической поверхности длиной  $L$ .

Для создания герметичности соединения втулка 12 пригнана к корпусу пальца 13 по легкопрессовой посадке и дополнительно скреплена с ним и с корпусом 14 приспособления винтами 17. Заполнение оболочки пластмассой осуществляется через центральное и наклонные радиальные отверстия в пальце 13. Винты 11 закрывают отверстия, служащие для выпуска воздуха при заливке пластмассы. Винт 16 ограничивает перемещение винта 10, предохраняя от чрезмерной деформации тонкостенную оболочку при снятой обработанной детали и обрабатываемую деталь, если она тоже тонкостенная, при ее закреплении.

Упругая деформация  $\Delta D$  оболочки с толщиной стенок до 2 мм не должна превышать установленную практикой и подтвержденную экспериментально допустимую величину, которая может быть определена по следующей зависимости:

$$\Delta D \leq [\Delta D] = \frac{\sigma_T D}{EK}, \quad (32)$$

где  $D$  — диаметр рабочей поверхности оболочки в мм;

$\sigma_T$  — предел текучести материала оболочки;

$E$  — модуль упругости материала оболочки;

$K = 1,2 \div 1,5$  — коэффициент запаса прочности.

При  $D = 30$  мм,  $\sigma_T = 85$  дан/мм<sup>2</sup>,  $E = 2 \cdot 10^4$  дан/мм<sup>2</sup> и  $K = 1,4$   $\Delta D = 0,094$  мм.

При такой незначительной величине допустимой деформации оболочки рассматриваемый способ центрирования можно использовать только для деталей, установочная поверхность которых обработана с точностью не ниже, чем по 3-му классу. Если наибольший зазор между втулкой 12 и обрабатываемой деталью 9 в свободном состоянии окажется меньше максимальной деформации оболочки, то механизм будет надежно центрировать и закреплять обрабатываемую деталь. Если деформация оболочки будет равна наибольшему зазору, то втулка 12 будет только центрировать деталь и не будет закреплять ее. Наконец, если максимальная деформация оболочки будет меньше зазора, то втулка не будет ни центрировать, ни закреплять обрабатываемую деталь. Для изготовления упругих оболочек применяют легированные и углеродистые стали с пределом текучести  $\sigma_T = 6000-8500 \frac{\text{дан}}{\text{см}^2}$ .

Заготовки оболочек закаливают до твердости HRC 35—40. Такая твердость благоприятно влияет на работу оболочки и позволяет производить их окончательную механическую обработку режущим инструментом после термической обработки. Закалка окончательно обработанной оболочки недопустима, так как вызывает изменение формы (коробление) и появление трещин. Оболочка надевается на палец или на оправку с легкопрессовой посадкой при предварительном охлаждении охватываемой детали до температуры — 50° С. В случае сборки без охлаждения иногда посадочные поверхности оболочки и оправки (пальца) выполняют

ступенчатыми, чем обеспечивается достаточно надежное уплотнение -соединения.

Разностенность оболочки выдерживается с допуском 0,05 мм. Внутренняя поверхность оболочки (полости для пластмассы) выполняется по 6-му классу чистоты.

Толщина оболочки может быть определена по формуле, предложенной Р. К. Дума,

$$h = 0,475 \frac{[p] D}{[\sigma_p]} [1 - f(X_L)], \quad (33)$$

где  $[p]$  — допускаемое давление в полости, заполняемой гидропластмассой (не более 300 дан/см<sup>2</sup>);

$D$  — диаметр наружной поверхности оболочки;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения материала оболочки;

$f(X_L)$  — параметр изменения давления по длине  $L$  оболочки.

Для патронов, где  $L > D/2$ , параметр  $f(X_L) = 0$  и  $h = 0,475 \frac{[p] D}{[\sigma_p]}$ .

Для меньших значений  $L$  толщина оболочки может быть найдена по формуле (33) методом последовательных приближений. Сначала задаются величиной  $h$ , затем находят аргумент функции  $f(X_L)$  по формуле

$$X_L = 1,28 \frac{L}{2\sqrt{Rh}} = 0,9 \frac{L}{\sqrt{Dh}}. \quad (34)$$

После этого по графику (рис. 43) находят  $f(X_L)$  и, наконец, по формуле (33) определяют толщину оболочки. При несовпадении получившегося значения  $h$  с назначенным задаются другим значением  $h$  и повторяют расчет.

Большое практическое значение имеет длина  $l_k$  поверхности контакта обрабатываемой детали с оболочкой в момент, когда деталь закреплена. Эта длина может быть определена по формулам: для коротких оболочек

$$l_k = L \left(1 - \frac{p_1}{p}\right);$$

для длинных оболочек

$$l_k = L - 2,73 \sqrt{Dh} \frac{p_1}{p},$$

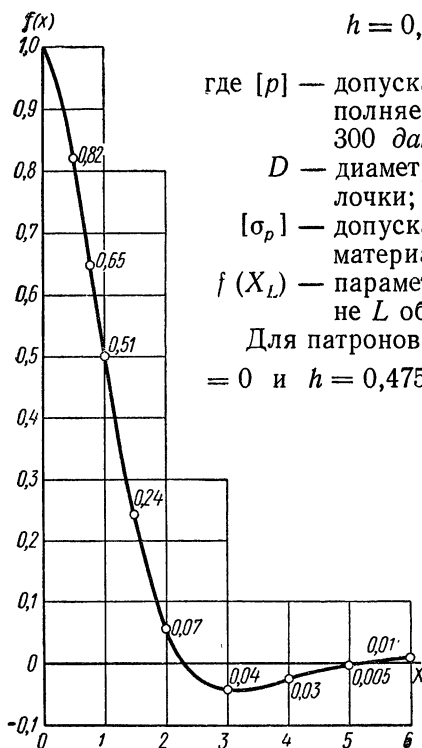


Рис. 43. График функции  $f(x)$

где  $L$  — длина полости с гидропластмассой (определяется длиной установочной поверхности детали и не должна быть больше этой длины);

$$p_1 = \frac{2Eh\Delta D}{0,95D^3 [1-f(X_L)]}$$
 — давление, соответствующее первичному контакту оболочки с деталью;

$p = p_1 + p_2$  — конечное давление ( $p_2$  — давление, зависящее от величины сил резания).

Глубина  $H$  выточки для пластмассы может быть определена по приближенной формуле

$$H \approx 0,15D. \quad (35)$$

Величина  $H$  распределяется одинаково между оболочкой и оправкой или пальцем для нее. Ограничение размера  $H$  обусловлено стремлением обеспечить достаточную жесткость оправки (пальца) и уменьшить радиальную упругую деформацию оболочки при уменьшении диаметра сердечника в результате увеличения гидростатического давления на дно и крышку оболочки, что сокращало бы область применения приспособлений с гидропластмассой. Определенная по формуле (35) величина  $H$  создает нормальные условия для заливки подогретой пластической массы.

Диаметр плунжера — возбудителя давления цилиндрической части зажимного винта  $10$  назначается в пределах  $(1,8 \div 2,0) \sqrt{D}$ , где  $D$  — в мм (см. рис. 42).

Гидропластмасса для приспособлений должна быть легкоподвижной (но не просачиваться в зазоры подвижных соединений, например, резьбовых, без специальных уплотнений) и длительное время сохранять свои механические свойства. Ниже приводится один из составов гидропластмассы.

Полихлорвиниловая (эмульсионная) смола (в весовых частях)	100
Дубитилфталат	290
Вакуумное масло ВМ4	100
Стеорит кальция	4

Плотность пластмассы такого состава  $\rho = 1,018$ . Перед заливкой в приспособление пластмасса разогревается в глицериновой ванне до  $150\text{—}170^\circ\text{C}$ . Приспособление также подогревается до  $140\text{—}150^\circ\text{C}$ . Для пластмасс другого состава используются другие режимы подогрева и заливки [8,35].

Способ центрирования обрабатываемых деталей с помощью гидропластмассы следует считать наиболее совершенным в отношении точности. Однако использование этого способа сопряжено с некоторыми трудностями создания надежной герметичности соединения тонкостенной оболочки с посадочной для нее деталью без специальных уплотнений. Некоторые заводы вместо гидропластмассы применяют обычное машинное масло, создавая надежную герметичность соединения оболочки с посадочной деталью за счет одной из подвижных посадок 2-го класса точности. Герметичность соединения обеспечивается качественными уплотнениями.

## Глава V

# МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С ПОМОЩЬЮ ПНЕВМОПРИВодОВ

### § 20. ТИПЫ ПНЕВМОПРИВодОВ

Механизация приводных устройств к приспособлениям позволяет повысить производительность станков и облегчить труд рабочих при возможности регулирования скорости и потребной силы для выполнения того или другого элемента операции технологического процесса. В настоящее время механизмируют, а во многих случаях и автоматизируют, установку и закрепление обрабатываемых деталей, поворот приспособлений в процессе обработки, снятие обработанных деталей со станков, транспортировку их для последующей обработки и др.

Для этих целей в отечественном крупносерийном и массовом производстве широко используется сжатый воздух, жидкости под давлением, электроэнергия и др. Наиболее широко используется сжатый воздух (пневматика), так как пневматические устройства, например пневматические приводы приспособлений, отличаются быстротой действия, относительной простотой конструкции, легкостью и простотой управления, надежностью и стабильностью в работе.

По скорости действия пневмоприводы значительно превосходят не только ручные, но и многие механизированные приводы. Если, например, скорость течения масла, находящегося под давлением в трубопроводе гидравлического устройства, составляет 2,5—4,5 м/сек, а максимально возможная — 9 м/сек, то воздух, находясь под давлением 4—5 кг/см<sup>2</sup>, распространяется по трубопроводам со скоростью до 180 м/сек и более. Поэтому в течение 1 ч возможно осуществить до 2500 срабатываний пневмопривода.

Для исследования скорости срабатывания пневмопривода были произведены опыты с цилиндром, диаметр полости которого был 110 мм и ход поршня 122 мм при давлении в сети 4—5 дан/см<sup>2</sup>. Для определения времени срабатывания пневмопривода сжатый воздух в цилиндр пропускался через специальный штуцер, имеющий сменные шайбы с калиброванными отверстиями диаметром, равным 1,3; 1,5 и 2,2 мм. Опыты производились с нагрузкой

71,6 дан и без нагрузки при сопротивлении движению поршня 15,7 дан. Исследования показали, что быстрое увеличение скорости происходит по истечении некоторого времени (примерно 0,02 сек), а через 0,3 сек скорость достигала  $\approx 0,45$  м/сек и затем оставалась практически постоянной.

При теоретических расчетах время срабатывания пневмопривода может быть определено по формулам:

$$t = 22,8 \cdot 10^{-6} \frac{\varepsilon L}{\beta^2 \sqrt{\varepsilon^{1,43} - \varepsilon^{1,715}}}; \quad (36)$$

$$t = 84,4 \cdot 10^{-6} \frac{\varepsilon L}{\beta^2}, \quad (37)$$

где  $\varepsilon = \frac{P_n}{P_p}$ ;

$P_n = \frac{P_r}{Ff}$  ( $P_r$  — приведенная сила на штоке в начале движения в дан;  $F$  — площадь поршня в см<sup>2</sup>;  $f$  — коэффициент трения между поршнем и цилиндром);

$p_p$  — давление воздуха за поршнем;

$L$  — длина хода поршня в см;

$\beta = \frac{d}{D}$  — отношение диаметра воздухопровода к диаметру цилиндра.

Формулу (36) можно применять при  $\varepsilon > 0,528$ , формулу (37) — при  $\varepsilon \leq 0,528$ .

Пример.  $D = 110$  мм;  $d = 2,2$  мм;  $L = 122$  мм;  $p_p = 4$  дан/см<sup>2</sup>;  $P_r = 73$  дан,

$$P_n = \frac{73}{0,785 \cdot 11^2 \cdot 0,92} \approx 0,78 \text{ дан/см}^2;$$

$$\varepsilon = \frac{P_n}{p_p} = \frac{0,78}{4} \approx 0,2;$$

$$\beta = \frac{d}{D} = 0,02.$$

По формуле (37) находим  $t \approx 0,5$  сек.

По этим же формулам можно при заданных  $t$ ,  $P_n$  и  $D$  найти диаметр  $d$  воздухопровода.

К преимуществам пневмопривода следует отнести то, что его работоспособность не зависит от колебаний температуры окружающей среды. Большое преимущество состоит также в том, что пневмоприводы обеспечивают непрерывное действие зажимной силы, вследствие чего эта сила может быть значительно меньше, чем при ручном приводе. Это обстоятельство весьма существенно при обработке тонкостенных деталей, склонных к деформациям при зажиме.

Кроме того, сжатый воздух используют для удаления стружки и мелких деталей, для охлаждения инструмента во время обработки. Сжатый воздух применяют в непрерывно действующих

притирочных устройствах. Турбинный пневмопривод используется в быстроходных сверлильных головках с числом оборотов до 100 000 в минуту, которыми пользуются для сверления отверстий диаметром менее 0,25 мм. Чтобы использовать сжатый воздух в приспособлениях, требуется соответствующая силовая, воздухопроводящая, регулирующая и контролирующая аппаратура. Для предохранения рабочих органов этой аппаратуры от окисления, загрязнения и в связи с этим от преждевременного выхода из строя воздух должен быть освобожден от влаги, масла, кислот и всяких механических включений. Очистка воздуха обычно производится дважды. Предварительно в отдельных холодильных установках воздух под действием циркулирующей по трубам воды охлаждается до комнатной температуры и выделяет излишнюю влагу. Вторичная очистка воздуха происходит в расположенных на рабочих местах специальных фильтрующих устройствах, в которые он поступает от общезаводской или общецеховой компрессорной установки под давлением 4—5  $\text{дан/см}^2$ . Первоначальное давление воздуха, создаваемое компрессором, находится в пределах 7—8  $\text{дан/см}^2$ .

По конструкции силовой части пневмоприводы можно разделить на группу поршневых приводов и группу диафрагменных приводов. В этих приводах давление сжатого воздуха преобразуется в силу, действующую вдоль оси штока, связывающего привод с зажимным механизмом приспособления для обрабатываемой детали.

Необходимая сила зажима детали в приводах первой группы создается с помощью одно- или двусторонне действующих поршневых цилиндров, в приводах второй группы также с помощью одно- или двусторонне действующих диафрагменных камер. В дальнейшем для простоты мы будем называть поршневые приводы пневмоцилиндрами, а диафрагменные приводы пневмокамерами. Пневмоцилиндры и пневмокамеры могут быть стационарными и вращающимися.

Схема односторонне действующего стационарного пневмоцилиндра показана на рис. 44, а. В пневмоцилиндре шток 5 поршня 3 под действием воздуха, поступающего в полость А цилиндра 2 перемещается (рабочий ход), и тем самым создается сила Р, которая передается непосредственно через промежуточные рычаги, кулачки, клинья и т. п. на зажимное устройство, закрепляющее обрабатываемую деталь. Для снятия зажимной силы с обработанной детали поворачивают кран 1 в положение, при котором полость А сообщается с атмосферой. При этом воздух выталкивается из цилиндра под действием возвратной пружины 4, перемещающей поршень со штоком в обратном направлении, освобождая обработанную деталь.

Схема двусторонне действующего пневмоцилиндра, в котором и рабочий, и холостой ходы штока с поршнем осуществляются под действием сжатого воздуха, показана на рис. 44, б. Воздух



поочередно поступает в полость *A* цилиндра для закрепления обрабатываемой детали и в полость *B* для ее освобождения.

Односторонне действующие пневмоцилиндры применяются при относительно малой величине требуемого рабочего хода штока, двусторонне действующие — при большом ходе или при необходимости закреплять обрабатываемые детали при прямом и при обратном ходе поршня, например при поочередном закреплении деталей в двух приспособлениях, расположенных с двух сторон от пневмоцилиндра.

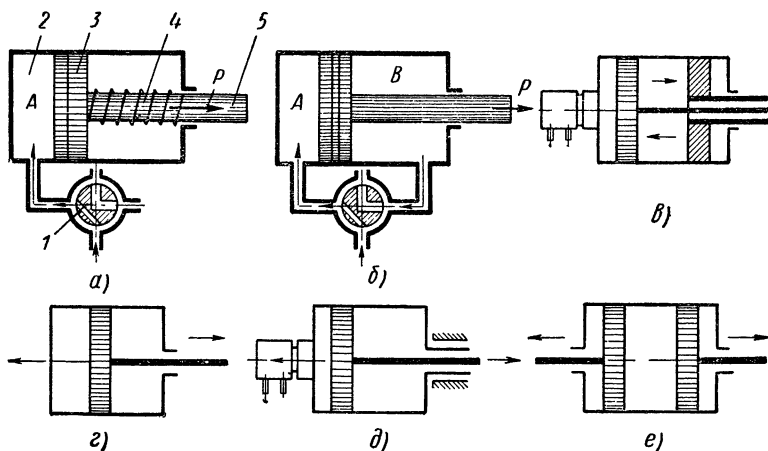


Рис. 44. Схемы действия пневмоприводов

В практике встречаются пневмоцилиндры с движением двух поршней в разные стороны или с противоположным движением цилиндра и находящегося в нем поршня. Схемы таких пневмоцилиндров показаны на рис. 44, *в—е*. Схемы, показанные на рис. 44, *в* и *д*, используются как в стационарных, так и во вращающихся конструкциях. Схемы, данные на рис. 44, *г* и *е*, — только в стационарных конструкциях.

Схемы диафрагменных пневмокамер, действующих аналогично рассмотренным пневмоцилиндрам, показаны на рис. 45. Пневмокамеры применимы только при малых ходах штоков *l*, так как величина хода штока в этих устройствах определяется величиной стрелы прогиба *f* диафрагмы *2*, а эта стрела не может быть большой при относительно небольших габаритных размерах пневмокамер. Так, например, чтобы увеличить ход штока на 30%, необходимо увеличить диаметр полости камеры для диафрагмы примерно на 35%. Если между пневмокамерой и исполнительным механизмом зажимного приспособления использовать промежуточные рычажные устройства, то рабочий ход тяги существенно увеличится.

Пневмоприводы с поршневым цилиндром распространены в производстве более широко по сравнению с пневмокамерами, так как пневмоприводы при достаточной компактности могут обеспечить и малую, и большую длину рабочего хода штока.

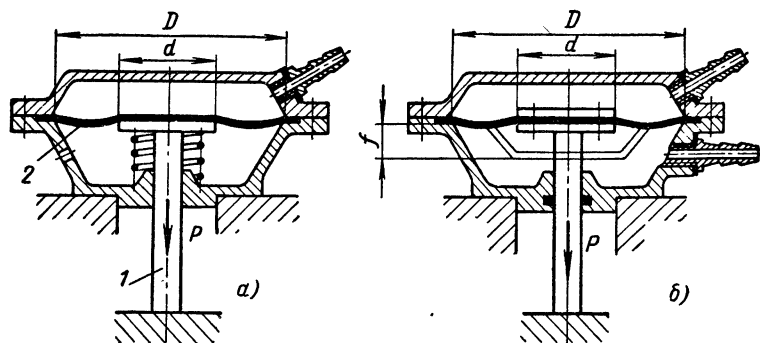


Рис. 45. Типы диафрагменных приводов (пневмокамер)

## § 21. КОМПОНОВКА ПНЕВМОПРИВОДОВ С ПРИСПОСОБЛЕНИЯМИ

По методу компоновки с приспособлением пневмоцилиндры и пневмокамеры можно разделить на три группы.

К первой группе относятся так называемые встроенные конструкции, в которых поршень или диафрагма помещаются в полости, созданной непосредственно в корпусе приспособления для обрабатываемой детали. Этим достигается наибольшая компактность конструкции при наименьшем числе деталей, но исключается возможность ее использования в других приспособлениях.

На рис. 46 показана схема одной из конструкций встроенного (стационарного) пневмоцилиндра. В этой конструкции сила  $P$  от штока 3 поршня 4 передается на обрабатываемую деталь 1 через промежуточный прихват 2. Конструкция весьма удобна для случая, когда установка и снятие обрабатываемой детали требуют откидывания прихвата на значительный угол, для чего в прихвате предусмотрен овалный паз.

На рис. 47 показана конструкция встроенной (также стационарной) пневмокамеры. Сила  $P$  от толкателя диафрагмы 21 передается на обрабатываемые детали 8—10 не непосредственно, а через рычаги 1—17, которые, поворачиваясь относительно осей 2—16, поднимают стержни 3—15, действующие на регулируемые винты 5—13 прихватов 7—11. Последние, поворачиваясь около осей 6—12, закрепляют обрабатываемые детали, прижимая их одновременно к вертикальной и горизонтальной опорным поверхностям установочной детали 9.

При удалении воздуха из полости 18 траверса 20 опускается под действием подпружиненного плунжера 19 и возвращает ры-

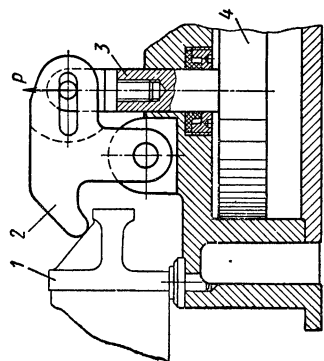


Рис. 46. Пример встроенного пневмопривода

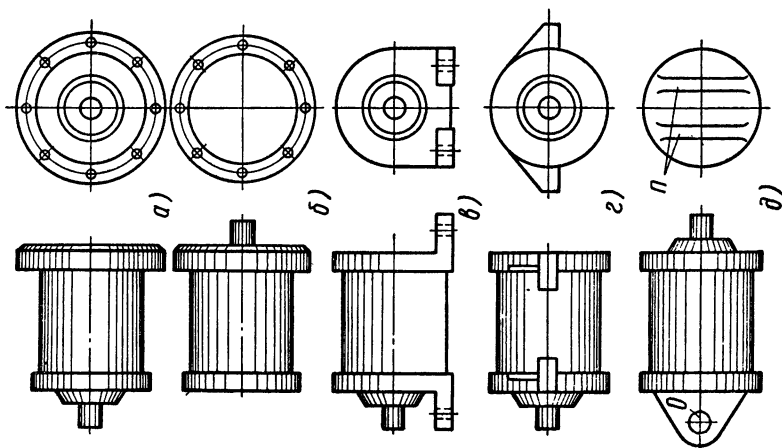


Рис. 48. Типы прикрепляемых поршневых приводов

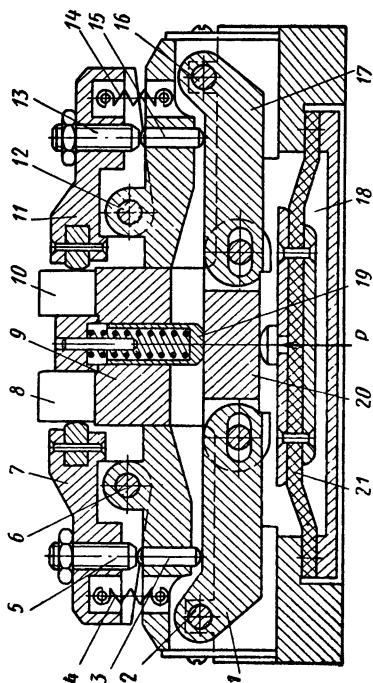


Рис. 47. Пример встроенной пневмокамеры

чаги 1—17 в исходное положение, а прихваты под действием пружин 4—14 расходятся, освобождая обработанную деталь.

Ко второй группе относятся так называемые прикрепляемые конструкции, выполненные в виде отдельных пневмоцилиндров или пневмокамер, которые присоединяют к корпусу приспособления или вблизи приспособления к станине станка. По способу крепления эти пневмоприводы можно разделить на приводы с фланцевым креплением (рис. 48, а и б), приводы с креплением при помощи специальных лап (рис. 48, в и г) и с шарнирным креплением, позволяющим цилиндру поворачиваться на некоторый угол относительно оси  $O$ , для которой на задней крышке цилиндра предусмотрены специальные приливы  $\Pi$  (рис. 48, д).

Корпусы таких цилиндров обычно выполняются в виде чугунной втулки 3 (рис. 49) с двумя чугунными крышками 2 и 4, стянутыми шпильками 1. Иногда втулку цилиндров выполняют из стальных труб и тогда крышки на них навинчиваются. В практике используются нормализованные цилиндры диаметрами 20, 38, 50, 75, 100, 150, 200, 250 и 300 мм. Для получения необходимой герметичности применяют уплотнения на поршне, на штоке и под крышками цилиндра.

К третьей группе относятся агрегатированные конструкции, которые выполняются в виде самостоятельных агрегатов, устанавливаемых вне приспособления, и могут быть использованы для обслуживания нескольких приспособлений одновременно. Такие устройства находят широкое применение в цехах серийного производства.

В табл. 1 приведены основные размеры агрегатированного пневмопривода (рис. 50) поршневого типа. Сила  $P$  от штока 7 цилиндра 8 к зажимному устройству обрабатываемой детали (на рисунке не показана) передается через систему рычагов 5 и 6 и тягу 1, регулирующую с помощью резьбовых деталей 2, 3 и 4.

Таблица 1

Сила тяги в дан	Размеры пневмоприводов и мм						
	$D$	$d$	$h$	$L$	$H$	$l$	$l_1$
2500	150	30	60	470	200	152	38
5000	200	30	80	560	220	185	45

Одна из конструкций агрегатированной диафрагменной пневмокамеры и ее габаритные размеры показаны на рис. 51. Сила  $P$ , создаваемая давлением воздуха на диафрагму 3, передается рычагу 2, который выталкивает палец 1, приводящий в действие тот или другой исполнительный зажимной механизм непосредственно или с помощью какого-либо промежуточного механизма.

Рис. 49. Конструкция пневмоцилиндра

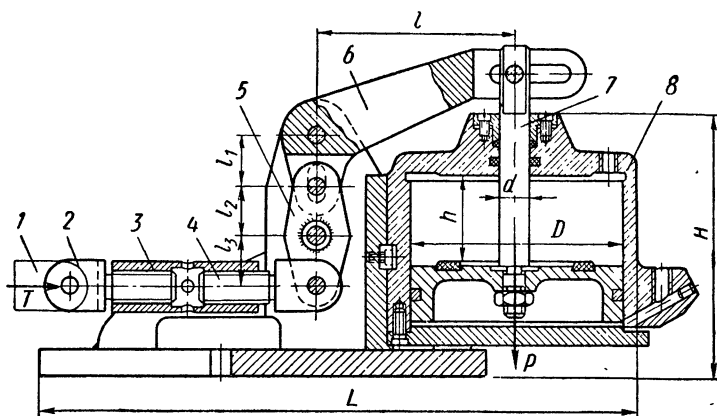
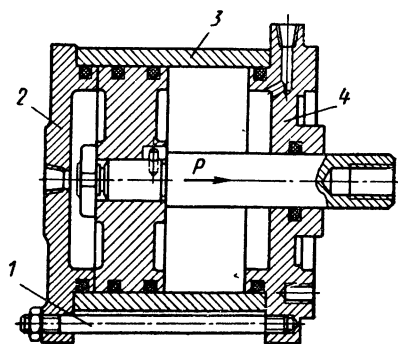


Рис. 50. Конструкция агрегатированного пневмопривода

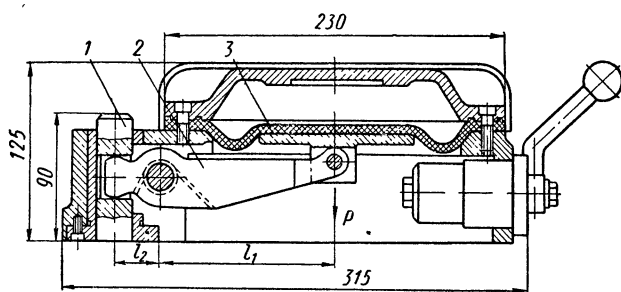


Рис. 51. Агрегатированная пневмокамера

## § 22. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ, РАЗВИВАЕМОЙ ПНЕВМОПРИВОДОМ

Силу  $P$  на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия (см. рис. 44, а) можно определить по формуле

$$P = p \frac{\pi D^2}{4} \eta - P_1 = 0,785 p D^2 \eta - P_1, \quad (38)$$

где  $p$  — давление воздуха в цилиндре;  
 $D$  — диаметр цилиндра;  
 $\eta$  — к. п. д. привода;  
 $P_1$  — сила сопротивления пружины.

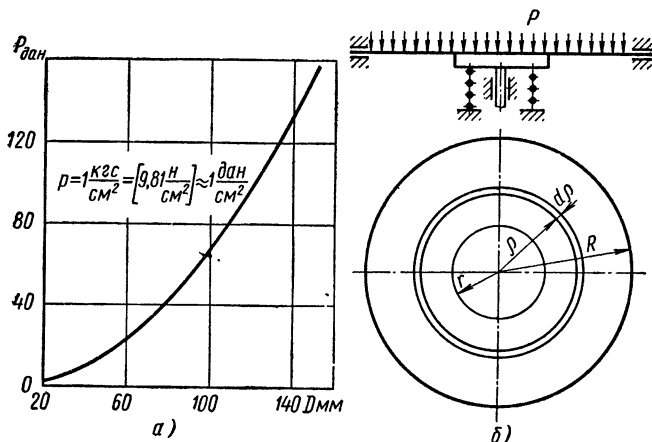


Рис. 52. Зависимость силы на штоке от диаметра поршня и схема для расчета осевой силы на штоке

Если возврат поршня при выпуске воздуха из рабочей полости цилиндра осуществляется не под действием пружины, а под действием веса поршня и связанных с ним других подвижных частей, то в формулу (38) вместо силы  $P_1$  должен быть подставлен вес указанных деталей.

Сила на штоке пневмоцилиндра двустороннего действия может быть найдена по формуле

$$P = 0,785 p D^2 \eta. \quad (39)$$

Если принять  $p = 1 \text{ даН/см}^2$  и  $\eta = 0,85$ , то формулу (39) можно представить в виде приближенной параболической зависимости между силой на штоке и диаметром цилиндра  $P \approx 0,007 D^2$  при  $D$  — в мм.

На рис. 52, а показан график этой зависимости, с помощью которого можно легко находить силу  $P$  при диаметрах цилиндров от 20 до 150 мм и при любом давлении воздуха. Для этого достаточно величину  $P$ , найденную по графику, умножить на заданную величину давления.

Сила  $T$  на тяге агрегатированного пневмопривода поршневого типа двустороннего действия должна определяться по формуле

$$T = 0,785\rho D^2 i\eta, \quad (40)$$

где  $i$  — передаточное отношение промежуточного механизма, расположенного между штоком цилиндра и тягой к зажиму, закрепляющему обрабатываемую деталь.

Для привода (рис. 50) передаточное отношение от штока 7 к серьге 2, связанной с тягой, приводящей в действие зажимное устройство приспособления, определится из выражения

$$i = \frac{l_2}{l_1 l_3} \approx 4.$$

Поэтому сила тяги  $T$  этого привода, примерно в 4 раза больше силы  $P$  на штоке цилиндра.

Сила на штоке пневмокамеры одностороннего действия может быть определена с достаточной для практических расчетов точностью, исходя из того, что на шток передается не вся сила сжатого воздуха, действующая на диафрагму, так как диафрагма в отличие от поршня пневмоцилиндра закреплена в корпусе камеры. Поэтому часть силы, приходящейся на кольцевую поверхность шириной  $(R - r) = \frac{D - d}{2}$  диафрагмы, передается корпусу. Таким образом, полезная сила  $P$  на штоке складывается из силы  $P_1$ , приходящейся на площадь шайбы радиусом  $r = \frac{d}{2}$ , и силы  $P_2$ , представляющей часть силы, приходящейся на указанную кольцевую поверхность диафрагмы за вычетом силы  $P_3$  сопротивления пружины, т. е.

$$P = P_1 + P_2 - P_3. \quad (41)$$

Если давление воздуха в сети обозначить  $p$ , то  $P_1 = \pi r^2 p$ .

Силу  $P_2$  можно определить, если пренебречь упругостью материала диафрагмы. При этом можно считать, что элементарная сила  $dP_2$ , приходящаяся на кольцевую площадку радиусом  $\rho$  и шириной  $d\rho$  (рис. 52, б) и равная  $2\pi\rho r d\rho$ , будет передаваться на шток уменьшенной в  $\frac{R - r}{R - \rho}$  раз.

Поэтому

$$P_2 = \int_r^R \frac{R - \rho}{R - r} dP_2 = \frac{2\pi p}{R - r} \int_r^R (R\rho d\rho - \rho^2 d\rho) =$$

$$= \pi p \left[ \left( \frac{R\rho^2}{R - r} - \frac{2}{3} \frac{\rho^3}{R - r} \right) \right] =$$

$$= \pi p \left[ R(R + r) - \frac{2}{3}(R^2 + Rr + r^2) \right] = 1,04p(R^2 + Rr - 2r^2).$$

Сила сопротивления пружины в зависимости от материала, наружного диаметра  $D$ , диаметра  $d$  проволоки для пружин, числа витков  $k$  и величины осадки  $\lambda$  определяется по формуле

$$P_3 = \frac{\lambda G d^4}{8 D^3 k}, \quad (42)$$

где  $G$  — модуль упругости 2-го рода материала пружины.

Если в камере используются две пружины, то в расчет должна быть принята суммарная сила сопротивления обеих пружин.

Подставив в формулу (41) значения величин  $P_1$ ,  $P_2$  и  $P_3$ , получим формулу для определения теоретической силы на штоке односторонне действующей пневмокамеры при осадке  $\lambda$ , равной половине предельного хода  $L$  штока, при  $G = 8 \cdot 10^5$   $\text{дан/см}^2$ ,  $d = D/12$  и  $D = 1,5 r$ :

$$P = 1,04p(R^2 + Rr + r^2) - 3,6 \frac{Lr}{k}.$$

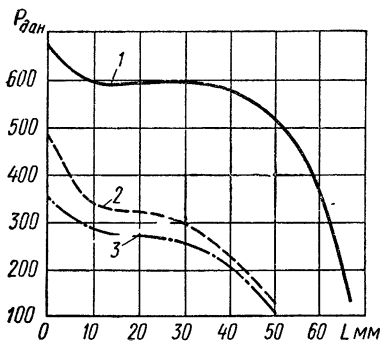


Рис. 53. Характеристика силы на штоке в зависимости от величины хода штока

Для определения силы на штоке пневмокамеры двустороннего действия второй член правой части этого уравнения должен быть принят равным нулю, а первый уменьшен на величину, соответствующую уменьшению активной площади диафрагмы за счет площади поперечного сечения штока, т. е. на величину  $\pi r_1^2$ .

Следовательно, в этом случае теоретическая сила на штоке определится из выражения

$$P = \pi p \left( \frac{R^2 + Rr + r^2}{3} - r_1^2 \right). \quad (43)$$

Величина силы  $P$  на штоке пневмокамеры зависит от положения диафрагмы в камере, а это положение за время рабочего цикла непрерывно меняется, изменяя соответственно и силу  $P$ .

На рис. 53 показан характер изменения силы  $P$  в зависимости от величины хода штока нормализованных камер диаметром 230 мм (кривая 1), 200 мм (кривая 2) и 175 мм (кривая 3) при давлении воздуха в сети  $p = 4$   $\text{дан/см}^2$ .

Как видно из графика, наибольшая сила создается в начале хода штока, затем на расстоянии около 10 мм от начала хода эта сила резко падает, после чего на следующем отрезке пути, сила стабилизируется и, наконец, снова резко падает. Так как полная высота диафрагмы таких камер равна 34 мм, то рабочий ход штока при конструировании приспособлений с такими камерами следует выбирать в соответствии примерно со средним положением диаф-



рагмы. Поэтому формула (42) и была выведена для среднего положения диафрагмы ( $\lambda = \frac{L}{2}$ ).

С увеличением диаметра  $d$  шайбы диафрагмы при сохранении размера  $D_4$  камеры возрастает сила на штоке. Однако сравнительно большая толщина диафрагмы (6—7 мм), изготавливаемой обычно из прорезиненной ткани, и недостаточная в связи с этим ее гибкость не позволяют существенно увеличивать диаметр  $d$ . Поэтому в практику внедряются более эластичные многослойные диафрагмы из тонких тканей, пропитанных специальной пластмассой, и диафрагмы из специальной тонколистовой (1—3 мм) резины с пределом прочности  $\sigma_s = 30 \text{ дан/см}^2$  и относительным удлинением до  $\delta = 350\%$  [7]. Такая резина может быть применена при минимальной разности диаметров  $D_4 - d = 5t$ , где  $t$  — толщина резины.

### § 23. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПНЕВМОПРИВодОВ

Сила на штоке пневмоцилиндра или пневмокамеры тем больше, чем больше диаметр поршня или диафрагмы. Однако в практике не редко возникает необходимость в большей силе при относительно небольших размерах привода в радиальном направлении. Такая необходимость возникает при параллельном размещении нескольких приводов на близком расстоянии друг от друга (например, на шпинделях многошпиндельных автоматов), при стремлении разместить привод в пределах габаритных размеров относительно небольшого приспособления (например, машинных тисков для фрезерных работ) и в случаях, когда место для размещения привода позволяет увеличивать габаритные размеры привода только в осевом направлении. В таких случаях часто обычные приводы дополняют специальными механизмами-усилителями или применяются сдвоенные и встроенные конструкции приводов.

На рис. 54 показан сдвоенный стационарный пневмопривод. Цилиндры 2 и 8 этого привода надежно соединены болтами (на рисунке не показаны). Поршни 5 и 11 укреплены на общем штоке 13, поэтому перемещаются одновременно. Перемещение поршней вправо происходит под давлением воздуха, поступающего в цилиндр 2 из штуцера 4 по каналу 3, а в цилиндр 8 по коленчатому каналу 1, сообщаемому непосредственно с полостью цилиндра 2. Перемещение поршней влево происходит при поступлении сжатого воздуха в цилиндр 2 по каналу 6, а в цилиндр 8 по каналу 9 от общего штуцера 7. Воздух из цилиндров отводится по отдельным каналам через специальные краны 10 (обозначены штриховыми окружностями). При конструировании таких приводов следует иметь в виду, что сила на штоке суммируется только при надежном уплотнении сопряжений штока в дне цилиндра 8 и в его крышке 12, которая используется для крепления привода к рабочему приспособлению.

Встроенный вращающийся пневмопривод диафрагменного типа показан на рис. 55. Его пневмокамерами являются выточки в четырех отдельных стальных или силуминовых дисках 5, 7 и 8 скрепленных болтами 18. Три диафрагмы 6 прикреплены к шайбам 4, которые помещены на общем валу 11 и с помощью промежуточных втулок 14, 17, шайбы 13 и специальной гайки 12 стянуты на нем так, что не мешают валу совершать вместе с головкой 1 только поступательное (осевое) движение. Блок дисков прикреплен шпильками 9 к вращающейся планшайбе 10 станка.

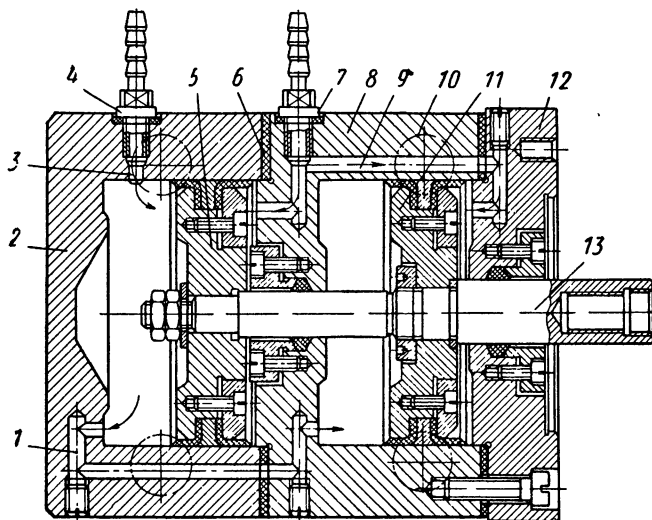


Рис. 54. Невращающийся цилиндр с двумя поршнями

Рабочее движение штока вместе с невращающейся головкой происходит по направлению стрелки А под действием сжатого воздуха, поступающего через штуцер 20 к головке, а от нее по каналам 15, 16, 19 и 22 — в правые полости всех камер. Холостой ход происходит в обратном направлении при поступлении воздуха из штуцеров 20 и 21 по каналам 2 и 3 в левую полость только одной камеры. Этим экономится расход сжатого воздуха, а следовательно, и электроэнергия.

Существует привод такого типа с внешним диаметром 260 мм, длиной 142 мм и весом 20 дан. Диаметр рабочей части диафрагмы 200 мм, ход штока 20 мм тяговая сила на штоке при давлении воздуха в сети 4 дан/см<sup>2</sup> составляет 2350 дан, расход воздуха за время одного цикла 8300 см<sup>3</sup>.

На автозаводе им. Лихачева пневмокамеры таких приводов выполняются из стальных сваренных тонкостенных тарелок, скрепляемых болтами.

Во многих случаях требуется применение полых штоков пневмоприводов. Такие штоки необходимы при изготовлении деталей

из длинных прутков (например, на прутковых автоматах), когда приходится отводить стружку через полость штока (например, при сверлении на вертикальных станках деталей, укрепленных в кулачковых патронах) и в других случаях.

Конструкция стационарного пневмопривода показана на рис. 56. В этой конструкции нет штока и пустотелым выполнен поршень 7, в полости которого смонтирован цанговый зажимной механизм для закрепления прутка 15. Цилиндр 6, закрытый крыш-

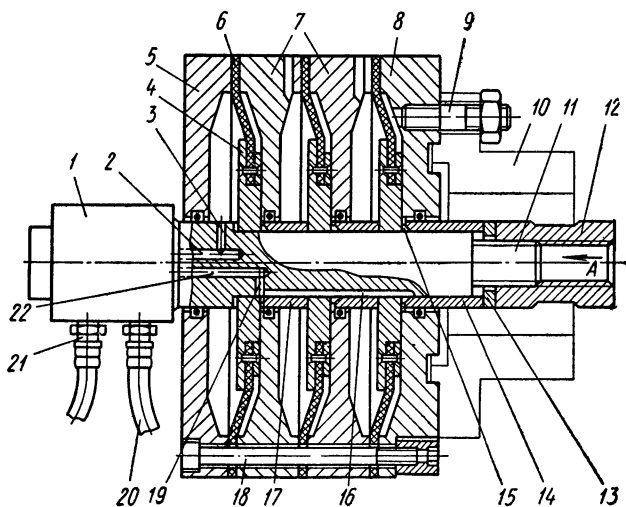


Рис. 55. Вращающийся привод с несколькими пневмокаме-рами

кой 8, прикреплен болтами 1 неподвижно к станку, поэтому не вращается. Поршень перемещается только вдоль оси. Вращается корпус 4 зажимного механизма, так как он навинчен на вращающийся шпindelь 2 станка (например, токарного).

При поступлении сжатого воздуха из штуцера 16 в правую полость цилиндра поршень с крышкой 5 и другими прикрепленными к нему деталями перемещается влево. При этом шарики 11, помещенные в гнездах корпуса 4, выталкиваются по наклонной поверхности выемки 18 во втулку 10 и, действуя на коническую поверхность выемки 17 втулки 13, перемещают ее вправо, обеспечивая сжатие лепестков цанги 14 и крепление прутка 15. Силу зажима можно регулировать подвинчиванием крышки 12 корпуса 4 вручную, что позволяет, кроме того, обеспечить перекрытие шариков втулкой 10, вследствие чего зажим как бы «закрывается на массу», разгружая упорный шарикоподшипник 9. Разгрузка шарикоподшипника в данном случае необходима потому, что при относительно большом его диаметре, а следовательно, при высокой

скорости вращения его шариков, нагруженный подшипник быстро нагревался бы и часто выходил из строя.

Раскрепление прутка осуществляется при выпуске сжатого воздуха из правой полости цилиндра и одновременном впуске его через штуцер 3 в левую полость. В момент, когда выемка втулки 10 окажется против шариков 11, цанга разжимается под действием собственных упругих сил, освобождая пруток, и перемещает втулку 13 влево, она выталкивает шарики в выемку втулки 10.

Отличительной особенностью вращающихся пневмоприводов следует считать наличие неподвижной головки или муфты 1 (см. рис. 55), предназначенной для подачи воздуха во вращающуюся систему. На рис. 57 показана одна из конструкций такой муфты. Валик 4 вращается вместе с цилиндром 8, так

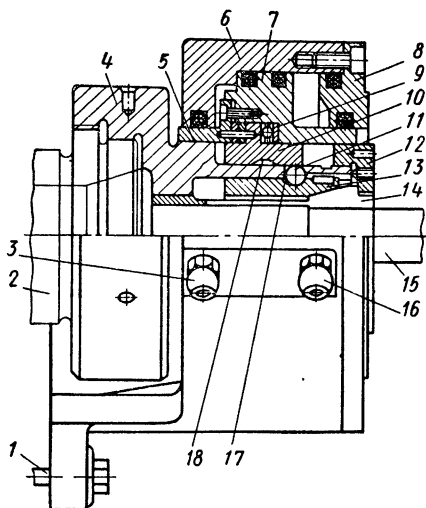


Рис. 56. Невращающийся цилиндр с полым поршнем

как закреплен на нем гайкой 6. Корпус 5 с крышкой 3 неподвижны. Из штуцера 1 сжатый воздух поступает по каналу 10 в левую полость цилиндра, а из штуцера 2 по каналу 9 в валике 4 и каналу 7 в крышке цилиндра — в правую полость цилиндра (см. рис. 54). Вращающиеся детали от неподвижных и каналы 9 и 10 друг от друга изолированы специальными уплотнительными средствами.

Ниже приводится методика определения необходимого объема сжатого воздуха для одного пневмопривода поршневого типа и необходимой электроэнергии для получения этого объема с использованием известной зависимости между потребной мощностью и степенью сжатия воздуха объемом  $v' = 28\ 300\ \text{см}^3 [7]$ .

Если диаметр цилиндра  $D$ , ход поршня  $l$ , число двойных ходов

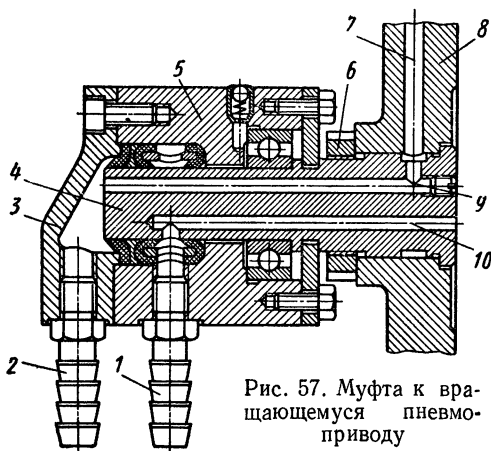


Рис. 57. Муфта к вращающемуся пневмоприводе

поршня  $n$  и необходимое давление в цилиндре  $p$ , то легко найти расход сжатого воздуха за время одного двойного хода поршня:

$$v_{\partial x} = 2 \frac{\pi D^2}{4} l \text{ см}^3.$$

Расход в 1 мин при этом будет

$$v_{\text{мин}} = v_{\partial x} n \text{ см}^3.$$

Потребный объем атмосферного воздуха в 1 мин будет

$$v_{\text{атм}} = v_{\text{мин}} p \text{ см}^3.$$

Потребная мощность для сжатия объема  $v_{\text{атм}}$  до заданного давления  $p$  может быть определена по формуле

$$N = N' \frac{v_{\text{атм}}}{v'} \frac{p}{p'} \text{ квт},$$

с использованием (путем интерполяции) данных для объема  $v'$ , приведенных ниже:

Необходимое давление в $\text{дан}/\text{см}^2$	4,278	4,570	4,922	5,625	6,328	7,031
Потребная мощность в $\text{квт}$	0,101	0,105	0,110	0,118	0,125	0,131

Зная стоимость 1 квт энергии, не трудно определить стоимость часового расхода энергии или энергии, отнесенной к одному рабочему циклу пневмопривода.

## § 24. УПЛОТНЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Уплотнительные средства служат для обеспечения герметичности механизмов в целях устранения утечек воздуха или жидкости из рабочих полостей, а также для удержания смазки в местах трения движущихся деталей. В качестве уплотнений для сопряжений поршней с цилиндрами пневмоприводов используются кожаные, резиновые или пластмассовые манжеты. Применяются угольковые и V-образные манжеты.

Для сопряжений штоков с крышками цилиндров применяются манжеты и уплотнительные воротники, изготовляемые из тех же материалов, что и для манжет. Укрепляются эти уплотнения в неподвижную деталь соединения непосредственно или с помощью штампованного, тонкостенного стального кожуха, который запрессовывается в неподвижную деталь.

Во многих случаях крышки, поршни и штоки в цилиндрах уплотняются резиновыми кольцами круглого сечения. Сравнительно редко в этих сопряжениях применяют сальниковые набивки из фетра или войлока.

В последние годы в сопряжениях быстровращающихся деталей находят довольно широкое применение лабиринтные уплотне-

ния. На вращающуюся деталь неподвижно надевается кольцо с канавками на одном торце или на наружной цилиндрической поверхности. В неподвижной детали создаются аналогичные канавки. Детали сопрягаются так, что выступы каждой из них входят во впадины сопрягаемой с относительно большими зазорами. Зазоры эти заполняются маслом, которое под действием центробежных сил удерживаются в них, препятствуя утечке воздуха.

Для уплотнения плоских сопряжений, например крышек цилиндров с цилиндрами, применяются прокладки, изготавливаемые из различных материалов, например из паронита толщиной 0,5—1,5 мм или из масло-бензостойкой резины [11].

## Глава VI

### ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА ПНЕВМОПРИВОДОВ

#### § 25. МАГИСТРАЛЬНЫЕ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ КРАНЫ

Воздухопроводящая сеть пневмопривода состоит из различных приборов и аппаратов, предназначенных для управления приводом, контроля состояния, регулировки параметров предохранения и поддержания работоспособности привода.

Одним из важных приборов следует считать распределительный кран, с помощью которого осуществляется подача сжатого воздуха в цилиндр привода и выпуск отработанного воздуха из цилиндра. Применяются конические, плоские, клапанные и цилиндрические краны.

Кран с плоским золотником, предназначенный для цилиндров двустороннего действия, показан на рис. 58. Золотник 2, выполненный в виде шайбы, помещен в корпусе 1 и закрыт крышкой 4, прикрепленной к корпусу винтами 3. С помощью валика 6 золотник связан с рукояткой 5. При изображенном на рисунке положении рукоятки кран закрыт, так как воздух из магистрали не может попасть в цилиндр, а из цилиндра не имеет выхода в атмосферу.

При повороте рукоятки 5 в положение 1 воздух из магистрали по отверстиям 10 и 12 крышки и сквозному отверстию 18 золотника поступает под золотник, откуда по отверстию 17 золотника и отверстиям 15 и 14 крышки направляется в одну из полостей цилиндра. Одновременно из второй полости цилиндра воздух удаляется в атмосферу по отверстиям 11 и 10 крышки, криволинейному пазу 16 золотника, криволинейному пазу 8 и сквозному отверстию 9 крышки. При повороте рукоятки в положение 11 с магистралью сообщается аналогично вторая полость цилиндра, а из первой воздух удаляется в атмосферу через отверстие 13.

Пружина 7 и постоянно находящийся под золотником сжатый воздух поджимают золотник к крышке, чем обеспечивается надежная герметичность конструкции при сравнительной простоте изготовления. Этот кран может быть использован для односторонне действующего цилиндра.

Клапанный кран для цилиндров одностороннего действия показан на рис. 59. В положении, показанном на рис. 59, открыт клапан 2 и воздух по каналу 18, сообщаемому с цилиндром, и каналу 3 в корпусе 4 крана выходит в атмосферу.

При повороте рукоятки 10 относительно оси 8 по направлению стрелки рычаг 6 поворачивается относительно оси 5 и открывает клапан 13. При этом клапан 2 под действием пружины 1 закрывается и воздух из магистрали по каналам 15, 17 и 18 направляется в цилиндр (канал под пружиной клапана 13 заглушен пробкой).

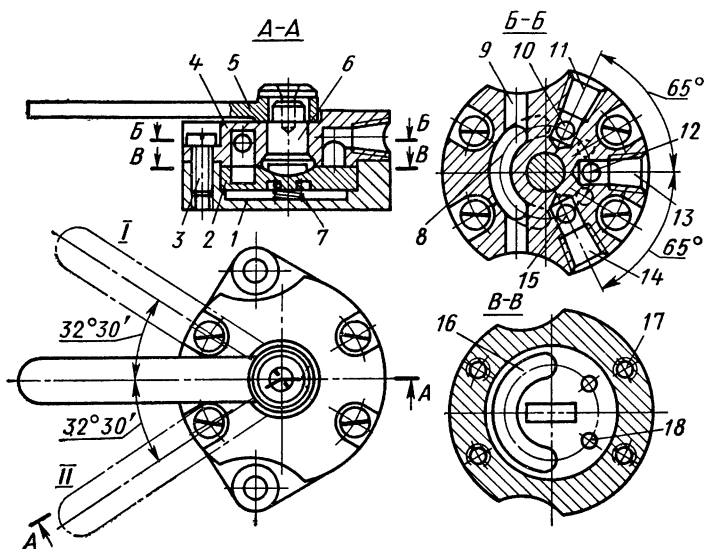


Рис. 58. Кран с плоским золотником

Поворот рукоятки обеспечивается тем, что плунжер 9, с помощью которого рукоятка шарнирно связана с рычагом 6, скользит в отверстии рукоятки, сжимая пружину 11. Эта пружина удерживает рычаг 6 в нужном положении, поджимая его к упору 7 или 12. Болты 16 служат для крепления крана на рабочем месте. Достоинство этого крана состоит в отсутствии деталей, требующих тщательной притирки. Необходимая герметичность достигается применением кожаных или резиновых манжет на головках клапанов и на стержне клапана 13.

Для цилиндров двустороннего действия применяются аналогичные краны с четырьмя клапанами. На рис. 60 показана конструкция крана с точно пригнанной парой цилиндрических деталей — золотника 6 и втулки 5. Через отверстие 4 воздух поступает из сети и по отверстию 8 направляется в одну полость цилиндра привода. Одновременно воздух из второй полости направляется в атмосферу через отверстия 10 и 1. При перемещении золотника в направлении стрелки А воздух из цилиндра возвращается в атмо-



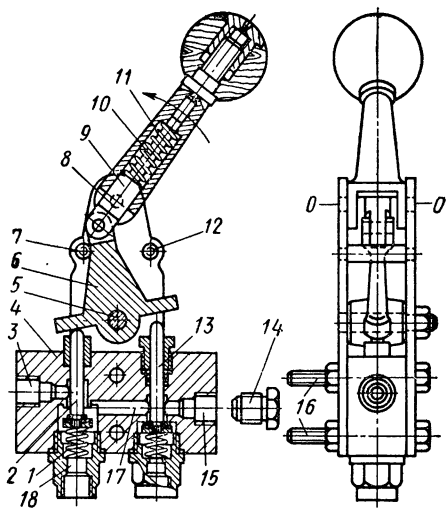


Рис. 59. Клапанный кран

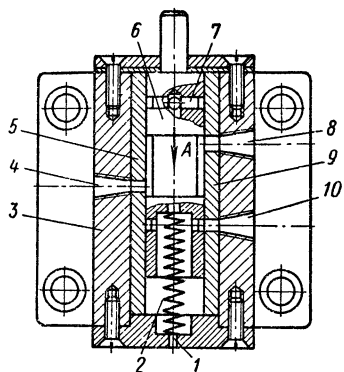


Рис. 60. Кран с цилиндрическим золотником

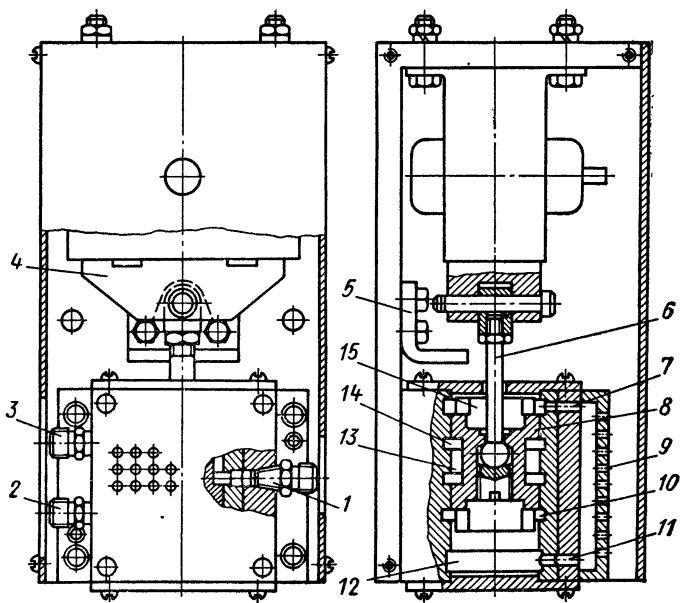


Рис. 61. Плунжерный кран с электромагнитом

сферу через отверстия 1, 7, 8. Одновременно по отверстиям 4 и 10 воздух из сети поступает во вторую полость цилиндра.

Этот кран закрепляется на подвижном приспособлении или на неподвижной части станка. Управляется он с помощью эксцентрика или линейки, укрепленных в первом случае на неподвижной части станка, а во втором — на подвижном приспособлении и действующих на выступающий из корпуса 3 хвостовик золотника 6, заставляя сжиматься возвратную пружину 2. Иногда кран устанавливают отдельно возле станка и управляют им одной pedalью или двумя. В первом случае, чтобы удерживать золотник в положении «включено» или «выключено», нельзя снять ноги с педали, во втором — золотник сохраняет любое из указанных положений автоматически.

Золотник обычно изготовляют из стали У10А твердостью HRC 52—58, а направляющую втулку для него — из латуни. Рабочие поверхности золотника рекомендуется хромировать.

Кран с цилиндрическим золотником-плунжером, действующий с помощью электромагнита, показан на рис. 61. Золотник 8 тягой 6 шарнирно связан с якорем 4 электромагнита, которым он удерживается в положении, показанном на рис. 61. Воздух из сети по штуцеру 1 поступает в полость 13 и по кольцевой канавке 14 через штуцер 3 направляется в одну полость пневмоцилиндра. Одновременно воздух из второй полости цилиндра по штуцеру 2 попадает в полость 12 крана и через отверстие 11 проходит в решетчатый глушитель 9, а из него — в атмосферу. При снятии напряжения золотник с тягой и якорем электромагнита под влиянием собственного веса падают и упором 5 останавливаются в положении, когда отработанный воздух направляется из цилиндра через штуцер 3 в полость 15, а оттуда через отверстие 7 и глушитель — в атмосферу. В это время из сети воздух поступает через штуцер 1 в канавку 10 и через штуцер 2 во вторую полость цилиндра. Затем при подаче напряжения золотник поднимается и рабочий цикл повторяется. При горизонтальном положении крана перемещение якоря 4 в одном направлении производится отдельной пружиной.

В практике находят применение такие краны с двумя противоположно расположенными и поочередно работающими электромагнитами.

## § 26. ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА В ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

Устройство для подвода сжатого воздуха в центр вращающейся системы приспособления или стола станка для питания отдельных одно- или двусторонне действующих пневмоприводов с индивидуальным краном для каждого показано на рис. 62. Втулка 3 неподвижно укреплена в середине вращающейся системы. Полый стержень 4 с помощью кронштейна 5 удерживается от вращения. Из сети через штуцер 6 в полость детали 4 непрерывно поступает

сжатый воздух, который по радиальным отверстиям 1 и 2 и соответствующим воздухопроводам направляется в распределители индивидуальных приводов, вращающихся вместе со столом станка или с приспособлением.

В тех случаях, когда обрабатываемая деталь при закреплении в приспособлении может сместиться, привод для перезарядки приспособления должен управляться рабочим. Если деталь при закреплении занимает устойчивое положение, управление приводом для перезарядки приспособления может быть автоматизировано.

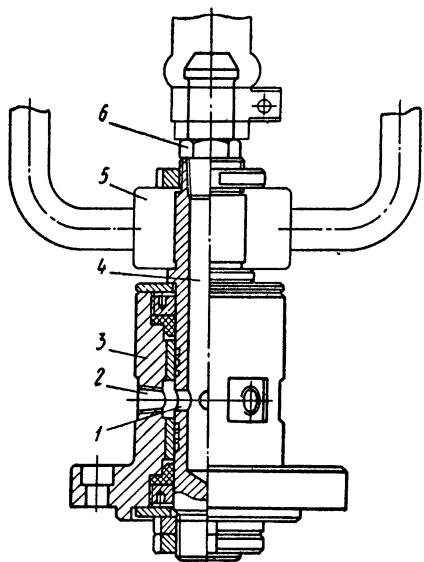


Рис. 62. Центральное воздухораспределительное устройство

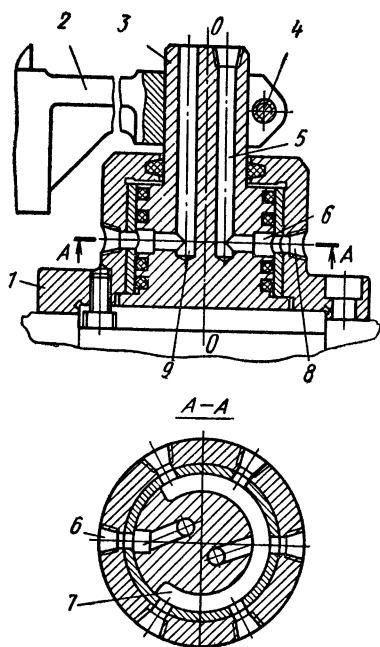


Рис. 63. Автоматические распределительные устройства одностороннего действия

Пример распределительного устройства для автоматизации односторонне действующих приводов показан на рис. 63. Воздух, поступающий из сети в коленчатый канал 5 стержня 3, неподвижно закрепленного тангенциальным зажимом 4 в кронштейне 2, попадает в неполный кольцевой канал 7, из которого по радиальным отверстиям 6 корпуса 1 направляется в воздухопроводы пяти пневмоцилиндров (или пневмокамер), приводящих в действие устройства для закрепления обрабатываемых деталей в пяти приспособлениях. Из цилиндра привода к шестому приспособлению, сообщаемому с отверстием 6 корпуса 1, воздух, движущийся под действием возвратной пружины, поршнем удаляется в атмосферу по второму коленчатому каналу 9, а приспособление на этой позиции перезарядается очередной деталью.

При непрерывном или прерывистом вращении приспособлений или стола с приспособлениями относительно оси  $O—O$  приводы поочередно включаются и выключаются.

### § 27. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА (РЕДУКЦИОННЫЕ КЛАПАНЫ) И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ В ПНЕВМОЦИЛИНДРЕ

Для поддержания постоянного давления в цилиндре и, следовательно, для создания определенной силы зажима обрабатываемой детали служат специальные регуляторы, размещаемые вблизи станка или приспособления. Использование таких регуляторов особенно целесообразно в случаях, когда колебания давления воздуха в сети значительны и когда требуется закреплять легко дефор-

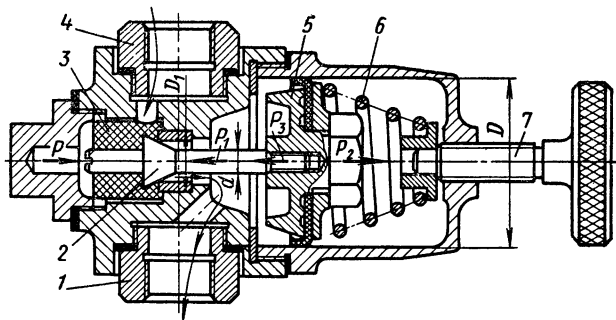


Рис. 64. Регулятор давления воздуха в цилиндре

мирующиеся детали. Регуляторы применяют также для экономного расходования сжатого воздуха.

Конструкция регулятора показана на рис. 64. Сжатый воздух из магистрали попадает в цилиндр через отверстие втулки 4, сетчатый фильтр 3, отверстие под клапаном 2 и отверстие во втулке 1 в момент, когда клапан под действием пружины 6 открыт. Когда давление в цилиндре достигнет необходимой величины, поршень 5 начинает перемещаться вправо, сжимая пружину 6 и закрывая клапан 2, ввинченный в поршень 5. Сжатие пружины регулируется винтом 7 так, чтобы заданное давление в цилиндре создавалось в момент закрытия клапана. В случае падения давления в цилиндре, пружина, перемещая поршень в обратном направлении, открывает клапан для дополнительного притока воздуха из магистрали в цилиндр.

Следовательно, чувствительность регулятора к изменению давления в цилиндре зависит от жесткости пружины 6. В конструкции, изображенной на рис. 64, применена коническая винтовая пружина, выполненная по спирали Архимеда. Определим необходимую силу, которая должна создаваться пружиной для поддержания нужного давления в цилиндре пневмопривода в момент

зжатия обрабатываемой детали, т. е. в момент, когда поршень 5 регулятора должен удерживать клапан в плотно закрытом состоянии. В этом состоянии на поршень действуют: сила  $P$ , создаваемая давлением  $p$  в воздушной магистрали, силы  $P_1$  и  $P_2$ , создаваемые давлением  $p_1$  в цилиндре привода и сила пружины  $P_3$ .

Если обозначить  $D$  — диаметр цилиндра регулятора;  $D_1$  — диаметр отверстия для клапана;  $d$  — диаметр стержня клапана, то, исходя из условия равновесия сил, можно написать

$$P - P_1 + P_2 - P_3 = 0$$

или

$$p \frac{\pi D_1^2}{4} - p_1 \frac{\pi (D_1^2 - d^2)}{4} + \\ + p_1 \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} - P_3 = 0,$$

откуда находим необходимую силу пружины

$$P_3 = 0,785 [pD_1^2 + p_1(D^2 - D_1^2)]. \quad (44)$$

Зная характеристику пружины 6, которая получается тарированием пружины, и определив по формуле (44) силу  $P_3$ , можно из формулы (42) найти величину необходимой деформации (осадки)  $\lambda_3$  пружины, которая должна быть создана при завинчивании винта 7.

Силу  $P_0$  предварительного поджатия пружины, обеспечивающую слегка напряженное состояние пружины при открытом клапане, обычно назначают в пределах.

$$P_0 = (0,1 \div 0,15) P_3.$$

При одновременном использовании нескольких односторонне действующих цилиндров, управляемых одним распределительным краном, иногда бывает необходимо обеспечить различный цикл работы цилиндров. При двусторонне действующих цилиндрах иногда требуется обеспечить различное время прямого и обратного движения поршня. Наконец, может потребоваться изменить время движения (цикл) поршня. Эти случаи вызывают необходимость регулирования скорости движения поршня.

Регулятор, показанный на рис. 65, позволяет выпускать воздух быстрее, чем впускать. Для этого используются два канала 6 и 7. Канал 6 закрывается шариком 4, на который постоянно действует пружина 3, канал 7 — открытый (поступление воздуха в этот канал регулируется дроссельным винтом 2).

Сжатый воздух, поступаая из сети по трубе 1, проникает в цилиндр по каналу 7, дополнительно прижимая при этом шарик 4 к каналу 6. Отработанный воздух возвращается к трубе 1 не

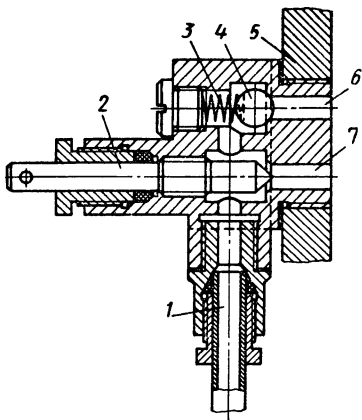


Рис. 65. Регулятор ускоренного действия

только по каналу 7, но и по каналу 6, преодолевая при этом сопротивление пружины 3. Регулятор крепится непосредственно к пневмоцилиндру 5.

### § 28. УСТРОЙСТВА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ, РЕЛЕ ВРЕМЕНИ И ПРЕДОХРАНИТЕЛИ

Для достижения согласованных последовательных движений необходимых для обработки деталей требуется обеспечить определенную последовательность включения цилиндров. При использовании рассмотренных регуляторов можно обеспечить только различную скорость движения поршней в цилиндрах, а для того, чтобы заставить поршни работать в определенной последовательности, необходимы другие регуляторы. Применяются различные конструкции таких регуляторов. Одна из них показана на рис. 66, а.

Сжатый воздух от крана сети по ступенчатому каналу направляется непосредственно в один из пневмоцилиндров. Когда давление в этом цилиндре достигнет определенного предела, воздух отжимает шарик 8, находящийся под действием пружины 9, и по каналам 11 и 12 направляется во второй цилиндр. После соответствующего переключения распределительного крана воздух из первого цилиндра возвращается в атмосферу прежним путем, а из второго цилиндра он пойдет по каналам 4, 5 и 7, отжав шарик 3, находящийся под действием пружины 2. Сила сжатия пружин 2 и 9 регулируется резьбовыми пробками 1 и 10.

На рис. 66, б приведена схема включения этого устройства в систему приводов одностороннего действия, а на рис. 66, в — в систему приводов двустороннего действия. В этих схемах: 13 — воздухораспределительные краны, включаемые в сеть, 14 — регуляторы последовательности работы приводов (они могут быть объединены в один блок), 15 — приводы.

Иногда бывает необходимо по истечении определенного промежутка времени остановить рабочий процесс, например подачу при накатке резьбы, при суперфинишировании поверхностей и др. Это достигается с помощью специальных реле времени. На рис. 67 приведена одна из конструкций таких реле.

Для включения подачи сжатого воздуха через распределительный кран в пневмоцилиндр поворачивают ручку 11 крана по направлению, указанному стрелкой А, до сцепления ручки с рычагом 2. При этом воздух направляется в пневмоцилиндр и одновременно по трубке 1 проникает в цилиндр 6 реле по отверстию 7, проходное сечение которого может быть отрегулировано на заданное время с помощью конического резьбового дросселя 5 и маховичка 4. Под давлением воздуха в цилиндре опускается плунжер 8 и, нажимая на рычаг 2, разъединяет его с рукояткой крана, которая под действием пружины 10 возвращается в положение выпуска

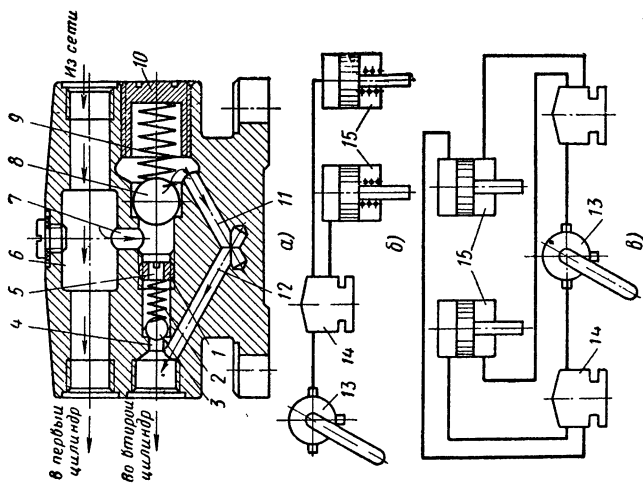


Рис. 66. Регулятор последовательности включения цилиндров и схемы включения регуляторов в силовую сеть

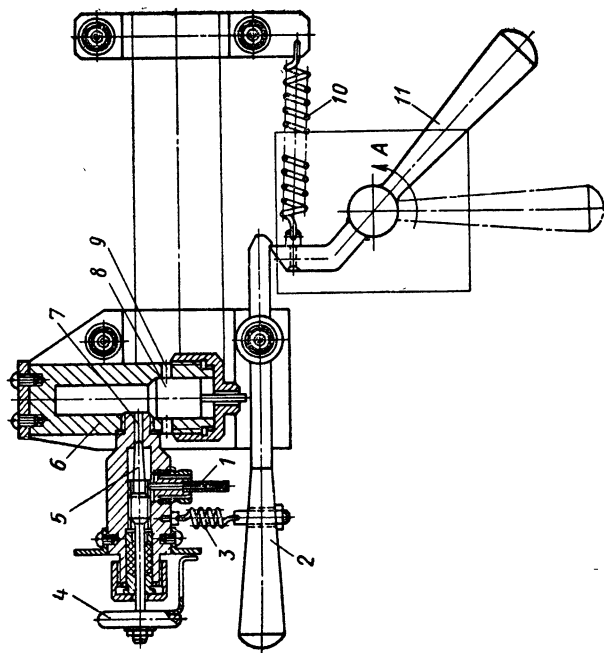


Рис. 67. Реле времени

воздуха из цилиндра привода. Так как воздух в цилиндре пока еще находится под давлением, плунжер продолжает опускаться до тех пор, пока откроется отверстие 9, сообщающее цилиндр с атмосферой. После этого рычаг 2 под действием пружины 3 возвращает плунжер 8 в исходное положение, рукоятка снова вво-

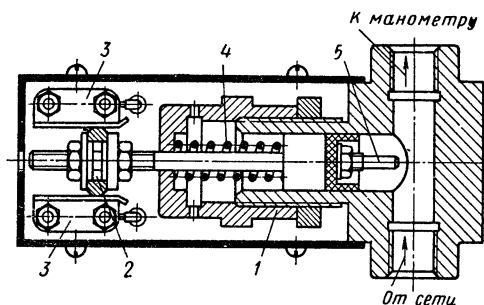


Рис. 68. Автоматический пневмоэлектрический выключатель

дится в зацепление с рычагом и цикл повторяется. Во избежание влияния колебаний давления воздуха в сети на скорость срабатывания реле в трубку включается редукционный клапан (см. рис. 64).

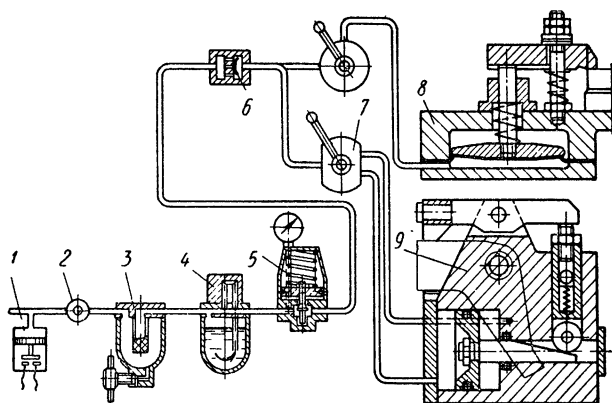


Рис. 69. Схема включения аппаратуры в пневмосеть:

1 — пневмоэлектрический выключатель; 2 — кран; 3 — влагоотделитель с фильтром; 4 — масленка; 5 — регулятор давления воздуха в сети; 6 — обратный клапан; 7 — воздухораспределительные устройства; 8 — приспособление с пневмокамерой; 9 — приспособление с поршневым приводом

Во избежание аварий при внезапном падении давления воздуха в сети применяют так называемые обратные клапаны, замедляющие падение давления воздуха в цилиндре привода или автоматически выключающие электродвигатель станка.

Пневмоэлектрический выключатель электродвигателя станка показан на рис. 68. Стрелками обозначено направление движения



сжатого воздуха, который давлением на поршень 1 перемещает связанный с ним движок 2. Последний скользит между двумя контактными упорами 3, соединенными с электродвигателем.

При падении давления в воздушной сети поршень перемещается вправо и движок выходит из соприкосновения с упорами. Электроцепь пускателя размыкается, и двигатель останавливается. Регулировкой пружинки 4 можно определить момент срабатывания прибора в зависимости от степени понижения давления в сети. Хвостовик 5 поршня служит ограничителем его движения вправо (по рисунку). Этот ограничитель предотвращает поршень от перекрытия основного воздухопроводящего канала и облегчает обратное движение поршня.

Кроме рассмотренной аппаратуры, для нормальной работы пневмопривода требуются масленка с маслом, подающимся к трущимся парам и прежде всего к паре цилиндр—поршень в качестве средства, уменьшающего износ деталей и предохраняющего их от коррозии, и влагоотделитель с фильтром для очистки воздуха от паров воды и механических примесей.

На рис. 69 показана схема включения необходимой аппаратуры в пневмосеть.

## Глава VII

### МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИВОДОВ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

#### § 29. ВАКУУМНЫЕ ПРИВОДЫ

Вакуумными называют приводы, с помощью которых под обрабатываемой деталью или над ней создается разреженная полость, в результате чего деталь надежно прижимается к буртику этой полости всей своей опорной поверхностью силой атмосферного давления. Деформация детали, возможная при использовании зажимов, создающих сосредоточенные силы, в этом случае исключается, хотя при больших размерах опорной поверхности сила зажима выражается сотнями и тысячами ньютонов.

Вакуумные приводы иногда представляют цилиндрические емкости с двумя полостями, перегороденные жесткой перегородкой. Поршни этих полостей помещены на одном штоке, поэтому когда одна полость между перегородкой и поршнем заполняется сжатым воздухом, во второй полости создается разрежение. При подключении к этой полости приспособления, установленного на том или другом станке, в нее попадает воздух, находящийся под обрабатываемой деталью, установленной в зажимном приспособлении, и деталь оказывается закрепленной.

Для создания необходимого вакуума используются и другие специальные установки. Общий вид одной из портативных подвижных установок показан на рис. 70. От электродвигателя 4 приводится в действие форвакуумный насос 5, откачивающий воздух из бака-ресивера 7 емкостью 100 л. Воздух, поступающий в бак из камер приспособлений (установка обслуживает несколько приспособлений), очищается с помощью масло-влагоотделителя 6. Необходимая степень разрежения в баке поддерживается автоматически и контролируется электроконтактным стрелочным вакуумметром 3. С камерами приспособлений установка соединяется резиновыми вакуумными шлангами, штуцеры которых с высокой степенью герметизации ввинчиваются в корпуса приспособлений. Двухходовой запорный кран 1 отключает автоматически бак от станочных приспособлений, когда необходимый для закрепления обрабатываемых деталей вакуум достигнет нужного уровня. Также автоматически происходит отключение того или другого

станка, в котором по каким-либо причинам произошло падение вакуума в полости приспособления, удерживающего обрабатываемую деталь. Вентиль 2 предохраняет бак от попадания в него масла из насоса 5 в моменты, когда насос выключен.

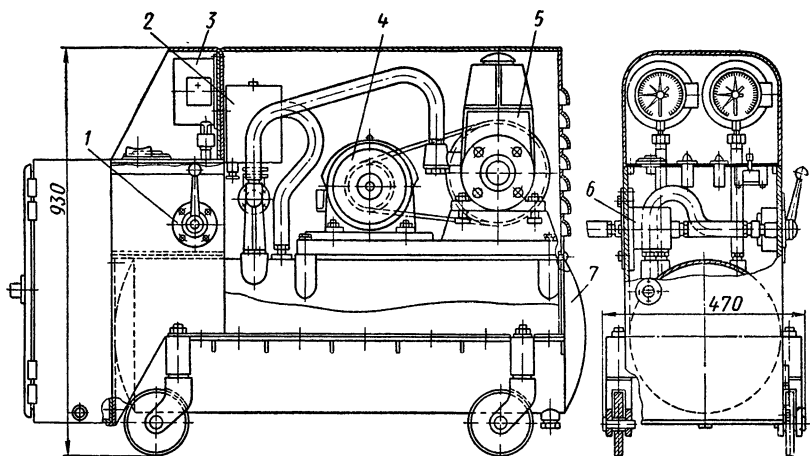


Рис. 70. Вакуумная установка

Конструкция вакуумных приспособлений проста, так как в них не требуется создавать специальных механических устройств для закрепления обрабатываемых деталей. Применение вакуумных приспособлений особенно удобно для обработки плоских тонкостенных деталей из диамагнитных материалов, так как такие детали невозможно укреплять в магнитных и электромагнитных приспособлениях, очень удобных для крепления тонкостенных деталей из магнитопроводных материалов.

Обычно на опорной поверхности корпуса 1 (рис. 71, а) приспособления по контуру, соответствующему контуру, установочной поверхности обрабатываемой детали 2, создается специальная канавка, в которую помещается резиновая прокладка 3. Эта прокладка немного выступает из канавки в момент загрузки приспособления. После включения приспособления в сеть вакуумного привода в полости А создается разрежение. Обрабатываемая деталь под действием атмосферного

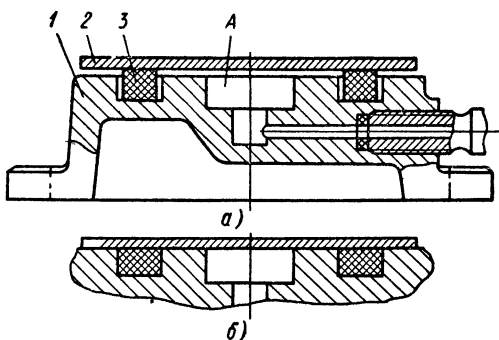


Рис. 71. Схема вакуумного приспособления

давления плотно прижимается к опорной поверхности приспособления, деформируя прокладку (рис. 71, б).

Важное значение для обеспечения необходимой плотности прилегания обрабатываемой детали к приспособлению и сохранности требуемого вакуума в рабочей камере приспособления имеет относительная деформация прокладки и характер шероховатости поверхностей контакта детали с приспособлением. Кроме того, большое значение имеют габаритные размеры прокладки, форма и размеры поперечного сечения прокладки и канавки для нее, материал резины. При недостаточной согласованности всех указанных факторов деталь в приспособлении может занять неправильное положение, а также она может быть ненадежно закреплена вследствие изменения (увеличения) остаточного давления  $p_0$  в камере и попадания воздуха в разреженную камеру из атмосферы.

Силу зажима обрабатываемой детали можно определить по формуле

$$W = (p_a - p_0)F - P_y,$$

где  $p_a$  — атмосферное давление в  $\text{дан/см}^2$ ;

$p_0$  — остаточное давление в камере после разрежения в  $\text{дан/см}^2$ ;

$F$  — площадь, ограниченная внутренним контуром прокладки, в  $\text{см}^2$ ;

$P_y$  — сила упругости сжатой прокладки в  $\text{дан}$ .

При обработке плоскостей деталей силы резания и моменты сил резания в общем случае стремятся сдвинуть деталь на опорной поверхности и оторвать ее от этой поверхности. Сдвигу детали препятствуют две силы: сила  $P_n = (p_a - p_0) F f_n$ , возникающая на поверхностях контакта обрабатываемой детали с корпусом приспособления, и сила  $P_{np} = P_y f_y$ , возникающая на поверхности контакта обрабатываемой детали с прокладкой. Сумма этих сил должна быть больше равнодействующей сдвигающей силе резания  $P_{рез}$ , найденной с учетом необходимого коэффициента запаса надежности  $K_{сдв}$ . Таким образом, условие надежной работы при действии сдвигающих сил можно записать в следующем виде:

$$P_n + P_{np} \geq K_{сдв} P_{рез} \quad \text{или} \quad [(p_a - p_0) F f_n + P_y f_y] \geq K_{сдв} P_{рез}.$$

Вследствие относительной сложности определения силы упругости резины  $P_y$  и коэффициентов трения  $f_n$  и  $f_y$  использование этой формулы для практических расчетов достаточно сложно, поэтому в литературе приводятся рекомендации приближенных формул. Так, например, в книге [4] рекомендуется условие надежности при наличии сдвигающей силы в виде следующей формулы:

$$K_{сдв} P_{рез} \leq (p_a - p_0) F f,$$

где  $f = 0,3 \div 0,4$  — коэффициент трения.

Следует, однако, отметить, что при недостаточной согласованности параметров резиновой прокладки с параметрами канавки

для нее первоначально сдвигу детали препятствует только сила трения между деталью и приспособлением, а сила трения между прокладкой и деталью вызывает боковую деформацию прокладки, в результате этого деталь сдвигается вместе с прокладкой.

Отрыву детали от опорной поверхности приспособления препятствует только сила  $(p_a - p_o) F$ . Поэтому условие надежной работы приспособления при действии отрывающей силы резания  $P_{отр}$  можно записать с учетом коэффициента запаса надежности  $K_{отр}$  следующей формулой:

$$(p_a - p_o) F \geq K_{отр} P_{отр}.$$

В приведенных формулах величины коэффициентов трения  $f_n$  и  $f_y$  могут быть найдены из справочников, однако целесообразно эти коэффициенты, так же как и коэффициенты запаса  $K_{сдв}$  и  $K_{отр}$ , определить экспериментально в соответствии с конкретными условиями работы приспособлений.

Для обеспечения надежного крепления обрабатываемой детали в вакуумном приспособлении при проектировании таких приспособлений прежде всего следует выбрать форму прокладки, наиболее соответствующую конфигурации детали, и материал прокладки и определить размеры поперечного сечения прокладки.

При небольших размерах обрабатываемых деталей из нежестких материалов удобно пользоваться легкодеформирующимися прокладками круглого или трубчатого профиля поперечного сечения диаметром не менее 5 мм. Для крупногабаритных деталей из жестких материалов лучше применять прокладки с прямоугольным или квадратным профилем поперечного сечения размерами не менее 4×4 мм.

Твердость резины по склероскопу Шора 40—65 единиц. Относительное сжатие прокладки (рис. 72)  $\epsilon = \frac{\Delta H}{H}$  рекомендуется в

в пределах 5—7% при шероховатости обработанной поверхности контакта, соответствующей 6—7-му классам. При более высокого класса шероховатости поверхности  $\epsilon < 5\%$ , а при шероховатости поверхности ниже 5-го класса,  $\epsilon = 10 \div 15\%$ .

Высота канавки для прокладки  $h = H(1 - \epsilon)$ , а ширина канавки  $l = b + \Delta b$  ( $\Delta b$  — увеличение ширины прокладки, которое может быть подсчитано теоретически). Точно подсчитать эту величину сложно, поэтому в каждом конкретном случае ее следует определить экспериментально с таким расчетом, чтобы при указанной величине относительной деформации канавка заполнялась прокладкой как показано на рис. 71, б.

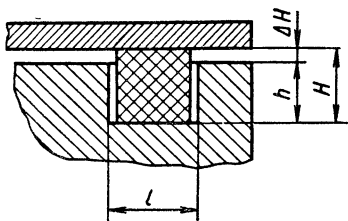


Рис. 72. Схема к расчету прокладки

При недостаточных размерах канавки прокладка не поместится в ней, положение обрабатываемой детали будет неправильно и закрепление ее недостаточно надежно. Аналогичное положение создается, если материал прокладки излишне жесток и силы, создаваемой вакуумом, оказывается недостаточно для правильного положения прокладки. При недостаточной высоте прокладки сила  $P_y$  может не обеспечить необходимую герметичность камеры приспособления. Наконец, при излишней ширине и достаточной степени деформации прокладки последняя обеспечивает герметичность, но не способствует удержанию детали под действием сдвигающих сил.

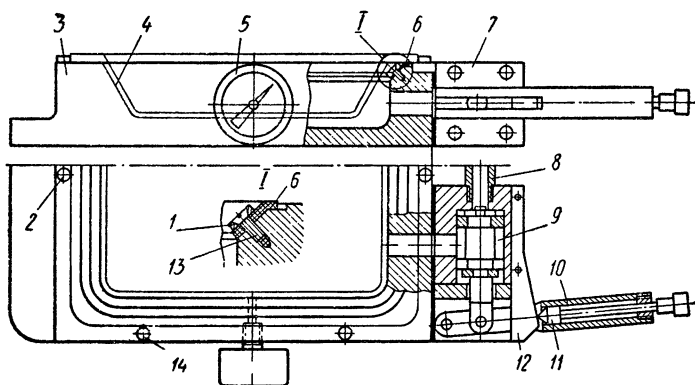


Рис. 73. Пример вакуумного крепления детали

Во всех случаях, когда приспособление должно удерживать обрабатываемую деталь от сдвигающих сил, целесообразно предусматривать для нее на корпусе приспособления боковые упоры.

Помимо приспособлений с прокладками в канавках прямоугольного профиля, применяются приспособления с ленточными прокладками (рис. 73). В этом приспособлении производится фрезерование торца детали 4. Деталь узким контурным фланцем опирается на установочную плоскость корпуса 3 и плотно прилегает к резиновой ленте 6, укрепленной на корпусе с помощью планок 1 винтами 13. Ширина ленты 20 мм, толщина 0,8—1,5 мм.

Резина хорошо прилегает к нижней плоскости фланца и служит как бы автоматическим уплотнителем, препятствующим проникновению атмосферного воздуха под обрабатываемую деталь. Для большей надежности деталь предварительно подводят к боковым упорам 2. Сбоку приспособления расположен распределительный кран 7. Золотник 9 при нерабочем состоянии приспособления прижат к торцу трубки 8, ведущей к вакуумному резервуару емкостью 28 л. Резервуар изготовляют из стали толщиной не менее 3 мм. Для закрепления обрабатываемой детали золотник при помощи рукоятки 10 отводится рабочим на себя и удерживается

зашелкой 11, упирающейся в скос планки 12. Манометр 5 служит для контроля силы зажима. Вакуум в резервуаре может быть создан малым герметическим гидронасосом или вакуум-насосом.

### § 30. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

Гидравлические приводы по принципу работы аналогичны пневматическим поршневым приводам. В них также необходимая сила, с помощью которой осуществляется тот или другой элемент операции (зажим обрабатываемой детали, поворот приспособления и т. п.), создается с помощью цилиндров одно- или двустороннего действия. Однако оборудование и аппаратура гидроприводов существенно отличаются от оборудования и аппаратуры пневмоприводов. Применять различные приспособления с гидроприводами можно либо на гидрофицированных станках, оснащенных собственной насосной станцией для питания рабочих цилиндров, либо при наличии отдельных гидроустановок, действующих от самостоятельного электро- или пневмодвигателя, либо при наличии мощных гидростанций, обслуживающих группу станков.

Основное достоинство гидроприводов состоит в возможности создания больших давлений в гидроцилиндрах (до 100  $\text{дан/см}^2$  и более) при относительно небольших габаритных размерах цилиндров. Гидроприводы по сравнению с пневмоприводами более устойчивы при изменениях нагрузки на деталь в процессе обработки. Поэтому они широко применяются, например, в автоматических устройствах для копировальной обработки деталей. Высокое давление в гидроцилиндрах позволяет обойтись без специальных усилителей зажимов, часто необходимых при использовании пневмоприводов для закрепления деталей, при обработке которых возникают большие силы резания.

Гидроприводы имеют сложную конструкцию и затраты на их изготовление больше по сравнению с пневмоприводами. Кроме того, у гидроприводов происходит утечка масла через уплотнения в местах сопряжения подвижных деталей. Для сбора этого масла необходимо применять специальные устройства, а также расходовать при этом дополнительную энергию на циркуляцию в системе масла, перекачиваемого для восполнения утечки. На работоспособность гидропривода оказывает влияние качество масла, например, его вязкость. Обычно используется веретенное масло 2 или 3 и турбинное Л.

Отдельная гидроустановка состоит из электродвигателя, насоса высокого давления производительностью 20—40  $\text{л/мин}$ , резервуара для масла, гидроаккумулятора, пусковой и контрольно-регулирующей аппаратуры, трубопроводов.

Схема гидропривода для станков токарной группы показана на рис. 74. Масло из бака 1 откачивается лопастным насосом 2 мод. МФ-5 производительностью 5  $\text{л/мин}$  с электродвигателем мощностью 1  $\text{квт}$  при 1000  $\text{об/мин}$ . По трубопроводу 3 масло на-

правляется в золотниковое устройство 4, откуда по трубопроводу 7 (в положении, показанном на рисунке) оно под давлением около  $650 \text{ да}/\text{см}^2$  нагнетается в левую полость однолопастного цилиндра 8. В это время из правой полости цилиндра масло вытесняется и по трубопроводу 9 направляется к золотнику 4, а по проводу 11 — в бак. При переключении золотника с помощью рукоятки 5 происходит изменение направления потока масла.

Требуемое давление масла в гидросистеме устанавливается соответствующей регулировкой перепускного предохранительного клапана 10 и контролируется манометром 6. Масло, скапливаю-

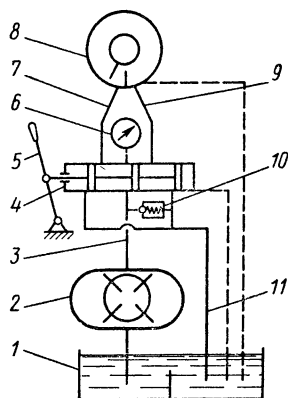


Рис. 74. Схема гидропривода

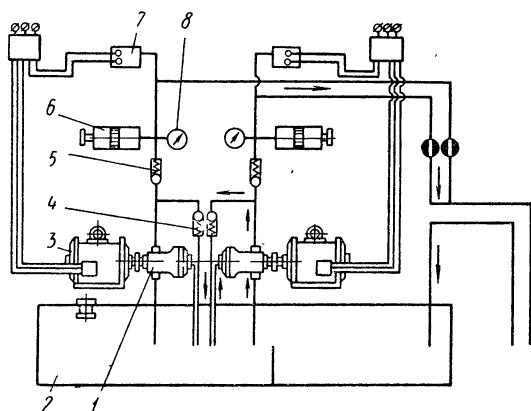


Рис. 75. Схема группового гидропривода:

1 — насос; 2 — бак; 3 — электродвигатель; 4 — перепускной клапан; 5 — обратный клапан; 6 — гидроаккумулятор; 7 — реле давления; 8 — манометр

щееся в системе в результате утечек, отводится в бак по отдельным трубопроводам (на рисунке обозначены штриховыми линиями). В рассматриваемой установке электродвигатель насоса включается при одном из крайних положений рукоятки золотника и не выключается во время обработки, так как в системе не предусмотрен масляный аккумулятор. Поэтому во избежание случайного включения привода на освобождение обрабатываемой детали при пуске станка в работу целесообразно предусматривать блокировку электродвигателей станка и привода.

Схема двоянного группового гидроагрегата, состоящего из двух одинаковых приводов, показана на рис. 75. Этот агрегат предназначен для одновременного обслуживания 30—40 станков одним приводом, в то время, когда второй не работает.

В каждом приводе агрегата предусмотрен гидроаккумулятор 6, позволяющий поддерживать постоянное давление в сети  $50 \text{ да}/\text{см}^2$  при выключенном насосе.



## § 31. ГИДРОНАСОСЫ И ГИДРОЦИЛИНДРЫ

В гидроприводах применяют шестеренчатые, поршневые и лопастные насосы. Лопастные насосы наиболее компактны, поэтому получили широкое распространение.

Гидронасосы приводятся в действие от электродвигателей, однако в практике используются насосы и с пневмоприводом (рис. 76). При давлении воздуха в 4—6  $\text{дан/см}^2$  насос подает масло в рабочие цилиндры под давлением в 50  $\text{дан/см}^2$ . Поступающий из сети по трубке 16 сжатый воздух через распределительный кран 15 и трубки 14

заполняет одну из пневмокамер (на схеме правую) и перемещает гидропоршень 2 влево, одновременно вытесняя в атмосферу воздух из второй пневмокамеры (по схеме левой). При этом из левой полости гидроцилиндра 3 масло через клапан 6 поступает в аккумулятор 7, и из него по трубопроводу 8 к рабочим цилиндрам приспособлений. Бак 4 наполняется маслом по трубопроводу 10. Одновременно клапаны 5 и 9 перекрывают выход в бак 4 и в правую полость гидроцилиндра, а из бака масло засасывается через клапан 11. В конце хода поршня 2 закрепленный на его штоке подпружиненный упор 12 поворачивает рукоятку 13, которая, действуя на упор 1, переключает последний на обратный ход гидропоршня, в конце которого под действием второго подпружиненного упора рукоятка вторично переключает кран, после чего цикл автоматически повторяется.

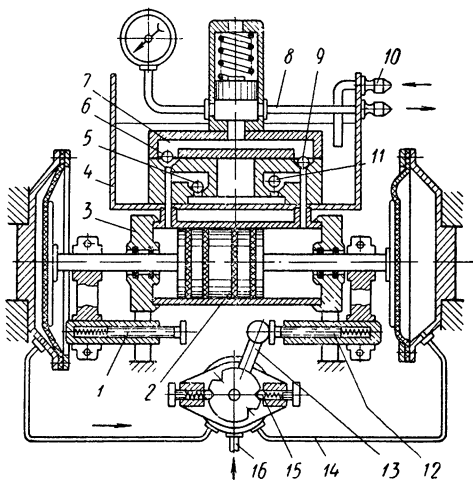


Рис. 76. Гидронасос с пневмоприводом

Преимущество этой конструкции состоит в том, что сжатый воздух и масло расходуются только при движении зажимных элементов приспособлений, так как с прекращением этих движений необходимое давление масла в рабочих цилиндрах приспособления поддерживается аккумулятором.

Так же, как насосы, гидроцилиндры могут быть поршневыми и лопастными. Поршневые гидроцилиндры конструктивно и по принципу действия аналогичны пневмоцилиндрам, поэтому ниже рассматривается только устройство и работа лопастного гидроцилиндра, обладающего хорошими эксплуатационными характеристиками. Схема лопастного гидроцилиндра показана на рис. 77. Внутренняя полость неподвижного корпуса 10, закрытая крыш-

ками 7 и 11, образует цилиндр, в котором помещается ротор 1 с укрепленной в нем лопаткой 3. С ротором двумя шпонками 2 соединена гайка 9, внутри которой проходит винтовая втулка 8. Гайка покоится на двух радиально-упорных подшипниках 6, которыми она застопорена от осевых перемещений. Втулка помещена на шлицах тяги 12. На хвостовике 4 крышки 7 установлена распределительная муфта 5. Масло из муфты по каналу 13 нагнетается в одну из полостей 15 или 14 цилиндра и поворачивает гайку 9, которая перемещает втулку 8, а с нею и полую тягу 12, действуя-

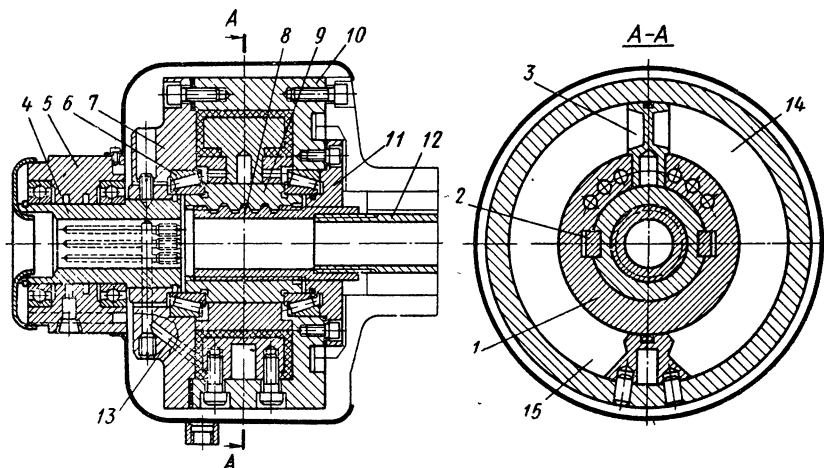


Рис. 77. Лопастной гидроцилиндр

щую на зажимное устройство приспособления. Так как резьбовое соединение гайки с втулкой выполнено самотормозящимся, привод к цилиндру может быть отключен после того, как обрабатываемая деталь будет закреплена. Этим упрощается гидроустановка, так как отпадает необходимость в гидроаккумуляторе и обратном клапане.

Силу тяги  $T$ , которая может быть использована для закрепления обрабатываемой детали, легко определить по величине крутящего момента  $M_k$ , который при действии этой силы необходимо создать на оси резьбового соединения. В данном случае сила на лопатке определится из выражения

$$P = pbh,$$

где  $p$  — давление масла в цилиндре;  
 $b$  — ширина лопатки;  
 $h$  — высота лопатки.

Момент от силы  $P$  относительно оси цилиндра, считая силу приложенной посредине лопатки, определится следующим образом:

$$M_k = P \frac{D-h}{2} = \frac{1}{2} pbh (D-h),$$

где  $D$  — диаметр цилиндра.

Этот момент должен преодолевать момент трения в резьбе, который определяется по формуле (15), представляющей зависимость между крутящим моментом и осевой силой, действующими на резьбовое соединение. В рассматриваемом случае формула (15) с учетом коэффициента полезного действия примет вид

$$M_{\kappa} = 0,5pbh(D - h) = 0,5Td_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') \frac{1}{\eta}.$$

Откуда находим силу тяги

$$T = \frac{pbh(D - h)\eta}{d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}. \quad (45)$$

При давлении масла  $p = 60 \div 65 \text{ да н/см}^2$  сила тяги, создаваемая этим цилиндром, равна 6000—7000 да н, что обеспечивает весьма надежное крепление обрабатываемых деталей.

### § 32. ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА ГИДРОПРИВОДОВ

К вспомогательной аппаратуре гидравлических приводов так же, как для пневмоприводов, относятся аналогичные устройства для управления приводом, контрольно-регулирующие устройства, предохранительные устройства и специфические для гидроприводов элементы-гидроаккумуляторы.

Гидроаккумуляторы служат не только для того, чтобы поддерживать требуемое давление масла при неработающем электродвигателе или другом приводном устройстве гидроустановки, но и для восполнения неизбежных утечек масла из системы в процессе работы установки.

Применяются пневмогидравлические и пружинногидравлические аккумуляторы поршневого и диафрагменного типа. Последние могут быть цилиндрическими и сферическими. Сферические аккумуляторы отличаются от цилиндрических большей компактностью и легкостью. На рис. 78 показана одна из конструкций таких аккумуляторов, состоящая из двух полушфер 1 и 3, внутренний диаметр которых  $D = 150 \div 300 \text{ мм}$ , скрепленных по фланцам болтами 2. Диафрагма 4 выполнена из резины толщиной 1,5—2 мм.

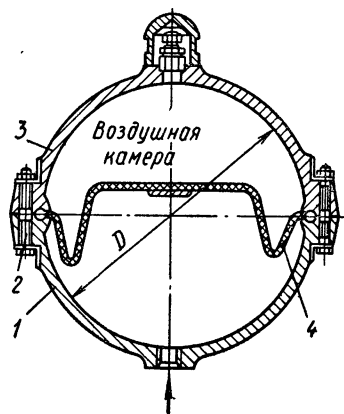


Рис. 78. Гидроаккумулятор

При проектировании гидроаккумуляторов его полный объем  $V_a$  может быть определен по следующей приближенной формуле:

$$V_a = \frac{V_p p_{\max} p_{\min}}{p_n (p_{\max} - p_{\min})},$$

где  $V_p$  — объем масла, вытесняемого из аккумулятора при падении давления в сети от  $p_{\max}$  до  $p_{\min}$ . Этими величинами задаются в зависимости от назначения гидропривода;  $p_n = 30 \div 35 \text{ даи/см}^2$  — начальное давление воздуха в аккумуляторе перед зарядкой его маслом.

В гидроприводах используются различные конструкции предохранительных устройств. Практический интерес представляет конструкция комбинированного предохранительного устройства, применяющегося, например, при необходимости смены приспособлений на некоторых станках, не прекращая работу приспособлений на других станках, обслуживаемых той же насосной гидроустановкой. В этих случаях сменяемое приспособление необходимо

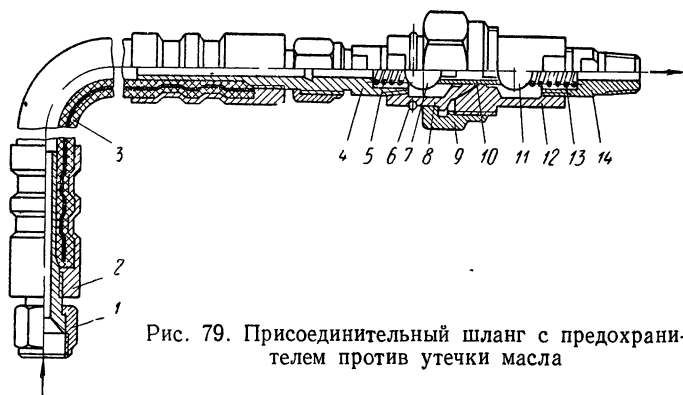


Рис. 79. Присоединительный шланг с предохранителем против утечки масла

отсоединить от гидросети. Для предотвращения утечки масла из выходного отверстия гибкого шланга, идущего от насосной установки, и из отверстия штуцера, по которому масло проводится к цилиндру приспособления, необходимо применить разъединяемое предохранительное устройство (рис. 79).

На штуцер 2 навинчивается накладная гайка 1 гибкого шланга от гидронасосной станции, а штуцер 14 ввинчивается в гнездо гидроканала рабочего цилиндра приспособления. В таком положении масло из шланга гидронасоса поступает в штуцер 14, отжимая шарики 7 и 11, и направляется в цилиндр приспособления. Для отключения приспособления от сети надо отвинтить гайку 9. При этом шарик 7 под действием масла в шланге 3 и пружинки 5 прижимается к седлу наконечника 8, навинченного на штуцер 4 и мешает вытеканию масла из шланга, а шарик 11 под действием масла в цилиндре приспособления и пружины 13 прижимается к седлу корпуса 12, мешая вытеканию масла из цилиндра приспособления. Резное пружинное кольцо 6 удерживает гайку 9 на наконечнике 8.

На торцах распорной втулки 10 созданы пазы, обеспечивающие в собранном устройстве свободное движение масла из сети к цилиндру приспособления.

### § 33. ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ

В пневмогидравлических приводах используются одновременно сжатый воздух и жидкость под большим давлением. Применяются такие приводы прежде всего в механизмах подачи инструмента к обрабатываемой детали, закрепленной в приспособлении, или приспособления с деталью к инструменту. Это объясняется тем, что рассмотренные выше пневматические или гидравлические приводы обладают свойствами, которые мешают применению таких приводов для указанных целей. Так, пневмоприводы для создания больших сил (порядка 5000 дан) получаются весьма громоздкими и недостаточно надежными. Гидроприводы обеспечивают большие силы, но по сравнению с пневмоприводами не обладают быстротой действия и имеют сложную конструкцию. Таким образом, сочетание того и другого привода в одном позволяет использовать гидравлическую часть для создания больших сил, а пневматическую — для быстрого приведения в действие привода. Такие приводы широко применяются на агрегатных станках и при модернизации станков.

Схема пневмогидропривода механической подачи режущего инструмента показана на рис. 80. Под давлением сжатого воздуха, поступающего в полость 1, цилиндр 3, приводящий инструмент в движение, перемещается влево и масло, находящееся справа от поршня 2, перетекает через клапан 9 и дроссель 8 в бак 7. Для ускоренного подвода инструмента к месту обработки служит обратный клапан 6, который под действием неподвижного кулачка 4 открывает канал 5 для дополнительного выхода масла из цилиндра в бак. С прекращением подачи сжатого воздуха в цилиндре 3 из бака масло также под давлением сжатого воздуха, непосредственно или через резиновую диафрагму (в более совершенных конструкциях), возвращается в цилиндр через обратный клапан и приводит систему в исходное положение.

При проектировании таких приводов необходимо предусматривать надежное уплотнение сопряжения поршень—цилиндр для предотвращения попадания воздуха в полость цилиндра, заполняемую маслом. Для управления такими приводами используются такие же приборы и аппаратура, какие применяются для пневма-

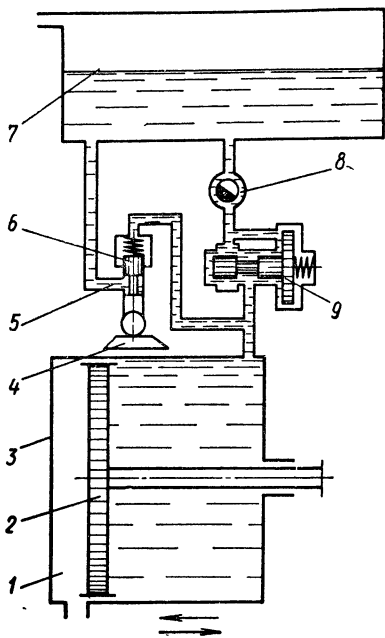


Рис. 80. Схема пневмогидравлического привода

тических и гидравлических приводов. Пневмогидравлические приводы одновременно выполняют роль механизма усилителя зажима обрабатываемых деталей.

### § 34. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ, ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЕ И МАГНИТНЫЕ ПРИВОДЫ

В промышленности широко используется трехфазный электрический ток вследствие относительной легкости трансформирования его напряжения и сравнительной дешевизны передачи на большие расстояния. Поэтому и для станков применяют главным образом асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором. Эти электродвигатели просты, надежны в эксплуатации и не нуждаются в пусковом реостате. Характерной особенностью двигателей этого типа является также незначительное изменение скорости вращения ротора при переменной нагрузке. Эти двигатели выпускаются с напряжением 127, 220, 380 и 500 в с промышленной частотой 50 гц. Такого типа двигатели малой мощности допускают от 300 до 600 включений в час.

В каталогах и справочниках указываются основные характеристики и габаритные размеры двигателей, а также необходимые размеры присоединительных поверхностей, например размеры фланцев фланцевых электродвигателей. В каталогах указывается номинальная мощность, при которой двигатель может нормально работать продолжительное время с максимальной нагрузкой.

В качестве силового привода к приспособлениям электродвигатели используются, как правило, через промежуточные механические устройства, преобразующие вращательное движение ротора электродвигателя в поступательное движение исполнительного, например, зажимного механизма. Поэтому такие приводы называются электромеханическими. Имеются приспособления, в которых вращательное движение ротора не преобразуется в поступательное (например, шлифовальные головки типа «фортуна»), но эти приспособления правильнее отнести к группе вспомогательного инструмента.

На рис. 81 показан пример использования электродвигателя в качестве зажимного привода на тяжелых фрезерных и строгальных станках завода «Красный пролетарий». Рабочим органом зажима является рычаг 13. Зажимная сила, действующая от рычага 13 на обрабатываемую деталь 15, создается винтом 12 при вращении гайки 10. Гайка вращается вследствие того, что она с помощью шпонки 14 соединена с кулачковой полумуфтой 9, которая пружиной 4 соединена с полумуфтой 7, связанной при помощи скользящей шпонки с вращающейся втулкой 5, несущей червячное колесо 6. Червячное колесо 6 вращается от червяка, который приводится во вращение электродвигателем 18 через промежуточную зубчатую передачу 16 и 17.

Сила  $Q$  возникает при движении винта 12 вверх, и когда эта сила достигает необходимой величины, гайка 10 прекращает вра-

шение, а кулачковая полумуфта 9 слегка отталкивает полумуфту 7 вниз. Втулка поворачивает рычажок 8, действующий на концевой выключатель 11, останавливающий электродвигатель. При этом обрабатываемая деталь не освобождается вследствие самотормозящих свойств винтовой и червячной пар. Освобождается деталь при изменении направления вращения электродвигателя, в резуль-

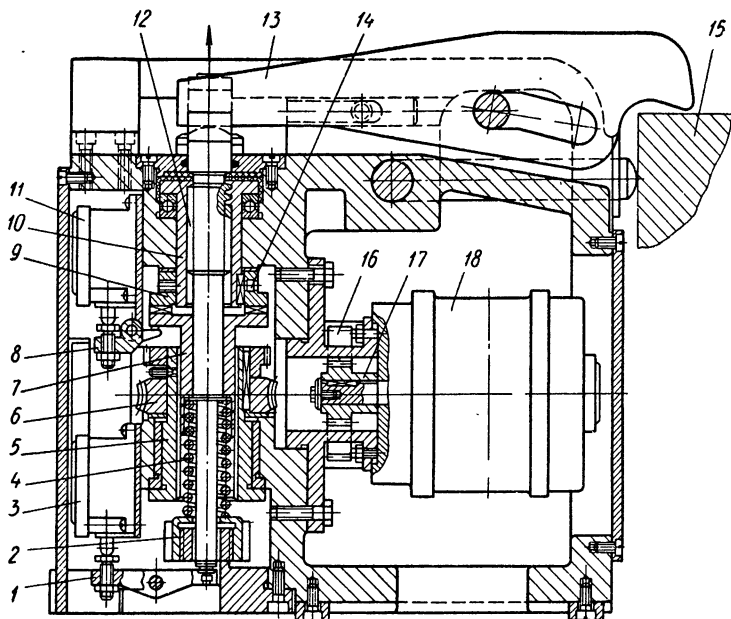


Рис. 81. Электропривод с червячной передачей

тате чего винт 12 перемещается вниз и поворачивает рычаг 1, который, действуя на выключатель 3, останавливает электродвигатель для перезарядки приспособления очередной заготовкой.

Сила  $W$  зажима обрабатываемой детали 15, создаваемая рычагом 13 зависит от силы  $Q$  сжатия пружины 4 с помощью гайки 2 и может быть определена по формуле  $W = Q \frac{l_1}{l_2}$ , где  $l_1$  и  $l_2$  плечи сил  $Q$  и  $W$  относительно оси поворота рычага 13.

Сила  $Q$  связана с моментом  $M_k$  на оси винта 12 зависимостью (15) и поэтому может быть определена из формулы  $Q = \frac{2M_k}{d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}$ .

Так как  $M_k = M_{\partial\partial} i \eta$ , где  $M_{\partial\partial}$  — крутящий момент электродвигателя 18,  $i$  — передаточное число от электродвигателя к винту 12 и  $\eta$  — к. п. д. привода, то  $W = \frac{2M_{\partial\partial} i \eta l_1}{d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') l^2}$ .

Зная характеристику пружины, можно заранее составить формуле (42) таблицу необходимой осадки пружины при требующейся силе сжатия  $Q$  и, пользуясь данными этой таблицы, регулировать положение гайки 2.

В практике для обработки деталей из легких цветных сплавов и других немагнитных материалов, при обработке которых возникают относительно небольшие силы резания, применяют электромагнитные приводы, отличающиеся от приводов, в которых магнитный поток используется непосредственно для закрепления

деталей из магнитных материалов. Отличие состоит в том, что зажим детали в приспособлении с таким приводом осуществляется теми же рычажными, цанговыми плунжерными и другими механическими элементами, а приводятся в действие эти элементы с помощью вытяжных электромагнитов. Одна из схем такого привода показана на рис. 82.

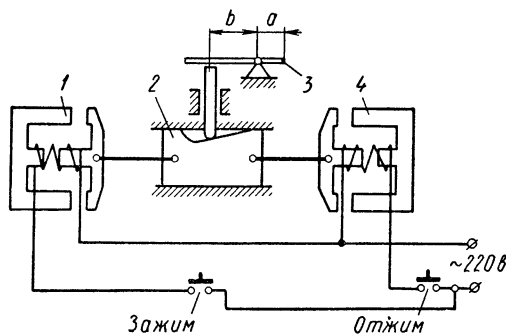


Рис. 82. Конструктивная схема электромагнитного привода

При нажатии кнопки «Зажим» или «Отжим» происходит замыкание или размыкание электрической цепи, в результате чего происходит втягивание сердечников электромагнитов 1 или 4, которые перемещают клин 2 влево (для зажима) или вправо (для отжима). Клин перемещает плунжер, действующий на рычаг 3, которым и производится закрепление обрабатываемой детали. После закрепления детали электрическая цепь может быть разомкнута если клино-плунжерный зажим самотормозящийся. Такой привод позволяет полностью автоматизировать процесс обработки деталей из любых материалов.

### § 35. ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ

Управление электродвигателем осуществляется с помощью различных аппаратов и приборов, начиная от простейших устройств ручного управления и кончая автоматически действующими устройствами, обеспечивающими своевременный пуск и остановку регулирование и контроль работы электродвигателя. Выбор того или другого аппарата и его размещение — одна из важных задач, решаемых конструкторами станков и приспособлений к ним.

Наиболее простым устройством, предназначенным для ручного управления электродвигателем, является рубильник с помощью которого обычно производится замыкание и размыкание при отно-



сительно длительных перерывах в работе всей электросети (с силой тока до 500 в) предприятия, цеха, группы или отдельных станков.

При необходимости частых включений и выключений рубильник неудобен и вместо него используются различные контакторные аппараты с кнопочным ручным управлением, срабатывающие в течение 0,05—0,3 сек при включении и 0,03—0,05 сек при выключении.

Для дистанционного управления электродвигателями с пульта, находящегося на значительном удалении от станка, применяются так называемые магнитные пускатели также с кнопочным управлением. В них используются контакторы и иногда аппараты, защи-

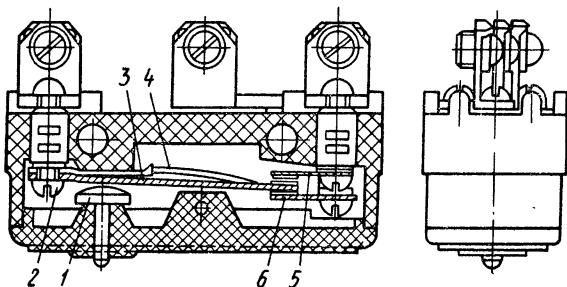


Рис. 83. Типы путевых выключателей

щающие электродвигатели от перегрузки (тепловые реле), размыкающие сеть питания электродвигателей при повышении температуры под действием перегрузки. Для предохранения сети от повреждений при коротком замыкании используются плавкие предохранители.

Широкое распространение получили автоматически действующие концевые переключатели различных типов. Один из таких переключателей (серии ВК 100) использован в конструкции приспособления, показанного на рис. 81 (поз. 3 и 11). Скорость срабатывания таких переключателей зависит от скорости перемещения упора, и если последняя меньше 0,4 м/мин, потребуется переключатели моментного действия, обеспечивающие срабатывание переключения контактов при любой скорости движения упора.

Переключатель МП1, обеспечивающий высокую скорость и точность переключения при относительно малых габаритных размерах, показан на рис. 83. Основной частью переключателя является пластина 3, один конец которой закреплен неподвижно винтом 2, а второй — подвижной поочередно вводится при передвижении штока 1 вверх в соприкосновение с верхним нормально разомкнутым контактом 5 или с нижним нормально замкнутым контактом 6 под действием плоской пружины 4 при движении штока 1 вниз.

### § 36. ЦЕНТРОБЕЖНО-ИНЕРЦИОННЫЕ ПРИВОДЫ

Центробежные силы инерции используются в приспособлениях для приведения в действие зажимных устройств при обработке быстровращающихся деталей. От электродвигателя, с помощью которого осуществляются все необходимые движения обрабатываемой детали и инструмента на станке, приводится во вращение вместе с обрабатываемой деталью специальное устройство, создающее центробежные силы и преобразующее их в осевые силы, приводящие в действие зажимной механизм.

На рис. 84 приведена схема для расчета центробежно-инерционного привода. Пусть обрабатываемая деталь 5 вращается относи-

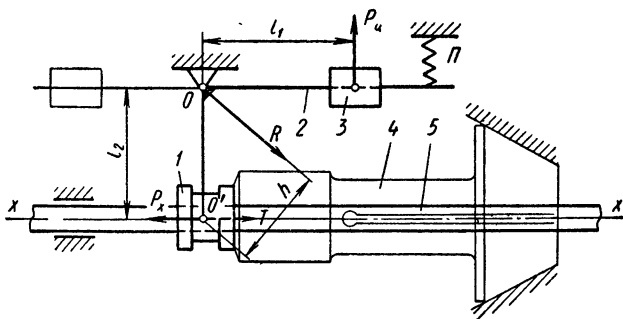


Рис. 84. Схема для расчета центробежно-инерционного привода

тельно оси  $x$ , а втулка 1, перемещаясь вдоль этой оси, приводит в действие зажимной механизм. В данном случае деталь закрепляется в цанге 4, на которую втулка 1 действует непосредственно. Перемещение втулки вызывается центробежной силой  $P_u$ , которая возникает, если вместе с обрабатываемой деталью около той же оси  $x$  вращать рычаг 2 с грузом 3. Сила  $P_u$  будет поворачивать рычаг относительно точки  $O$  до тех пор, пока сила тяги  $T$  (в данном случае толкающая сила), обозначенная штриховой линией, не будет уравновешена суммарной осевой силой  $P_x$ . Эта сила возникает в процессе закрепления и обработки детали и стремится сдвинуть деталь вдоль ее оси в направлении, противоположном направлению силы  $T$ . По величине силы  $P_x$  при проектировании центробежно-инерционного привода рассматриваемой схемы и должна определяться необходимая величина силы  $P_u$  или вес груза 3 при определенном его положении в проектируемом приводе. Обычно применяют несколько грузов, располагая их равномерно вокруг оси  $x$ . Для упрощения расчетов будем считать, что вес всех грузов сосредоточен в одном из них. Из равенства моментов действующих на рычаг 2 относительно оси  $O$ , следует

$$P_u l_1 = P_x l_2 + f R r, \quad (46)$$

где  $R$  — реакция в опоре рычага;  
 $f$  — коэффициент трения в этой опоре;  
 $r$  — радиус цапфы этой опоры.

Величину реакции  $R$  можно найти из уравнения моментов относительно точки  $O'$  сил  $P_u$  и  $R$ , не считая силы трения в опоре рычага 2:

$$P_u l_1 - R h = 0,$$

откуда

$$R = P_u \frac{l_1}{h}.$$

Так как

$$h = l_1 \frac{l_2}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2}},$$

то

$$R = P_u \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2}}{l_2}. \quad (47)$$

Из выражений (46) и (47) находим

$$P_u l_1 = P_x l_2 + f r P_u \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2}}{l_2},$$

откуда

$$\begin{aligned} P_u &= P_x \frac{l_2^2}{l_1 l_2 - f r \sqrt{l_1^2 + l_2^2}} = \\ &= P_x \frac{1}{\frac{l_1}{l_2} - f \frac{r}{l_2} \sqrt{\frac{l_1^2}{l_2^2} + 1}}. \end{aligned}$$

Обозначив  $l_1/l_2 = K_1$  и  $r/l_2 = K_2$ , получим

$$P_u = P_x \frac{1}{K_1 - f K_2 \sqrt{K_1^2 + 1}}. \quad (48)$$

Чтобы груз 3, оказавшись в нижнем положении при остановленном шпинделе станка, не мешал снятию или установке обрабатываемой детали, целесообразно применять пружины  $P$  на каждом рычаге 2, которые помогали бы раскрывать зажимной механизм. Так как сила сопротивления этих пружин уменьшает центробежную силу, ее следует ввести в формулу (48). Тогда

$$P'_u = P_u + P_n, \quad (49)$$

где  $P_n$  — суммарная сила пружин в момент закрепления обрабатываемой детали. Величину  $P_n$  можно определить по формуле (42), в которой эта сила обозначена  $P_s$ .

Чтобы уменьшение центробежной силы было по возможности незначительным, следует располагать пружины как можно дальше от оси  $O$  поворота грузов. Если в формулу (49) подставить значение величины  $P_n$  и центробежной силы, определяемой по формуле  $P'_u = m\omega^2 r'$  ( $m$  — масса груза,  $\omega$  — угловая скорость вращения груза и  $r'$  — расстояние от центра масс груза до оси вращения), то получим значение тяговой силы

$$T = P_x = (m\omega^2 r' - P_n)(K_1 - K_2 f \sqrt{K_1^2 + 1}) = (Gn^2 r' - P_n) K. \quad (50)$$

Пользуясь этой формулой, можно по необходимой величине тяговой силы  $T$ , найденной в зависимости от действующей в про-

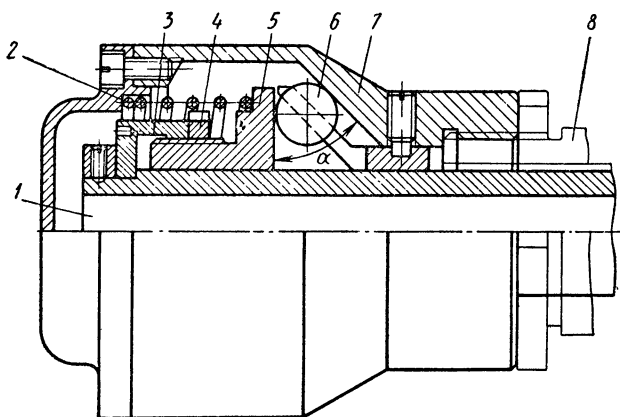


Рис. 85. Центробежно-инерционный привод с шариковой системой

цессе заданной обработки детали осевой силы  $P_x$  и от числа оборотов шпинделя, подбирать необходимый вес грузов  $G$  и размеры  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $r$  и  $r'$  проектируемого привода или находить тяговую силу, которую может обеспечить ранее спроектированный привод.

Для обеспечения тяговой силы  $T = (300 \div 3000)$  дан, при  $n = 1000 \div 3000$  об/мин ориентировочно можно принимать  $G = (1,6 \div 3)$  дан,  $l_2 = (1,5 \div 2)$  см,  $r' = (4,5 \div 5)$  см,  $K_1 = 2,5 \div 3$ ,  $K_2 = 0,4 \div 0,5$  и, как обычно,  $f_1 = 0,1$ .

При выбранных величинах  $G$ ,  $r$ ,  $l_1$ ,  $r'$  и  $l_2$  и числе грузов  $n_1$  повышение силовой эффективности привода возможно, как это следует из формулы (50), в результате увеличения числа оборотов  $n$ . Но это увеличение не всегда допустимо, так как число оборотов обуславливается вполне конкретной экономически выгодной для данной операции скоростью резания.

Поэтому при проектировании таких приводов целесообразно предусматривать возможность регулирования силы тяги в резуль-

тате изменения одного из плеч  $l_1$  или  $l_2$  рычага 2. Проще всего это изменение достигается применением передвижного груза 3 с фиксацией его на рычаге 2 в нужном положении.

Конструкция одного из центробежно-инерционных приводов показана на рис. 85. В этой конструкции центробежные силы инерции, возникающие при вращении шпинделя 8 станка, отбрасывают шарики 6 от оси вращения и заклинивают их между корпусом 7 привода, не имеющего осевого перемещения и перемещающейся шайбой 5, которая с помощью гайки 4, действующей на стакан 3, перемещает влево полый вал 1. Последний приводит в действие механизм зажима обрабатываемой детали. С помощью пружины 2 шарики возвращаются к оси вращения при остановленном шпинделе для смены детали. Сила тяги  $T$ , создаваемая таким приводом, может быть определена по формуле

$$T = \frac{Gn_1 n^2 r'}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho') + \operatorname{tg} \rho} - 0,1 P_n, \quad (51)$$

где  $G$  — вес одного шарика;  
 $n_1$  — число шариков;  
 $n$  — число оборотов шпинделя в минуту;  
 $r'$  — расстояние от оси вращения до центров масс шариков в момент закрепления обрабатываемой детали в см;  
 $\alpha$  — угол клиновой полости для шариков;  
 $\rho$  и  $\rho'$  — углы трения на поверхностях контакта шариков с корпусом и с шайбой;  
 $P_n$  — сила сопротивления пружины при заклиненных шариках.

По формуле (51) можно находить силу тяги, которую может обеспечить ранее спроектированный (изготовленный) привод, или подбирать величины  $G$ ,  $n_1$ ,  $r'$  и  $P_n$  по величине тяговой силы, найденной в зависимости от осевой силы, действующей в процессе заданной обработки детали, и от числа оборотов шпинделя.

Диаметр шариков, исходя из их контактной прочности, считая допускаяемое контактное напряжение  $[\sigma_{\text{кн}}] = 10\,000 \text{ дан/см}^2$ , можно определить из формулы

$$[\sigma_{\text{кн}}] \geq 0,418 \sqrt{\frac{2NE_{\text{нр}}}{d_{\text{ш}}^2}}, \quad (52)$$

где  $N = \frac{Gn_1 n^2 \cdot 10^6}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho') + \operatorname{tg} \rho}$  — сила, приходящаяся на один шарик и вызывающая контактные напряжения;

$E_{\text{нр}} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ дан/см}^2$  — модуль упругости 1-го рода;

$d_{\text{ш}}$  — диаметр шарика в см.

Следовательно, приняв  $\operatorname{tg} \rho = 0,1$  и  $\operatorname{tg}(\alpha + \rho') = 0,7$ , по формуле (52) найдем

$$d_{\text{ш}}^2 \geq \frac{0,418^2 \cdot 2 \cdot N \cdot 2,1 \cdot 10^6}{(10^4)^2} \approx 7 \cdot N \cdot 10^{-8} \text{ см.}$$

## § 37. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВИЖЕНИЙ ПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ СТАНКОВ И СИЛ РЕЗАНИЯ В ПРИВОДАХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Для механизации станочных операций нередко используются движения столов, суппортов, шпинделей и других частей, холостые ходы которых позволяют осуществить поворот приспособлений, выталкивание из приспособлений обработанных деталей, перемещение приспособлений на новую позицию, зажим заготовки и т. п. Кроме этого, во многих случаях для механизации,

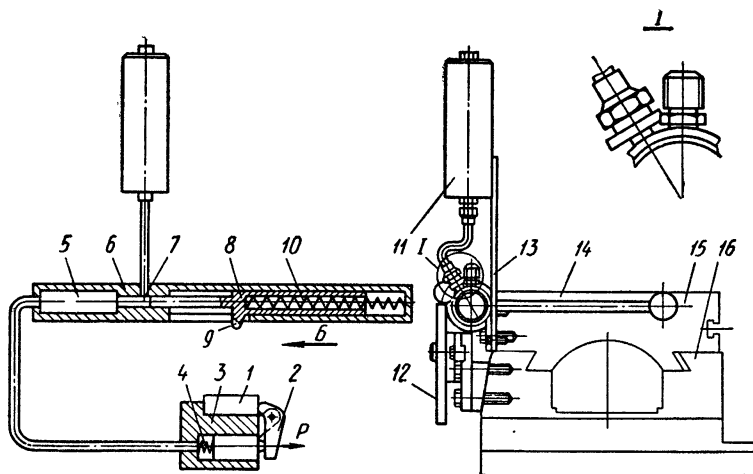


Рис. 86. Привод, действующий от продольного хода стола станка

например, зажима заготовки могут быть использованы силы резания, возникающие в процессе обработки той же заготовки.

На рис. 86 показана схема устройства, с помощью которого холостой ход стола 15 (фрезерного) используется для того, чтобы освободить обработанную деталь 1 и поместить на ее место очередную заготовку. Для освобождения детали необходимо устранить действие силы  $P$  на зажимной прихват 2 приспособления 3. Эта сила создается давлением масла, находящегося в полости цилиндра 6. В конце холостого хода, обозначенного стрелкой  $B$ , выступ 19 поршня 8 доходит до упора 12, укрепленного на неподвижной части станка 16, и останавливается. Стол 15 вместе с цилиндром 6 продолжает движение, вследствие чего шток поршня 8 выходит из канала 7, давление масла в системе понижается и прихват 2 под действием пружины растяжения 4 освобождает обрабатываемую деталь. Пружина 10 при этом постепенно сжимается, затем в начальный момент рабочего хода стола быстро разжимается и происходит закрепление очередной заготовки.

Утечка жидкости из системы восполняется вытеканием ее из бачка 11 при холостом ходе стола 15. Бачок укреплен на неподвижной планке 13. Рукоятка 14 служит для управления пружиной 10 в случаях, когда выступ 9 поршня 8 должен быть принудительно повернут в боковой паз корпуса 6 в конце отжатия пружины. Это приспособление освобождает рабочего от тяжелого труда и позволяет экономить время на операцию. Однако оно не всегда обеспечивает постоянную силу зажима, так как эта сила зависит от разных размеров заготовок деталей, что приводит к неодинаковой степени сжатия пружины 4. Кроме того, в приспособлении непроизводительно расходуется мощность на сжатие пружины 10 при освобождении обрабатываемой детали. Ниже будут приведены зажимные устройства, применяемые в приспособлениях для станков токарной и сверлильной групп, в которых для закрепления обрабатываемых деталей используется сила резания, возникающая при обработке закрепляемой детали. Такие механизмы также экономичны, как и центробежно-инерционные, так как не требуют специальной затраты электроэнергии.

## Глава VIII

### МЕХАНИЗМЫ-УСИЛИТЕЛИ В ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

#### § 38. НАЗНАЧЕНИЕ УСИЛИТЕЛЕЙ. УСИЛИТЕЛИ РЫЧАЖНОГО ТИПА

Механизмами-усилителями называют устройства, позволяющие повысить силовой эффект любого привода, используемого в приспособлениях. Применение таких устройств в приспособлениях с ручным зажимом обрабатываемой детали позволяет облегчить труд рабочего и повысить производительность труда, особенно при блокировке приспособлений, т. е. при одновременном управлении несколькими приспособлениями. В этих случаях, однако, следует учитывать силовые свойства блокирующего устройства, так как без такого учета можно не снизить, а, наоборот, повысить утомляемость рабочего.

Применение механизмов-усилителей в механизированных и автоматизированных приводах позволяет уменьшить расход электроэнергии на создание необходимой силы зажима обрабатываемой детали, или габаритные размеры привода и тем самым повысить экономичность приводов.

Усиление зажима может быть достигнуто с помощью рычажных, клиновых, пневматических и других механизмов. В ряде случаев применение механизмов-усилителей вызывает повышенный расход времени на приведение механизма в действие. Чтобы компенсировать этот расход, уменьшают время на холостые ходы рабочих органов станка или приспособления.

Ниже рассматриваются несколько примеров механизмов, с помощью которых можно увеличить силу зажима обрабатываемой детали по сравнению с силой, развиваемой приводом, в десятки и даже в сотни раз.

С помощью простейших зажимов (прихватов) можно соответствующей их блокировкой (см. рис. 23) увеличить силу ручного привода в 2—4 раза. Еще больший эффект достигается воздействием на прихваты какого-либо механизированного привода. Схема для расчета степени усиления с помощью рычажного усилителя, действующего от пневмопривода, на штоке которого развивается сила  $T$ , показана на рис. 87.



Силу зажима  $W$ , которая создается прихватом, учитывая силу трения  $fR$  в опоре  $B$ , можно определить, решая совместно следующую систему уравнений:

$$Tl_2 - Wl_1 - f'Rr = 0;$$

$$W^2 + T^2 = R^2,$$

где  $f'$  — приведенный коэффициент трения в опоре  $B$ ;  
 $R$  — реакция в опоре  $B$ ;  
 $r$  — радиус оси  $B$ ;  
 $T$  — сила на штоке пневмоцилиндра.

Возведем первое уравнение в квадрат, а второе умножим на  $(f'r)^2$ , а затем вычтем второй результат из первого, получим следующее уравнение:

$$W^2 [l_1^2 - (f'r)^2] - W [2Tl_1l_2] + T^2 [l_2^2 - (f'r)^2] = 0.$$

Так как квадрат величины  $(f'r) \ll 1$ , и  $f' = 0,127$ , а  $r$  в 3—4 раза меньше  $l_1$  и в 12—15 раз меньше  $l_2$ , то коэффициент при неизвестном во второй степени без большой погрешности можно считать равным  $l_1^2$ , а коэффициент при  $T^2$  равным  $l_2^2$ .

Тогда

$$l_1^2 W^2 - 2Tl_1l_2W + l_2^2 T^2 = 0.$$

Откуда

$$W = \frac{2Tl_1l_2 \pm \sqrt{4T^2l_1^2l_2^2 - 4T^2l_1^2l_2^2}}{2l_1^2} = T \frac{l_2}{l_1}.$$

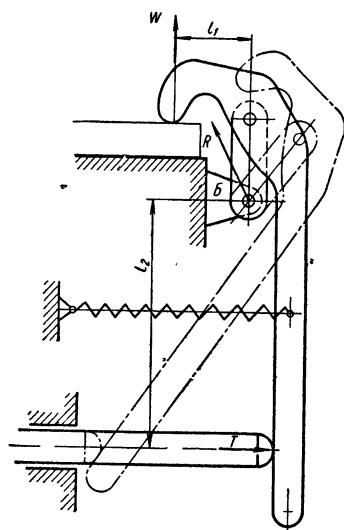


Рис. 87. Схема для расчета степени усиления с помощью рычажного усилителя

Следовательно, коэффициент усиления или, как его принято называть, силовой коэффициент передачи такого типа можно определить, не учитывая потери на трение, т. е. по формуле

$$K_c = \frac{W}{T} = \frac{l_2}{l_1}. \quad (53)$$

На рис. 88 показана вторая схема двухшарнирного рычажного усилителя в виде планки 3, расположенной под углом  $\alpha$  к линии действия силы  $W$  зажима. Силу  $T$ , которая создается тем или другим приводом, можно рассматривать (если не учитывать сил

трения) как равнодействующую силы  $P$ , направленной по оси центров  $O-O'$  планки и силы  $N$ , с которой ползун 2 постоянно прижимается к направляющей плоскости корпуса 1 приспособления. Исходя из условия равновесия планки, необходимо к ней в точке  $O'$  приложить силу  $P'$ , равную силе  $P$ , но направленную в обратную сторону. Разложим эту силу на две составляющие  $T'$  и  $W'$ . При этом если не учитывать трения сила  $T' = T$ , а сила зажима обрабатываемой детали 4  $W' = W$ . Из рис. 88 находим

$$W' = \frac{T'}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha} = W. \quad (54)$$

Из формулы (54) следует, что чем меньше угол  $\alpha$ , тем больше сила зажима  $W$ :

$$\text{при } \alpha = 20^\circ \quad W = 2,74T, \\ \text{т. е. } K_c = 2,74;$$

$$\text{при } \alpha = 5^\circ \quad W = 11,2T, \\ \text{т. е. } K_c = 11,2.$$

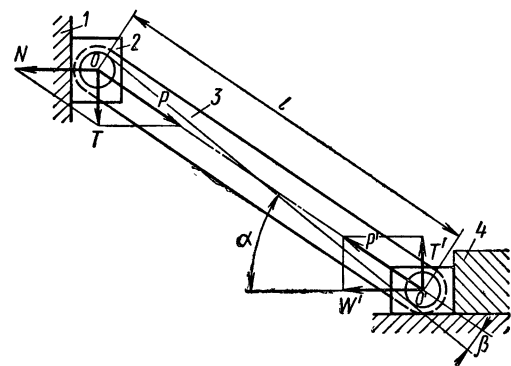


Рис. 88. Схема простейшего шарнирно-рычажного усилителя

Если учитывать потери на трение, сила зажима, по сравнению с полученной по формуле (54), должна быть уменьшена вследствие отклонения силы  $P$  на величину угла  $\beta$  в сторону увеличения угла  $\alpha$  за счет сил трения в шарнирах и вследствие силы трения  $F$  на опоре ползуна 2. Угол  $\beta$  можно найти из соотношения  $\beta = \arcsin \frac{2a}{l}$  ( $a$  — радиус круга трения в шарнирах и  $l$  — расстояние между центрами  $O$  и  $O'$ ). Сила трения  $F = T \operatorname{tg}(\alpha + \beta) f$  ( $f$  — коэффициент трения скольжения в поступательной паре). Следовательно, величина силы зажима при учете сил трения должна определяться по формуле

$$W = \frac{T - T \operatorname{tg}(\alpha + \beta) f}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} = T \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \right]. \quad (55)$$

Если разделить обе части уравнения (55) на  $T$ , получим коэффициент усиления

$$K_c = \frac{W}{T} = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f. \quad (56)$$

Так как  $a = rf'$  ( $r$  — радиус цапфы и  $f' = \operatorname{tg} \rho'$  — приведенный коэффициент трения скольжения во вращательной кинематической паре), то

$$\beta = \arcsin 2 \frac{r}{l} \operatorname{tg} \rho'. \quad (57)$$

Если принять  $\alpha = 20^\circ$ ,  $r = 10 \text{ мм}$ ,  $l = 100 \text{ мм}$ ,  $\rho' = 10^\circ$  (обычно этот угол не бывает больше  $10^\circ$ ) и  $f = 0,1$ , по формуле (55) получим

$$W = T \left( \frac{1}{\operatorname{tg} 22^\circ 5'} - 0,1 \right) \approx 2,37T$$

и по формуле (56)  $K_c = 2,37$ .

При  $\alpha = 5^\circ$  соответственно

$$W = T \left( \frac{1}{\operatorname{tg} 7^\circ 5'} - 0,1 \right) \approx 7,95T \quad \text{и} \quad K_c = 7,95.$$

В первом случае коэффициент усиления на 13,5%, а во втором на 39% меньше соответствующих коэффициентов, найденных без учета потерь на трение.

На рис. 89 показано еще несколько схем рычажно-шарнирных усилителей. Схема, приведенная на рис. 89, а представляет вдвоенную схему, показанную на рис. 88, однако в этой схеме полезно используется

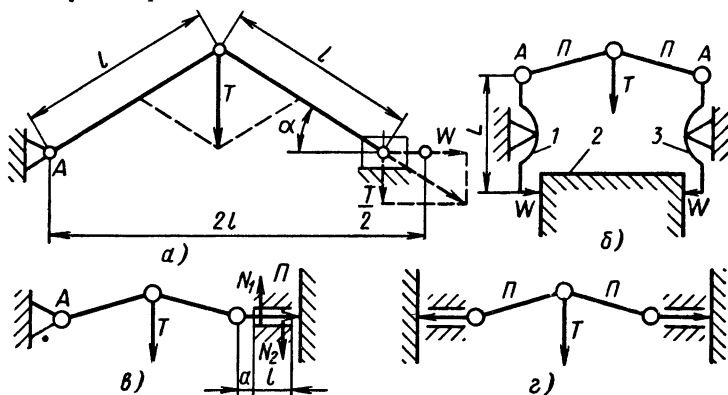


Рис. 89. Схемы рычажно-шарнирных усилителей

только половина силы привода  $T$ , так как другая половина расходуется на уравнивание реакции в опоре  $A$ . Поэтому при такой схеме

$$W = \frac{T}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \right] \quad (58)$$

и коэффициент усиления

$$K_c = 0,5 \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \right]. \quad (59)$$

Для схемы, приведенной на рис. 89, б, в которой дополнительно используются прихваты 1 и 3, выполненные по схеме, показанной на рис. 22, б, и закрепляющие обрабатываемую деталь 2 с двух сторон, сила зажима определится из выражений

$$W = \frac{T}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)} \frac{(L-l)l - frL}{(L-l)^2} \quad (60)$$

и

$$K_c = \frac{(L-l) - frL}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)(L-l)^2}. \quad (61)$$

Схема, показанная на рис. 89, в, отличается от схемы, данной на рис. 89, а, наличием дополнительного плунжера П. Движению этого плунжера препятствуют силы трения, возникающие в его направляющих вследствие перекоса плунжера под действием силы  $T/2$ . Поэтому коэффициент усиления зажима для этой схемы следует определять, учитывая и силы трения  $F_1 = N_1 f$  и  $F_2 = N_2 f$ . Реакция  $N_1$  и  $N_2$  можно определить из уравнений моментов относительно точек приложения этих сил без учета моментов сил  $F_1$  и  $F_2$ :

$$\frac{T}{2} \left( a + \frac{5}{6} l \right) = N_1 \frac{2}{3} l \quad \text{и} \quad \frac{T}{2} \left( a + \frac{l}{6} \right) = N_2 \frac{2}{3} l,$$

откуда

$$N_1 = T \left( \frac{6a + 5l}{8l} \right) \quad \text{и} \quad N_2 = T \left( \frac{6a + l}{8l} \right).$$

Суммарная сила трения определится из выражения

$$F = F_1 + F_2 = f(N_1 + N_2) = f \frac{T}{2} \left( \frac{6a + 3l}{2l} \right).$$

Следовательно, силу зажима с учетом трения в шарнирах и в направляющих для плунжера можно определить по формуле

$$\begin{aligned} W &= \frac{T}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \frac{T}{2} \left( \frac{6a + 3l}{2l} \right) = \\ &= \frac{T}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \left( \frac{3a}{l} + \frac{3}{2} \right) \right], \end{aligned} \quad (62)$$

а коэффициент усиления определится следующим образом:

$$K_c = 0,5 \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \left( \frac{3a}{l} + \frac{3}{2} \right) \right]. \quad (63)$$

Для схемы, приведенной на рис. 89, г, в которой применены два плунжера, сила  $T$  используется для одновременного зажима двух деталей. Сила зажима каждой детали может быть определена по формуле (62). Так как таких сил две, то коэффициент использования силы привода  $T$  определится из выражения

$$K_c = \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - f \left( \frac{3a}{l} + \frac{3}{2} \right) \right]. \quad (64)$$

В формулах (55)—(64) угол  $\beta$  является углом между общей касательной к двум кругам трения в шарнирах планки и линией центров этих шарниров. Если указанную касательную переместить параллельно самой себе так, чтобы она прошла через один из центров шарнира, то угол  $\beta$  при одинаковых радиусах кругов трения можно определить по формуле (57).

При неодинаковых диаметрах шарниров, т. е. при неодинаковых радиусах кругов трения ( $a_1$  и  $a_2$ ) этот угол определяется по формуле

$$\beta = \arcsin \frac{a_1 + a_2}{2} = \arcsin \frac{(r_1 + r_2) \operatorname{tg} \rho'}{l}.$$

Так как  $(r_1 + r_2) \ll l$ , то угол  $\beta$  получается значительно меньше угла трения. Например, при  $r_1 = 10$  мм,  $r_2 = 15$  мм и  $l = 100$  мм  $\beta \approx 2^\circ 5'$ .

Для приближенного определения коэффициента усиления в целях ускорения расчета зажимной силы можно пользоваться графиками, которые для каждой схемы механизма-усилителя можно построить заранее по приведенным формулам. Для примера на рис. 90 показаны графики, построенные для механизма, выполненного по схеме рис. 89, а с учетом (кривая 1) и без учета сил трения (кривая 2). Кривая 3 характеризует изменение длины  $h$  хода ползуна в зависимости от длины  $l$  и угла  $\alpha$  наклона рычагов.

Из этих графиков видно, что потери на трение в процентном отношении при малых углах  $\alpha$  немного больше потерь при больших углах. Так при  $\alpha = 5^\circ$  потери составляют

$$\Delta W = \frac{P(5,7 - 4,5) 100}{5,7P} \approx 21 \%,$$

а при  $\alpha = 45^\circ$

$$\Delta W = \frac{(0,50 - 0,43) P}{0,5P} 100 = 14 \%.$$

Таким образом, при очень большом различии угла наклона планки сила зажима изменяется всего на 7%. Для того чтобы обеспечить постоянную силу зажима, необходимо выдерживать постоянным угол  $\alpha$  в момент зажима, а этот угол тем более постоянен, чем меньше колебание размера  $L$  от точки приложения силы зажима к обрабатываемой детали до боковой опорной поверхности детали (см. рис. 89, в).

При небольших колебаниях размера  $L$  (рис. 91) обрабатываемой детали изменение угла  $\alpha$ , а следовательно, и силы зажима будут также незначительны.

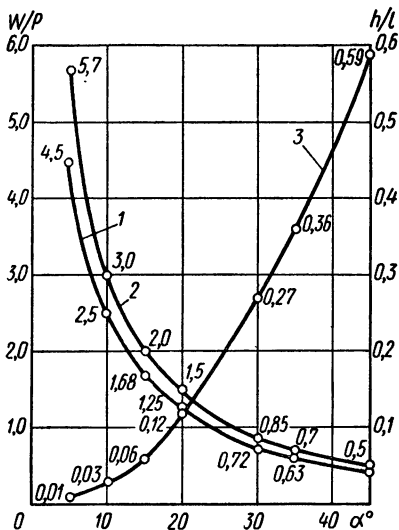


Рис. 90. Графики силы зажима и длины хода от положения рычагов усилителя ( $W/P = W/T$ )

**Пример.** Пусть  $\Delta L = \pm 0,1$  и  $l = 100$  мм (обычно эту длину принимают одинаковой для обеих планок)  $\beta = 3^\circ$  и  $f = 0,1$ . Примем  $\alpha_{\min} = 5^\circ$  в конечный момент зажатия обрабатываемой детали. Меньше  $5^\circ$  этот угол принимать не следует во избежание значительного возрастания силы зажима и возможности поломки механизма. При указанных условиях:

$$l_1 = 2l \cos 5^\circ = 200 \cdot 0,96619 = 199,238 \text{ мм};$$

$$l_2 = \frac{l_1 - 2\Delta L}{2} = \frac{199,238 - 0,2}{2} = 99,519 \text{ мм};$$

$$\cos \alpha_{\max} = \frac{l_2}{l} = \frac{99,519}{100,0} = 0,99519$$

$$\text{и } \alpha_{\max} = 5^\circ 37'.$$

Следовательно, угол  $\alpha$  изменяется только на  $37'$ , а сила зажима, согласно формуле (58), приблизительно на 6%.

При больших колебаниях размера  $L$  обрабатываемых деталей изменение угла  $\alpha$  может оказаться очень большим, а следовательно, чрезмерно большой может

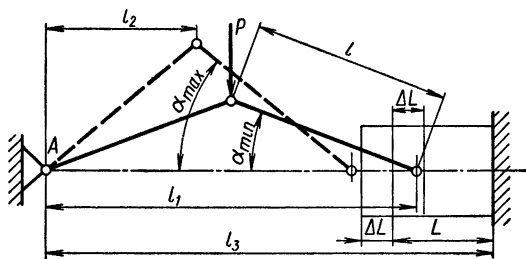


Рис. 91. Схема для расчета степени усиления и длины хода

оказаться и сила зажима. Так, при  $\Delta L = \pm 1,0$  мм и при таких же, как в предыдущем примере, значениях  $l$ ,  $\beta$  и  $f$  получим

$$l_2 = \frac{199,238 - 2,0}{2} = 98,619 \text{ мм};$$

$$\cos \alpha_{\max} = \frac{98,619}{100,0} = 0,98619$$

$$\text{и } \alpha_{\max} \approx 9^\circ 32',$$

т. е. увеличение угла  $\alpha$  произойдет на  $4^\circ 32'$ , и сила зажима уменьшится более чем на 46%.

Поэтому механизмы-усилители шарнирно-рычажного типа следует применять для крепления сравнительно точных по размерам деталей, а для обеспечения возможности использования их и для менее точных деталей необходимо в конструкции предусматривать устройства для регулирования угла  $\alpha$ . В конструкциях по схемам, показанным на рис. 89, а, в и 91, эту регулировку можно обеспечить применением передвижных опор А, которые при необходимости можно зафиксировать на различном расстоянии  $l_3$  (рис. 91) от установочной поверхности приспособления для обрабатываемой детали. Рекомендуется при этом предусматривать ограничительный упор для опоры А, с помощью которого нельзя было бы расположить планки под углом, меньшим  $5^\circ$ .

В конструкциях, показанных на рис. 89, б и г, регулировка угла  $\alpha$  возможна в результате применения планок П с изменяющейся длиной.

### § 39. УСИЛИТЕЛИ КЛИНОВОГО ТИПА

Клиновые зажимы можно отнести также к группе механизмов-усилителей, с помощью которых сила привода, приложенная к одному из клинбёв, увеличивается на оси второго клина. При малом угле клина это увеличение может быть значительным. Например, при угле  $\alpha = 10^\circ$  увеличение силы, если не учитывать потери на трение, происходит в 5,6 раза.

Если клиновой механизм используется в качестве зажима с отключающей силой привода на время обработки детали, то для фиксации обрабатываемой детали в нужном положении клинья должны быть самотормозящимися. Если клиновой механизм используется как механизм-усилитель, от которого привод во время обработки детали не отключается, то самотормозящиеся клинья, не нужны.

Наоборот, для повышения коэффициента полезного действия механизма целесообразно использовать схему, показанную на рис. 17, б, в которой ведущий клин, связанный с тем или другим приводом, действует не на наклонный торец плунжера, как показано на рис. 17, а, а на ролик, укрепленный в плунжере на оси. Снизу клин также опирается на ролики, а не на плоскость, как это бывает обычно в клиновых зажимах. Еще большего эффекта в отношении повышения к. п. д. можно достичь, если вместо роликов использовать малогабаритные шариковые или роликовые радиальные подшипники.

Определим силу зажима, создаваемую с помощью такого устройства, учитывая силы трения, возникающие на поверхностях контакта клина 1 (рис. 92) и плунжера 2 с сопряженными с ними деталями.

На клин действуют сила  $T$  привода, реакция  $R_1$  со стороны верхнего ролика, реакция  $R_2$  со стороны нижнего ролика и силы трения  $F_1$  и  $F_2$  от сил  $R_1$  и  $R_2$ .

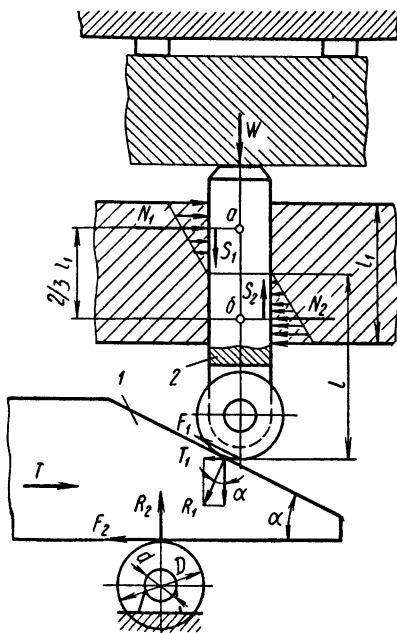


Рис. 92. Схема для расчета степени усиления с помощью клинового усилителя

Из условия равновесия клина следует

$$(\sum P)_x = T - T_1 - F_1 \cos \alpha - F_2 = 0. \quad (65)$$

Так как  $T_1 = R_1 \sin \alpha$ ,  $F_1 = R_1 f_1$ ,  $F_2 = R_2 f_2 = R_1 \cos \alpha f_2$ , то из формулы (65) находим

$$R_1 = \frac{T}{\cos \alpha (f_1 + f_2) + \sin \alpha}. \quad (66)$$

Из условия равновесия плунжера, на который действуют сила  $W$  со стороны закрепляемой детали, сила давления  $R'$  со стороны клина, равная по модулю силе  $R_1$ , но направленная в противоположную сторону, и силы трения  $S_1$  и  $S_2$ , возникающие в направляющем отверстии для плунжера вследствие перекоса плунжера под действием силы  $R_1 \sin \alpha$  (горизонтальная составляющая силы давления  $R_1$ ), следует

$$(\sum P)_y = W - R_1 \cos \alpha + S_1 + S_2 = 0. \quad (67)$$

Влияние вертикальной составляющей силы трения в опоре верхнего ролика не учитываем, вследствие небольшой величины этой силы. Силы  $S_1$  и  $S_2$  в уравнении (67) зависят от величины сил  $N_1$  и  $N_2$  реакций в направляющем отверстии для плунжера, которые, в свою очередь, зависят от расстояния  $l$  между точкой касания ролика плунжера с клином и серединой направляющего отверстия. Так как расстояние  $l$  меняется при перемещении плунжера в осевом направлении, то меняются и реакции  $N_1$  и  $N_2$ , а следовательно, и силы  $S_1$  и  $S_2$ . Найдем эти силы при максимальном значении  $l$  в пределах допуска на размер обрабатываемой детали.

Величины реакций  $N_1$  и  $N_2$  можно найти из уравнения моментов относительно точек  $a$  и  $b$  (пренебрегая моментами сил  $S_1$  и  $S_2$ ). При этом условии

$$(\sum M)_a = R_1 \sin \alpha \left( l + \frac{l_1}{3} \right) - N_2 \frac{2}{3} l_1 = 0,$$

откуда

$$N_2 = R_1 \frac{\sin \alpha (3l + l_1)}{2l_1} = 0,5 R_1 \sin \alpha \left( 3 \frac{l}{l_1} + 1 \right); \quad (68)$$

$$(\sum M)_b = R_1 \sin \alpha \left( l - \frac{l_1}{3} \right) - N_1 \frac{2}{3} l_1 = 0;$$

$$N_1 = R_1 \sin \alpha \left( \frac{l - l_1}{2l_1} \right) = 0,5 R_1 \sin \alpha \left( 3 \frac{l}{l_1} - 1 \right). \quad (69)$$

При этом

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= f N_1 = 0,5 f R_1 \sin \alpha \left( 3 \frac{l}{l_1} - 1 \right) \\ S_2 &= f N_2 = 0,5 f R_1 \sin \alpha \left( 3 \frac{l}{l_1} + 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (70)$$



Из уравнений (67) и (70) находим

$$W = l_1 \left( \cos \alpha - 3f \sin \alpha \frac{l}{l_1} \right).$$

Подставив в это выражение значение  $R_1$  из формулы (66), получим

$$W = T \frac{\cos \alpha - 3f \sin \alpha \frac{l}{l_1}}{\cos \alpha (f_1 + f_2) + \sin \alpha},$$

или, разделив числитель и знаменатель правой части на  $\cos \alpha$ , получим

$$W = T \frac{1 - 3 \frac{l}{l_1} f \operatorname{tg} \alpha}{(f_1 + f_2) + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (71)$$

В этой формуле  $f = \operatorname{tg} \varphi_3$  — коэффициент трения в поступательной паре плунжер-корпус,  $f_1$  — коэффициент трения между верхним роликом и клином,  $f_2$  — то же между нижним роликом и клином ( $f_1 = f_{1np} d/D$  и  $f_2 = f_{2np} d/D$ , где  $f_{1np}$  и  $f_{2np}$  — коэффициенты трения во вращательных парах ролик — ось ролика). Обычно  $f = 0,1$ , в зависимости от степени приработки пары плунжер—корпус  $f_{np} = (1,27 \div 1,57) f$ , а  $f_{np}$  находится из условия равновесия ролика по формуле моментов относительно оси его вращения (например, для нижнего ролика, показанного на рис. 92, по формуле  $f_{np} R_2 r_{рол} = f' R_2 r_0$ , откуда получаем  $f_{np} = f' \frac{r_0}{r_{рол}}$ ). Коэффициент усиления зажима  $K_c$  для такого механизма получим, разделив левую и правую части уравнения (71) на  $T$ :

$$K_c = \frac{W}{T} = \frac{1 - 3 \frac{l}{l_1} \operatorname{tg} \varphi_3 \operatorname{tg} \alpha}{(f_1 + f_2) d/D + \operatorname{tg} \alpha}. \quad (72)$$

При  $\alpha = 10^\circ$ ,  $d/D = 0,5$ ,  $\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 = f = 0,1$ ,  $\frac{l}{l_1} = 0,7$  получим

$$K_c = \frac{1 - 3 \cdot 0,1 \cdot 0,18 \cdot 0,7}{0,2 \cdot 0,5 + 0,18} \approx 3,4.$$

При замене в рассмотренном механизме роликов малогабаритными шариковыми или роликовыми подшипниками силовой коэффициент можно увеличить примерно в 2 раза.

Для механизма-усилителя, выполненного в виде клина, опирающегося не на ролики, а на плоскость и действующего на плунжер с роликом, формула для определения силы зажима принимает следующий вид:

$$W = T \frac{1 - 3 f_3 \frac{l}{l_1} \operatorname{tg} \alpha}{f_1 d/D + f_2 + \operatorname{tg} \alpha}, \quad (73)$$

и при тех же условиях, какие были приняты для рассмотренного механизма, коэффициент усиления  $K_c \approx 2,9$ .

Для клинового механизма-усилителя аналогичной схемы, но без ролика и на плунжере, сила зажима должна определяться по формуле

$$W = T \frac{1 - 3 \frac{l}{l_1} f_3 \operatorname{tg} \alpha}{f_1 + f_2 + \operatorname{tg} \alpha}$$

и коэффициент усиления  $K_c \approx 2,5$ .

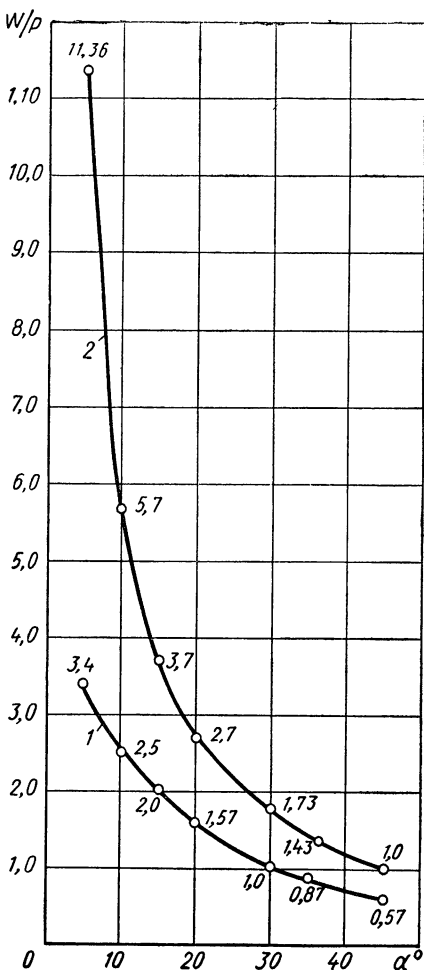


Рис. 93. Зависимость силы зажима от угла клина

На рис. 93 приведены кривые зависимости силы зажима  $W$  от величины угла клина  $\alpha$ . Кривая 1 построена без учета потерь на трение, кривая 2 — с учетом этих потерь. Если сопоставить эти кривые с кривыми для шарнирно-рычажного усилителя, приведенными на рис. 90, то легко убедиться, что в то время как потери на трение в клиновом механизме без роликов при  $\alpha = 45^\circ$  составляют 43%, а при угле  $\alpha = 5^\circ$  — 70%, эти потери в шарнирно-рычажном механизме при тех же углах  $\alpha$  составляют соответственно 14 и 21%. Из этого сопоставления следует, что к. п. д. шарнирно-рычажного механизма выше к. п. д. одноосного клинового механизма-усилителя без роликов.

Вывод формулы (71) выполнен в два этапа. Сначала по заданной силе привода  $T$  с учетом потерь на трение между клином и сопряженными с ним деталями определялась сила  $R_1$ , с которой клин действует на плунжер, а затем по этой силе с учетом потерь на трение между плунжером и сопряженными с ним деталями находилась сила реакции со стороны закрепляемой детали, равная силе  $W$ , которую должен разви-

вать механизм-усилитель на плунжере.

Пользуясь этим методом, были выведены и другие формулы, например формула для определения силы, передаваемой одним

плунжером многоплунжерного механизма, клин которого выполнен в виде конического многогранника с одинаковыми углами  $\alpha$  скоса граней:

$$W_1 = \frac{T}{n} \frac{1 - 3 \frac{l}{l_1} f \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + f}, \quad (74)$$

где  $n$  — число плунжеров.

#### § 40. УСИЛИТЕЛИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТИПА

Пневмогидравлические приводы широко используются в качестве механизмов-усилителей зажима обрабатываемых деталей, так как в них нетрудно увеличить силу на штоке пневматической части привода, причем значительно, с помощью гидравлической части привода. Использование для этой цели только пневматических приводов связано, вследствие относительно низкого давления воздуха в заводской пневмосети, с высоким расходом воздуха при больших габаритных размерах, весе и стоимости привода.

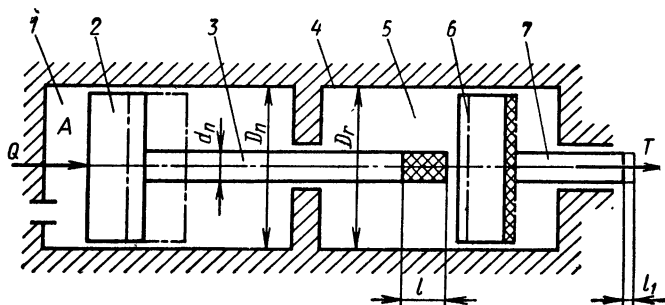


Рис. 94. Схема пневмогидравлического привода-усилителя

Простейшая схема пневмогидравлического привода-усилителя показана на рис. 94. Сжатый воздух подается в полость  $A$  пневмоцилиндра  $1$ . Вся сила, создаваемая давлением воздуха на поршне  $2$ , передается штоком  $3$  на жидкость, находящуюся в полости  $5$  гидроцилиндра  $4$ , увеличивая давление жидкости в этой полости во столько раз, во сколько площадь поршня  $2$  больше площади торца штока  $3$ . Увеличенное давление жидкости создает на поршне  $6$  увеличенную силу, которая штоком  $7$  передается на закрепляемую деталь или на промежуточный зажимной механизм между приводом и деталью.

Силу  $T$  на штоке  $6$  гидроцилиндра можно определить по формуле

$$T = Q \frac{F_2}{F_1} \eta = 0,785 \frac{D_n^2 D_2^2}{d_n^2} p \eta, \quad (75)$$

где  $Q$  — сила, толкающая поршень пневмоцилиндра;

$F_1$  — площадь торца штока этого поршня;

$F_2$  — площадь соприкосновения жидкости с поршнем гидроцилиндра;

$\eta$  — к. п. д. механизма.

Из формулы (75) определим коэффициент усиления (силовой коэффициент)

$$K_c = \frac{T}{Q} = 0,785 \frac{D_n^2 D_a^2}{d_n^2} \rho \eta.$$

При давлении воздуха в сети  $p = 5 \text{ даи/см}^2$ , диаметрах внутренних полостей пневмоцилиндра и гидроцилиндра  $D_n = D_a = 100 \text{ мм}$ , диаметре штока пневмоцилиндра  $d_n = 20 \text{ мм}$  и к. п. д.  $\eta = 0,8$  получим коэффициент усиления  $K_c = 20$ , подтверждающий высокую эффективность таких механизмов. При этом давление жидкости в гидроцилиндре возрастает по сравнению с давлением сжатого воздуха в пневмоцилиндре в 25 раз. Поэтому при конструировании таких механизмов необходимо в конструкции предусматривать устройства для компенсации неизбежной утечки жидкости или применять вместо жидкости гидропластмассу, которая не требует специальных уплотнительных устройств.

Существенный недостаток механизмов рассматриваемой схемы, ограничивающий использование их в приспособлениях, состоит в необходимости значительного хода  $l$  штока пневмоцилиндра при относительно небольшом ходе  $l_1$  штока гидроцилиндра. Так, при диаметре штока пневмоцилиндра  $d_n = 20 \text{ мм}$ , диаметре гидроцилиндра  $D_a = 100 \text{ мм}$  и ходе штока гидроцилиндра  $l_1 = 50 \text{ мм}$  требуется перемещение штока пневмоцилиндра на величину  $l = 1250 \text{ мм}$ , т. е. в 25 раз большую, чем ход штока гидроцилиндра. Это следует из равенства объемов  $V_1$  и  $V_2$  (на рисунке условно заштрихованы), получающихся к моменту зажима детали:

$$V_1 = \frac{\pi d_n^2}{4} l = V_2 = \frac{\pi D_a^2}{4} l_1,$$

откуда

$$l = l_1 \frac{D_a^2}{d_n^2} = 125 \text{ см.}$$

Поэтому применять такие усилители рекомендуется только при малых рабочих ходах штока гидроцилиндра (0,1—0,5 мм). Однако при увеличении диаметра пневмоштока или при надевании на этот шток отдельного поршня, диаметр которого больше диаметра штока, можно увеличить ход, но при соответствующем уменьшении силы  $T$ . Существенный недостаток такой схемы состоит еще и в том, что она не приводит к экономии сжатого воздуха по сравнению с расходом в обычном пневмоприводе при той же силе тяги  $T$ . Объем воздуха, расходуемого пневмоприводом данной схемы, определится из выражения

$$V_1 = l \cdot 0,785 D_n^2. \quad (76)$$

Для определения объема воздуха  $V_2$ , который расходовался бы пневмоприводом без гидроусилителя, в формулу (76) необходимо вместо  $l$  подставить величину  $l_1$ , а вместо значения диаметра  $D_n$  — значение  $D$ , при котором пневмопривод создавал бы без гидроусилителя ту же силу  $T$ , какую обеспечивает пневмогидро-

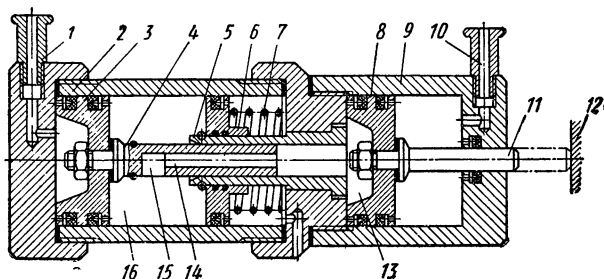


Рис. 95. Пневмогидравлический усилитель

привод. Этот диаметр легко определить из формулы

$$0,785D^2\rho\eta = T,$$

подставив в эту формулу значение  $T$  из формулы (75); получим

$$D = \sqrt{\frac{T}{0,785\rho\eta}} = \frac{D_n D_e}{d_n} = 50 \text{ см.}$$

Затем по формуле (76) находим необходимый объем  $V_1$  сжатого воздуха, требующийся на одно рабочее движение штока пневмоцилиндра рассматриваемого пневмогидропривода,

$$V_1 = 0,785 \cdot 125 \cdot 100 = 9812,5 \text{ см}^3$$

и сравниваем его с объемом  $V_2$  сжатого воздуха, требующимся на одно рабочее движение штока пневмопривода без гидроусилителя при найденном диаметре  $D$ ,

$$V_2 = \frac{\pi D^2}{4} l_1 = 0,785 \cdot 50^2 \cdot 5 = 9952 \text{ см}^3.$$

Как видно, экономия сжатого воздуха относительно небольшая. Существенно отличаются габаритные размеры приводов.

При одинаковых условных объемах приводов  $\frac{\pi D_n^2}{4} l = \frac{\pi D^2}{4} l_1$  размер пневмогидроусилителя в радиальном направлении оказывается меньше аналогичного размера пневмопривода в 5 раз  $\left(\frac{D_n}{D} = \frac{10}{50} = \frac{1}{5}\right)$ , а размер в осевом направлении — больше в 25 раз  $(l : l_1 = 1250 : 50 = 25)$ .

Более экономичная схема, принцип работы которой состоит в предварительном быстром подводе штока к закрепляемой детали с последующим в конце хода штока усилением давления жидкости, показана на рис. 95. Поршень 3 (рис. 95) большого диаметра под

действием сжатого воздуха, поступающего по отверстию штуцера 1, перемещает жидкость и шайбу 6, находящиеся в цилиндре 2, сжимая пружину 7. При этом создающимся в полости 16 давлением 0,5—1,0  $\text{дан/см}^2$  масло вытесняется в полость 14 штока 4 и далее в полость 13 цилиндра 9. Под этим давлением масла поршень 8 быстро перемещается до соприкосновения штока 11 с закрепляемой деталью 12. При движении штока 4 увеличивается давление масла на поршень 8 до тех пор, пока боковое отверстие 15 в штоке 4 не войдет полностью во втулку 5. При этом сила зажима детали достигает значительной величины. По окончании обработки детали сжатый воздух из цилиндра 2 выпускается по отверстию штуцера 1, а сжатый воздух, поступающий в цилиндр 9 по отверстию штуцера 10, возвращает систему в исходное положение.

На работу этого привода расходуется незначительное количество сжатого воздуха при большой силе зажима. Так, при одинаковой величине диаметров цилиндров 2 и 9, равной 35 мм, диаметре штока 4—10 мм и давлении сжатого воздуха 5  $\text{дан/см}^2$  в таком механизме создается на поршне 3 сила 48  $\text{дан}$ , а на оси штока 11 570  $\text{дан}$ . Чтобы создать такую силу пневмоприводом без усилителя, потребуется цилиндр диаметром около 120 мм, а при ходе штока 25 мм, в 12 раз больший объема воздуха.

Однако механизмы, выполненные по такой схеме имеют недостаток, заключающийся в трудности обеспечения герметичности соединения штока 4 с втулкой 5, так как резиновое уплотнение этого соединения быстро изнашивается.

При конструировании пневмогидравлических приводов и усилителей техническими условиями задаются: давление воздуха в сети  $p$ , величина хода  $l$  штока рабочего цилиндра, величина хода  $l_1$  поршня со штоком пневмоцилиндра, давление  $p'$  масла в рабочем цилиндре и сила  $T$  на штоке. По величине силы  $T$  и давлению  $p'$  определяется необходимая площадь поршня рабочего цилиндра

$$F = \frac{T}{p'}.$$

По величине  $F$  и длине рабочего хода  $l$  определяется необходимый рабочий объем жидкости в рабочем цилиндре

$$V = Fl = \frac{T}{p'} l,$$

а по величине этого объема и длине хода  $l_1$  находится площадь торца штока

$$F_1 = \frac{V}{l_1}.$$

Зная величину этой площади и давление  $p$  и  $p'$ , можно определить площадь поршня пневмоцилиндра

$$F_2 = F_1 \frac{p'}{p}.$$

**Пример.** При  $T = 3000$  дан,  $p' = 50$  дан/см<sup>2</sup>,  $p = 5$  дан/см<sup>2</sup>,  $l = 5$  см и  $l_1 = 15$  см находим  $F = \frac{3000}{50} = 60$  см<sup>2</sup>;  $V = 60 \cdot 5 = 300$  см<sup>3</sup>;  $F_1 = \frac{300}{15} = 20$  см<sup>2</sup>;  $F_2 = \frac{20 \cdot 50}{5} = 200$  см<sup>2</sup>. Площади  $F_2$  соответствует диаметр цилиндра  $D_2 = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi}} \approx \sqrt{256} = 16$  см. Примем нормализованный пневмоцилиндр диаметром  $D_2 = 200$  мм в расчете на использование привода для более тяжелых условий работы ( $T \geq 3000$  дан). Тогда при тех же значениях  $p$ ,  $p'$ ,  $l$  и  $l_1$  потре-

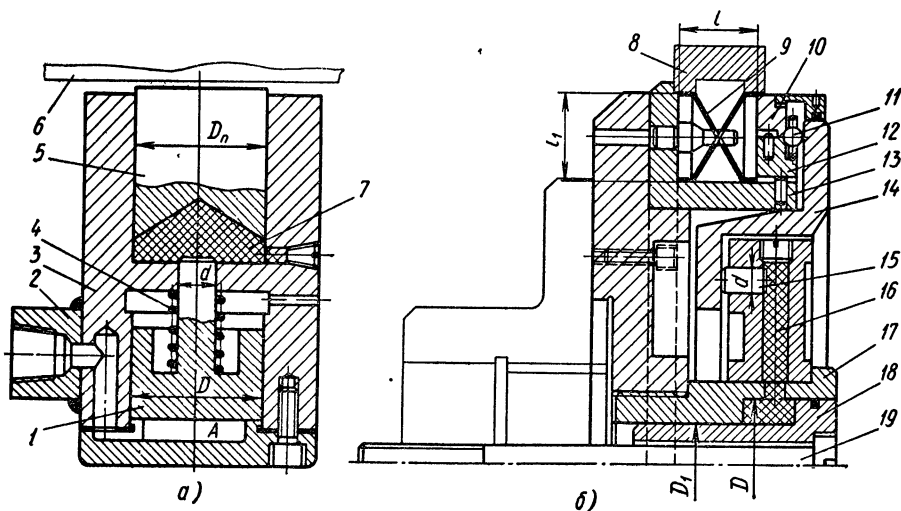


Рис. 96. Механизмы-усилители с гидропластмассой

буется для поршня пневмоцилиндра шток диаметром  $d_1 = \sqrt{D_2^2 p / p'} \approx 6,3$  см, а диаметр рабочего цилиндра  $d = d_1 \sqrt{\frac{l_1}{l}} \approx 10,9$  см. Если принять  $d = 10$  см, то максимальная сила на штоке такого цилиндра определится из выражения

$$T = \frac{\pi d^2}{4} p' = 3925 \text{ дан.}$$

На рис. 96 приведены две конструкции гидравлических усилителей. В конструкции, показанной на рис. 96, а, масло под давлением поступает через отверстие бобышки 2 в полость А цилиндра 3. Под давлением масла поршень 1, преодолевая сопротивление пружины 4, перемещается вверх. Шток поршня с увеличенным давлением действует на гидропластмассу 7, которая, в свою очередь, действует на плунжер 5, зажимающий обрабатываемую деталь 6. Сила зажима, создаваемая с помощью этого усилителя, может быть определена по формуле (75).

В конструкции, показанной на рис. 96, б, усиление зажима происходит также при помощи гидропластмассы. Сила  $T$  того или

другого привода передается с помощью тяги 19 и поршня 18, помещенного в неподвижной втулке 17 на гидропластмассу 16, от которой с помощью плунжеров 15 на стакан 14, шарики 11, кольца 10 и 12 на X-образную мембрану 9, разжимающую обрабатываемую деталь 8 изнутри.

Силу  $T'$ , действующую со стороны шариков 11 на кольца 12 и 10, можно определить в зависимости от силы  $T$  на штоке 19 привода по следующей формуле:

$$T' = \frac{T}{F_n} F_{nl} n = T \frac{d^2 n}{D^2 - D_1^2}, \quad (77)$$

где  $F_n = \frac{\pi(D_1^2 - D^2)}{4}$  — кольцевая площадь соприкосновения поршня 18 с гидропластмассой 16;

$F_{nl} = \frac{\pi d^2}{4}$  — площадь торца плунжеров 15;

$n$  — число плунжеров 15;

$d$  — диаметр плунжера;

$D$  — диаметр поршня 18;

$D_1$  — диаметр штока этого поршня.

Сила, с которой мембрана 9 действует на обрабатываемую деталь изнутри и на втулку 13 снаружи, может быть определена в зависимости от силы  $T'$  по следующей приближенной формуле:

$$W = T' \frac{l_1}{l} = T \frac{l_1}{l} \cdot \frac{d^2 n}{D^2 - D_1^2}. \quad (78)$$

**Пример.** При  $T = 200$  дан,  $l_1 = 50$  мм,  $l = 40$  мм,  $d = 12$  мм,  $D = 45$  мм,  $n = 8$  и  $D_1 = 30$  мм получим

$$W = 200 \frac{5,0 \cdot 1,2^2 \cdot 8}{4,0(4,5^2 - 3,0^2)} \approx 260 \text{ дан.}$$

Формула (78) показывает, что коэффициент усиления зависит прямо пропорционально от числа плунжеров. Следовательно, при заданных габаритных размерах приспособления, изменяя число плунжеров, можно изменять силовой коэффициент механизма в соответствии с изменением силы резания, возникающей на обрабатываемой детали, не меняя при этом величину силы тяги привода.



## Глава IX

# ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ ТОКАРНЫХ И ШЛИФОВАЛЬНЫХ ЦЕНТРОВЫХ СТАНКОВ

### § 41. ТИПЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

Обработка на станках этой группы производится при различной установке обрабатываемых деталей: в центрах, в патроне, на суппорте и на станине станка. Поэтому и приспособления для этих станков можно разделить на группы.

К первой группе относятся приспособления для обработки в центрах. Основными элементами приспособлений этой группы являются центры (передний и задний), на которые устанавливаются обрабатываемые детали, поводковые устройства, которыми деталь приводится во вращение в процессе обработки, люнеты, предохраняющие легко деформирующиеся детали от деформации и вибрации под действием сил резания, центровые и разжимные оправки, пальцы и др.

Ко второй группе относятся универсальные и специальные патроны и планшайбы, обеспечивающие надежную установку и закрепление обрабатываемых деталей на шпинделе передней (иногда и задней) бабки станка.

К третьей группе относятся специальные конструкции приспособлений, с помощью которых выполняются операции, требующие, например, одновременного продольного и поперечного движения инструмента (приспособления для обработки конических, сферических и других сложных поверхностей).

Кроме этих приспособлений для станков, необходимо изготовлять различные устройства, составляющие группу вспомогательного инструмента, включающую специальные инструментальные наладки, резцедержавки, головки и т. п. Иногда необходимо изготовлять приспособления к станку для выполнения такой работы, для которой данный станок не предназначен.

Характерными элементами таких приспособлений являются отдельно выполненные детали (центра), предназначенные для установки на станке обрабатываемых деталей типа валов при

обточке, шлифовании и других подобных операциях. Передняя (рабочая) часть центра выполняется в виде конуса с углом при вершине  $60^\circ$ , задняя — в виде конуса Морзе, соответствующего конусному отверстию в шпинделе станка. На переднюю часть центра устанавливается обрабатываемая деталь своим центровым отверстием («гнездом»). Задним конусным хвостовиком центр помещается в отверстие шпинделя станка непосредственно или с промежуточной втулкой.

Так как шпиндель передней бабки токарного и центрового шлифовального станков вращается, а шпиндель задней бабки этих станков не вращается, то в процессе обработки детали со шпинделем вместе вращается и передний центр, в то время как задний центр остается неподвижным. Следовательно, условия работы переднего и заднего центров различны. Передний воспринимает нагрузки, вызывающие в его поперечных сечениях нормальные напряжения изгиба и сжатия и касательные напряжения среза (от силы веса обрабатываемой детали, от сил резания и от центробежных сил инерции). Напряжения изгиба и среза изменяются по симметричному знакопеременному циклу, а напряжения сжатия — по постоянному циклу. В сечениях заднего центра, вследствие его неподвижности, кроме указанных напряжений, возникают касательные напряжения кручения от момента трения между центром и обрабатываемой деталью, но изменяются все эти напряжения не по симметричному, а по пульсирующему знакопостоянному циклу. Кроме этого, задний центр (его рабочий конус) подвергается значительному изнашиванию под действием вращающейся на нем детали. При этом изнашивается и центровое отверстие детали, что вызывает определенные погрешности обрабатываемых поверхностей детали. При больших скоростях вращения разогревается задний центр и конец детали, помещенный на нем, а это может привести к усиленному износу центра и к еще большим погрешностям обработки.

Для уменьшения этих погрешностей задние центры изготавливают из прочных высокоуглеродистых сталей и подвергают закалке до высокой твердости. Иногда применяют среднеуглеродистую сталь с наплавлением твердого сплава или хромированием рабочего конуса. Кроме того, для уменьшения погрешностей применяют вращающиеся центры, выполненные в виде съемных стандартных конструкций, которые могут устанавливаться на любом станке, или в виде специальных постоянных конструкций, встроенных в пиноль задней бабки. Последние применяются главным образом на многолезцовых станках и на станках для обработки тяжелых деталей, постоянно выполняющих одну и ту же операцию.

Вращающиеся центры должны надежно воспринимать осевые и радиальные силы и иметь минимальный вылет (для универсальных центров), возможность регулировки подшипников и шлифования конуса после сборки, хорошую смазку, достаточную устойчивость против радиальных колебаний, возможность компенсации

удлинения обрабатываемой детали от нагрева и, кроме того, должны быть удобны при сборке. Особое значение эти требования приобретают при проектировании центров для скоростного и силового точения.

В современных станках подвод заднего центра к обрабатываемой детали механизуют и автоматизируют. При этом привод к пиноли должен обеспечивать надежное ее зажатие после создания необходимой осевой силы на обрабатываемую деталь.

В конструкции, показанной на рис. 97, в результате давления сжатого воздуха на поршень 2 в полости 3 цилиндра 4 пиноль 1 останавливается. После этого сжатый воздух отводит цилиндр

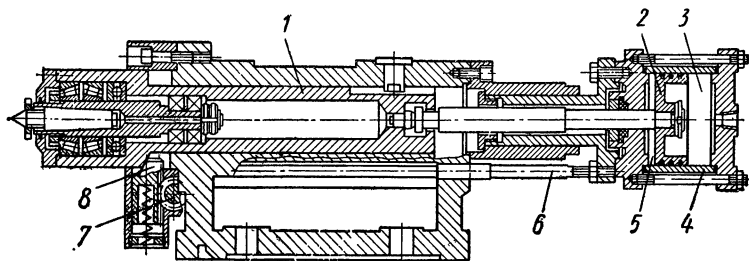


Рис. 97. Типовая конструкция центра

вправо, тяга 6, связанная с цилиндром, поворачивает колесо 7, которое выдвигает клиновой фиксатор 8, стопорящий пиноль. По окончании обработки детали сжатый воздух поступает в полость 5 цилиндра, который перемещается влево до тех пор, пока фиксатор не освободит пиноль, после этого приходит в движение поршень и оттягивает пиноль вправо. Одностороннее отжатие пиноли клином является недостатком этой конструкции.

При обработке на станках торцовых поверхностей канавок и других элементов, находящихся на точном расстоянии от торца вала, этот торец следует использовать в качестве установочной поверхности, т. е. при установке вала данный торец должен дойти до постоянного упора (рис. 98, а), относительно которого определяется положение инструмента. Чтобы при этом вследствие возможного различия глубины центрального отверстия, не случилось так, что вал не дойдет до упора (рис. 98, б) или дойдя до него, окажется неправильно установленным (рис. 98, в), применяют так называемые плавающие центра.

На рис. 98, г показана одна из конструкций плавающего центра, обеспечивающего не только правильную установку вала на центр и фиксации в осевом направлении, но и выполняющего одновременно функции поводкового устройства, вращающего вал в процессе обработки.

Пружина 4 выдвигает центр 7 вправо до упора 1. Обрабатываемая деталь при установке на центр перемещает его влево. Когда деталь дойдет до поводковой шайбы 6, последняя сожмет резино-

вые пробки 8 и переместит плунжеры 5, действующие на кольцо 2, за которым помещены шарики 3. Если установочный торец обрабатываемой детали недостаточно строго перпендикулярен оси детали, поводковая шайба 6 поворачивается почти без трения на центре и без сдвига в поперечном направлении. Плунжеры 5 при этом с помощью шариков 3 самоустанавливаются, удерживая поводковую шайбу в нужном положении, не нарушая установку обрабатываемой детали на центре 7.

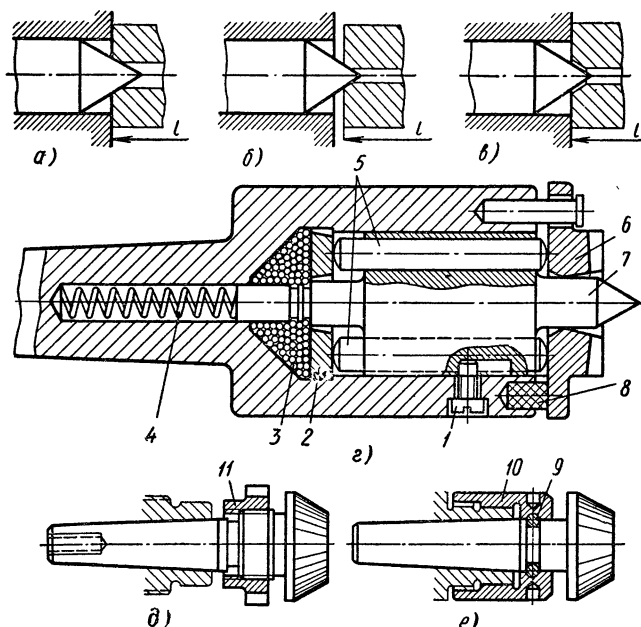


Рис. 98. Плавающие центры (а, б, в), конструкция плавающего центра (г) и поводковые центры (д, е)

При обработке полых деталей типа втулок или труб нередко применяют постоянные рифленные центры (рис. 98, д и е), устанавливаемые в передней бабке станка, и рифленные центровые пальцы вращающихся центров — в задней бабке. Гайка 11 (рис. 98, д) и гайка 10 с двумя штифтами 9 (рис. 98, е) служат для выталкивания центров из отверстия шпинделя и одновременно предохраняет переднюю часть шпинделя от повреждений.

## § 42. ЦЕНТРОВЫЕ ОПРАВКИ

Для обработки полых тонкостенных деталей типа втулок и деталей с короткими центральными отверстиями типа зубчатых и червячных колес применяются оправки, на которые обрабатываемые детали с гладким отверстием надеваются с прессовой или

переходной посадкой. Иногда детали дополнительно укрепляют на оправке с помощью гайки с быстросъемной шайбой. Для деталей со шлицевыми или шпоночными отверстиями оправки также выполняются со шлицами или шпонками. Оправку вместе с помещенными на ней деталями устанавливают на центрах станка подобно обычному валу. Оправки делятся на жесткие и разжимные.

Жесткие оправки выполняют гладкими цилиндрическими, иногда слегка коническими, цилиндрическими со шпонками и со шлицами. Для обеспечения определенного положения обрабатываемой детали при обточке и подрезке одного торца на оправке выполняют с одной стороны опорный буртик, а с другой — проточку для выхода резца на расстоянии от буртика, меньшем длины детали на 5 мм. При необходимости подрезать оба торца детали оправку выполняют с двумя проточками на расстоянии, меньшем длины детали на 10 мм.

На оправках для правильного и быстрого надевания детали создается специальная приемная часть, равная приблизительно половине длины отверстия обрабатываемой детали. Эта часть оправки обрабатывается с точностью, соответствующей стандартной легкоходовой посадке 2-го класса.

В целях лучшего центрирования деталей на гладких оправках рабочую часть таких оправок иногда выполняют длиной больше диаметра отверстия детали и, как указывалось, слегка конусной.

Отклонения диаметра большего основания конусной части оправки принимаются равными верхнему отклонению диаметра отверстия детали, сложенному с отклонениями вала для стандартной прессовой посадки 2-го класса точности системы отверстия за вычетом верхнего отклонения основного отверстия этой системы. При этом создается гарантированный натяг посадки детали на участке, прилегающем к большему основанию конца оправки.

Отклонения диаметра меньшего основания конусной части оправки принимаются равными нижнему отклонению диаметра отверстия обрабатываемой детали, сложенному с отклонениями вала для стандартной посадки скольжения 2-го класса точности системы отверстия за вычетом нижнего отклонения основного отверстия этой системы. При этом обеспечивается относительно легкое надевание детали на конусную часть оправки.

Отклонения диаметра направляющей части оправки принимаются равными сумме нижнего отклонения отверстия обрабатываемой детали и отклонений вала для стандартной легкоходовой посадки 2-го класса точности системы отверстия. Установочное отверстие детали к моменту ее обработки на токарном станке выполняется не окончательно и обязательно по системе вала, так как размеры оправки остаются постоянными, а размеры отверстий деталей в пределах допуска изменяются.

**Пример.** Пусть требуется определить размеры конусной оправки для установки деталей, номинальный диаметр отверстий которых равен 45 мм и выдерживается с отклонениями для ходовой посадки 2-го класса точности системы вала,

т. е.  $d_o = 45^{+0,060}_{+0,025}$  мм. Согласно изложенному выше, верхнее отклонение диаметра большего основания конусной части оправки должно состоять из суммы  $(+0,060 + +0,052 - 0,027)$  мм, а нижнее отклонение — из суммы  $(+0,060 + 0,035 - -0,027)$  мм. Следовательно, диаметр большего основания

$$D_o = 45^{+0,085}_{+0,068} \text{ мм.}$$

Верхнее отклонение диаметра меньшего основания конуса должно состоять из суммы  $(+0,025 + 0 - 0)$  мм, а нижнее — из суммы  $(+0,025 - 0,017 - 0)$  мм. Следовательно, диаметр меньшего основания

$$d_o = 45^{+0,025}_{+0,008} \text{ мм.}$$

Верхнее отклонение диаметра направляющей части оправки должно быть равно сумме  $(+0,025 - 0,050)$  мм, а нижнее — сумме  $(+0,025 - 0,085)$  мм. Следовательно, диаметр направляющей части

$$d_n = 45^{-0,025}_{-0,060} \text{ мм.}$$

Таким образом, в соединении детали с конусной частью большего диаметра оправки будет обеспечен натяг в пределах  $0,008-0,060$  мм, а в соединении с конусной частью меньшего диаметра — зазор в пределах  $0-0,052$  мм. Между направляющей частью оправки и деталью обеспечивается зазор в пределах  $(0,050-0,120)$  мм.

Изготавливаются оправки из малоуглеродистых обычных и легированных сталей с последующей цементацией рабочих поверхностей и закалкой до твердости *HRC* 58—62. Рекомендуется применять хромистую сталь марки 20X. При использовании таких оправок на настроенных для определенной работы станках необходимо точное исполнение центрального отверстия для центра шпинделя станка. Поэтому при конструировании такого рода оправок следует указывать допуск на расстояние *L* от наружной поверхности шарика, помещенного в центральное отверстие, до поверхности, которая определяет положение обрабатываемой детали на оправке (рис. 98, *a*, *в*) или до противоположного торца оправки [7].

Разжимные центровые оправки выполняют в виде цанговых, плунжерных, мембранных конструкций и конструкций с гидропластмассой. Необходимость в таких оправках обусловлена наличием в механизмах и машинах большого количества тонкостенных деталей типа втулок, которые во многих случаях нельзя без деформации запрессовать на жесткую оправку. Разжимные оправки удобны для обработки деталей с установочным отверстием значительного диаметра.

Наиболее точная обработка достигается при использовании оправок с гидропластмассой, вследствие того что с помощью таких оправок разжимная сила распределяется равномерно по всей поверхности установочного отверстия, в то время как при использовании других оправок эта сила действует не на всю поверхность отверстия, а только на поверхность соприкосновения с деталью лепестков цанги, секторов мембран или плунжеров. Вследствие этого только оправки с гидропластмассой практически не могут вызвать радиальную деформацию детали, которая воз-

можно при других разжимных оправках, особенно при плунжерных.

Высокая точность центрирования деталей с помощью оправок с гидропластмассой обусловлена и тем, что в таких оправках нет звеньев, точность которых влияла бы на точность центрирования, как это имеет место в других конструкциях, точность которых по мере износа трущихся частей и возможного засорения сильно понижается.

На рис. 99 показана оправка с гидропластмассой для обработки тонкостенной стальной гильзы 3 цилиндра двигателя. Корпус 5

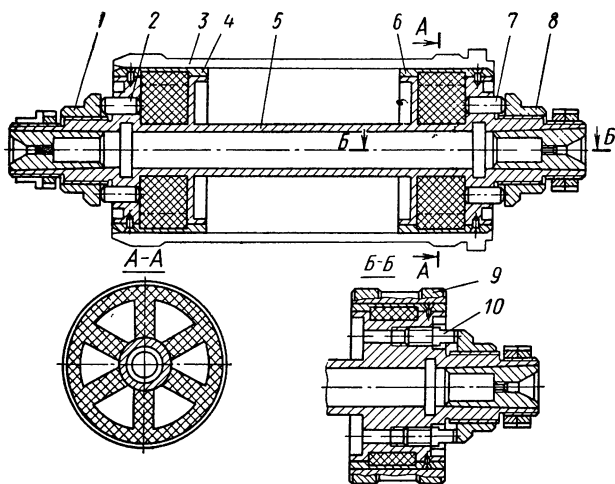


Рис. 99. Центровая оправка с гидропластмассой

оправки представляет полую деталь с углублениями для гидропластмассы. Углубления перекрыты тонкостенными оболочками 4 и 6, являющимися установочными для обрабатываемой детали 3. Разжимаются гильзы с помощью этих оболочек путем давления плунжеров 2 и 7 на гидропластмассу при подвинчивании гаек 1 и 8. Для этого оправка помещается вертикально в специальную подставку, в которой при завинчивании, например, гайки 8 гайка 1 удерживается от проворачивания. Когда движение гайки 8 прекращается, она начинает проворачиваться вместе с корпусом 5, который при этом ввинчивается в гайку 1 и заставляет ее перемещать ряд плунжеров 2. Недостатком такой конструкции является то, что на плунжеры действуют вращающиеся детали (гайки 1 и 8), что может вызвать перекосящий эффект плунжеров. Для предотвращения этого перекося между плунжерами и гайками следует поместить на шпонках шайбы, которые при завинчивании гаек перемещаются только поступательно.

Настройка оправки на предельный размер диаметра, обусловленный допустимой деформацией тонкостенных оболочек 4 и 6,

производится при помощи предусмотренных в конструкции ограничительных винтов 10 и съемных толстостенных втулок-калибров 9.

Конструкции с гидропластмассой сложны при изготовлении вследствие необходимости создания надежной герметичности полостей для гидропластмассы. В настоящее время имеются конструкции упругих центрирующих устройств без полужидкой массы, а следовательно, и без необходимости герметичных полостей для нее.

### § 43. ПРОСТЕЙШИЕ ПОВОДКОВЫЕ УСТРОЙСТВА

Поводковыми называются устройства, служащие для связи обрабатываемой детали, установленной на центрах, со шпинделем станка. К простейшим из этих устройств относятся хомутики и скобы.

Хомутики являются наиболее простыми поводковыми устройствами. К недостаткам хомутиков следует отнести неравномерный отжим обрабатываемой детали в разные стороны. Например, при наружной обточке валика в центрах сила  $Q$  отжима валика, параллельная вертикальной составляющей  $P_z$  силы резания, изменяется по закону

$$Q = P_z \pm R \cos \alpha,$$

где  $R$  — сила, действующая на хомутик со стороны поводкового пальца планшайбы шпинделя;

$\alpha$  — угол поворота хомутика от горизонтального (или вертикального) положения.

Сила  $R$  определяется по величине действующего на оси шпинделя станка крутящего момента  $M_k$  по формуле

$$R = \frac{M_k}{L} = P_z \frac{D}{2L},$$

где  $L$  — плечо силы  $R$ ;

$D$  — диаметр обточки.

Следовательно,

$$Q = P_z \left( 1 \pm 0,5 \frac{D}{L} \cos \alpha \right).$$

Максимальное значение эта сила приобретает при  $\alpha = 0$ . Тогда  $Q = P_z (1 + 0,5D/L)$ . Минимальное значение — при  $\alpha = 180^\circ$ , тогда  $Q = P_z (1 - 0,5D/L)$ . Кроме силы  $Q$ , возникает вторая отжимающая сила  $Q'$  по линии действия горизонтальной составляющей силы резания  $P_y$ , изменяющаяся по следующему закону:

$$Q' = P_y \pm R \sin \alpha.$$

Максимальное значение эта сила приобретает при  $\alpha = 270^\circ$ , тогда  $Q' = P_y + R$ . Минимальное значение — при  $\alpha = 90^\circ$ , иногда  $Q' = P_y - R$ .



Силы  $Q$  и  $Q'$  повышают износ центровых отверстий валов, центров и подшипников шпинделя и пиноли станка и приводят к искажению обрабатываемой поверхности вала.

Работа с хомутиками непроизводительна и утомительна, поэтому их постоянно совершенствуют.

На рис. 100 показано устройство более совершенного хомутика, предложенного Е. И. Луцким. На обрабатываемую деталь при использовании этого хомутика действуют только составляющие силы резания  $P_z$  и  $P_y$ , так как момент силы  $R$ , действующей со стороны поводкового пальца, заменен моментом пары сил  $R'$ , приложенных к двум, симметрично расположенным относительно оси обрабатываемого вала 11 поводковым пальцам 3 и 10, поэтому не вызывающим дополнительных нагрузок на центры станка. Сила, отжимающая вал при этом направлена постоянно в одну сторону и ее можно определить из выражения

$$Q_1 = \sqrt{P_z^2 + P_y^2}$$

Активная и одновременная работа двух поводковых пальцев 3 и 10 достигается с помощью рычажков 2 и 9 плунжеров 5 и 8 и шариков 7, так как сила  $R'$  на пальце 3 через рычажок 2, плунжер 5, шарики 7, плунжер 8 и рычажок 9 вызывает ответную силу  $R'$  на пальце 10 (и наоборот).

Обрабатываемый вал самозажимается с помощью криволинейного кулачка 4, угловое положение которого относительно его оси регулируется в зависимости от диаметра вала поворотом эксцентриковой оси 1, которая в нужном положении фиксируется гайкой 6.

Поводковые скобы [7] подобно хомутику, показанному на рис. 100, также не вызывают дополнительных сил отжатия обрабатываемой детали, кроме составляющих  $P_z$  и  $P_y$  силы резания. Такие устройства позволяют быстро без применения ключа сменить оправку с обработанной деталью второй оправкой с установленной заранее заготовкой очередной детали, в результате этого они получили широкое применение на заводах.

#### § 44. САМОЗАЖИМНЫЕ ПОВОДКОВЫЕ ПАТРОНЫ

Вместо хомутиков, которые надеваются на обрабатываемую деталь и не жестко связываются со шпинделем станка, и поводковых скоб в производстве нашли широкое распространение устройства, которые неподвижно укрепляются на шпинделе и не

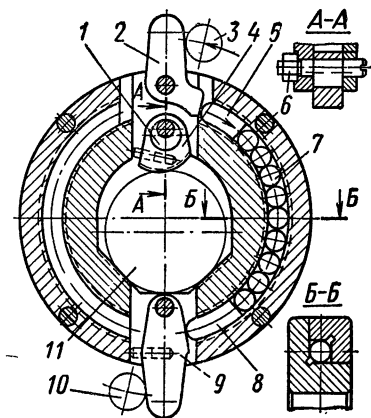


Рис. 100. Усовершенствованный хомутик

снимаются со станка каждый раз вместе с обработанной деталью, как это делается при использовании хомутиков.

Вращение детали, устанавливаемой также на центрах, осуществляется в этих устройствах двумя-тремя эксцентриковыми кулачками под действием сил резания автоматически, поэтому эти устройства называются самозажимными.

Для удобства установки детали на центра станка и снятия после обработки кулачки должны автоматически раскрываться, что

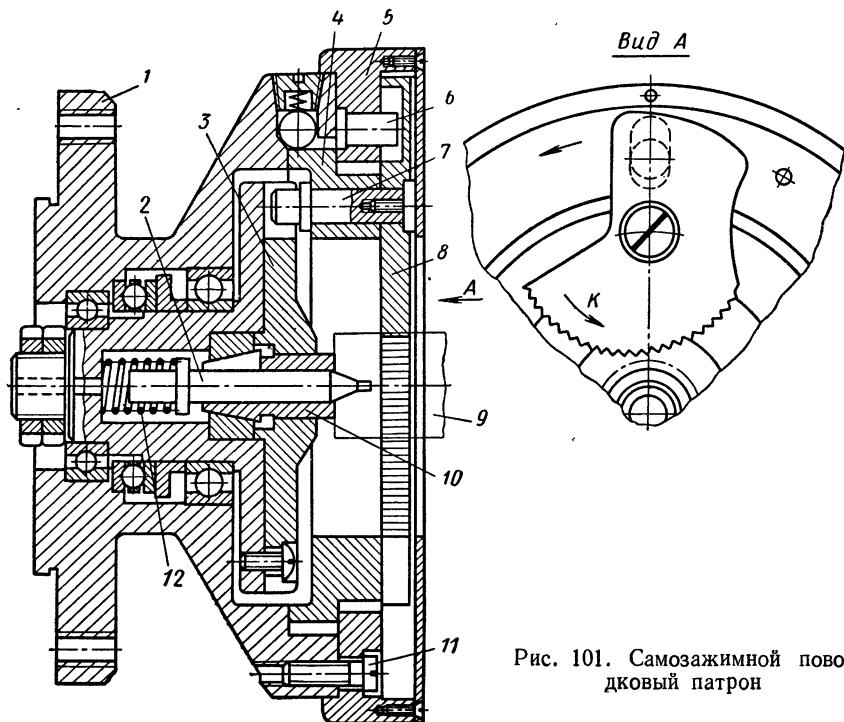


Рис. 101. Самозажимной поводковый патрон

позволяет производить эти манипуляции без остановки шпинделя. Для обеспечения одновременной работы всех кулачков без одностороннего отжатия детали в конструкции должно быть предусмотрено плавающее блокирующее устройство кулачков и переднего центра.

Преимущества таких патронов перед хомутиками заключаются в скорости и легкости обслуживания и в значительно более надежном креплении детали, поэтому наиболее широко они применяются на многорезцовых токарных станках.

Трехкулачковый патрон, применяющийся для черновой обточки валов диаметром 15—90 мм с помощью пяти комплектов сменных кулачков, показан на рис. 101.

Обрабатываемая деталь 9, установленная на центры, с помощью пиноли задней бабки перемещает передний центр 2, преодолевая

сопротивление пружины 12. В конце этого перемещения цанга 10 надежно зажимает центр. При пуске станка кольцо 5, прикрепленное винтами 11 к корпусу 1, начиная вращаться вместе с корпусом патрона и шпинделем станка, поворачивает пальцами 6 кулачки 8 около осей 7 до соприкосновения их криволинейных рабочих рифленых поверхностей с обрабатываемым валом. Затем под действием вертикальной составляющей силы резания, возникающей при включении резца, кулачки надежно зажимают вал силой, увеличивающейся с возрастанием силы резания. Односторонний отжим вала при этом исключается вследствие того, что оси кулачков укреплены в плавающем кольце 4, обеспечивающем самоустановку кулачков на поверхности вала даже в случаях «биения» этой поверхности. При выключении станка по окончании обработки патрон вместе со шпинделем станка останавливается, а обрабатываемый вал под действием сил инерции некоторое время продолжает вращение вместе с цангой, центром и диском 3. Последний поворачивает плавающее кольцо 4, действуя на оси 7 кулачков, вследствие чего кулачки поворачиваются около остановившихся пальцев 6 и освобождают обработанный вал.

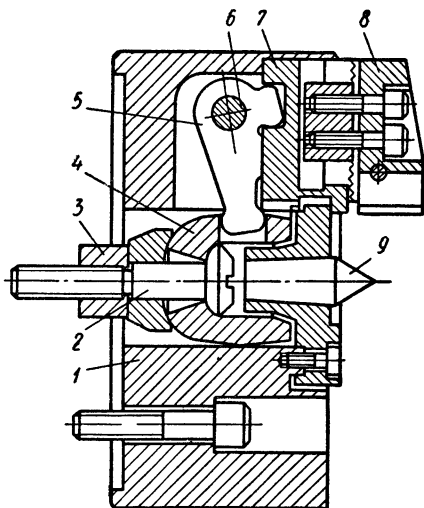


Рис. 102. Поводковый патрон с пневматическим приводом

Рассмотренные конструкции поводковых патронов в сочетании с пневматической задней бабкой позволяют значительно сократить вспомогательное время операции, однако еще большая экономия времени может быть достигнута при использовании пневматических приводов не только в задней бабке, но и в поводковом патроне. Одна из конструкций поводкового патрона к кулачкам с пневматическим приводом показана на рис. 102.

В этом патроне вал устанавливается на неподвижный центр 9 и закрепляется тремя кулачками 8, перемещающимися только в радиальном направлении, находясь в жестких ползунах 7. Необходимое перемещение кулачков достигается с помощью рычагов 5, поворачивающихся относительно осей 6, неподвижно укрепленных в корпусе 1 патрона. Различный угол поворота рычагов при необходимости создания различного радиального перемещения кулачков вследствие, например, неровной или эксцентричной поверхности вала обеспечивается плавающей муфтой 4, шарнирно связанной с тягой привода винтом 2, с гайкой 3. Эта конструкция позволяет, в отличие от предыдущих, окончательно

закрепить обрабатываемую деталь до пуска станка, что имеет большое значение при обработке со скоростными режимами. Достоинство этой конструкции состоит еще в том, что она позволяет производить установку и снятие обрабатываемой детали без остановки шпинделя, что необходимо при использовании передвижных конструкций.

#### § 45. ЛЮНЕТЫ

Люнеты применяют главным образом при обработке длинных деталей во избежание прогиба их под действием сил резания и собственного веса и одновременно для частичной разгрузки центров станка. Люнеты устанавливают на каретке станка и перемещают вместе с ней вдоль станины, непрерывно поддерживая обрабатываемую деталь на постоянном расстоянии от инструмента или неподвижно закрепляют непосредственно на станине станка.

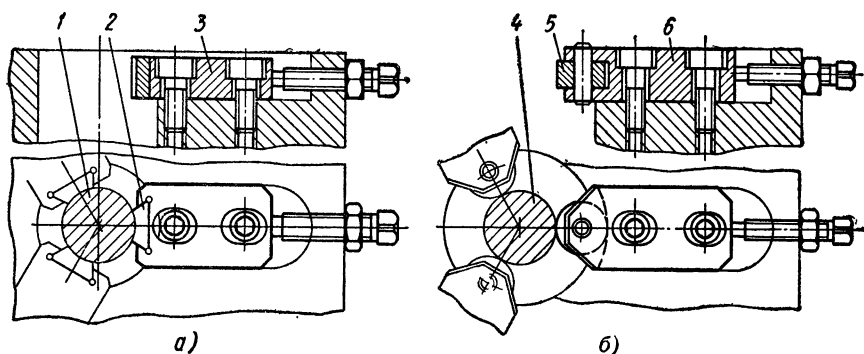


Рис. 103. Типы кулачков к люнету

Люнеты подразделяют на универсальные и специальные. Универсальными называются люнеты с раздвижными опорными кулачками, допускающими использование люнета при обработке деталей разных диаметров. Специальные люнеты применяют при обработке одной определенной детали или для поддержки приспособления, установленного на шпинделе станка и имеющего значительный вылет.

При проектировании люнетов любого назначения следует обеспечить соприкосновение их с обрабатываемой деталью не по плоской и цилиндрической поверхности, а с помощью отдельных кулачков 3 и 6 (рис. 103). Этим облегчается настройка люнета при первоначальной его установке на станке, а также при износе его трущихся деталей. Кулачки должны соприкасаться с обрабатываемой деталью 1 или 4 сменными сухарями 2 (рис. 103, а) или, что предпочтительнее, роликами 5 (рис. 103, б).

При скоростной обработке валов на токарных станках возникает вибрация, ухудшающая условия работы инструмента и

отрицательно влияющая на качество обрабатываемой поверхности. Чтобы избежать вибрацию, иногда применяют движущиеся вместе с резцом люнеты-виброгасители [7].

При точении длинных валов ( $\frac{l}{d} = 50 \div 100$ ) такие люнеты целесообразно применять совместно с неподвижным люнетом. Виброгасители повышают производительность, улучшают чистоту и точность обработки.

#### § 46. ПАТРОНЫ СПЕЦИАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Специальными принято называть несоосцентрирующие приспособления, т. е. не имеющие специального механизма, совмещающего геометрическую ось детали с осью вращения шпинделя. В таких приспособлениях обрабатываемая деталь ставится на призмы, пальцы и т. п., которые располагают чаще всего на полке, прилитой или приваренной к торцовой плоскости планшайбы, или непосредственно на планшайбе.

К этой группе относятся также поворотные и передвижные приспособления, предназначенные для последовательного совмещения осей обрабатываемых поверхностей с осью шпинделя станка. Приспособления с поворотом или передвижением детали в массовом и крупносерийном производстве применяют редко, так как механизация и автоматизация трудоемких перемещений деталей в таких условиях затруднительны. Использование же ручного управления связано с непроизводительной затратой времени.

Приспособление, предназначенное для обработки отверстия в поршне на токарно-револьверном станке, показано на рис. 104. Поршень 8 устанавливают нижним торцом и обработанным пояском в юбку на палец 9. Бобышки, в которых расположено обрабатываемое отверстие, улавливаются пружинящим рычагом 6. Таким образом, наружная боковая поверхность бобышек также служит в качестве установочной поверхности. Посадкой поршня на палец 9 достигается совмещение оси обрабатываемого отверстия с вертикальной плоскостью симметрии поршня. Установкой поршня на буртик этого пальца достигается расположение того же отверстия на заданном расстоянии от нижнего торца поршня. Улавливатель поворачивает поршень при установке настолько, чтобы бобышки расположились по оси шпинделя.

При проектировании приспособления для получения потребной точности обработки необходимо на его чертеже проставить допуски на расстояние  $h$  от оси вращения до опорной плоскости пальца 9. Посадка на палец не должна быть ниже ходовой 2-го класса точности. Пружина 1 рычага 6 должна допускать регулирование, в противном случае нельзя гарантировать правильное расположение бобышек. Эта пружина, кроме того, не должна быть жесткой, так как чрезмерная жесткость ее затрудняет установку обрабатываемой детали. Иногда рычажный механизм заме-

няют пружинящей призмой, но призма увеличивает габаритные размеры приспособления.

Прихват 4 передает давление на поршень через качающуюся пяту 5, диаметр которой выбирают таким, чтобы сила зажима передавалась на вертикально расположенные стенки поршня. Втулка 7 предназначена для направления инструмента с целью избежать возможный отжим его в сторону при обработке. Такую втулку рекомендуется монтировать на подшипниках качения.

Использовать такую втулку можно только при условии, если отверстие в поршне предварительно обработано или получено при

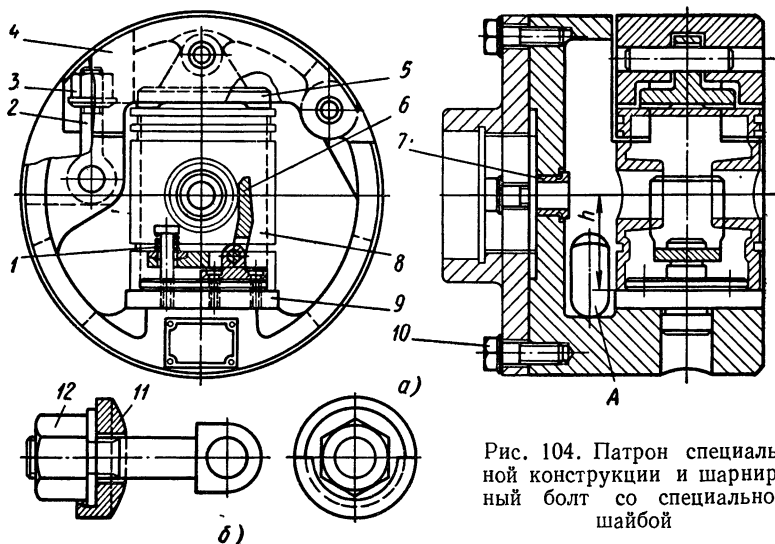


Рис. 104. Патрон специальной конструкции и шарнирный болт со специальной шайбой

отливке. Расстояние от торца втулки до поршня должно быть таким, чтобы обеспечить выход приемной части развертки плюс 15 мм. Во избежание накопления стружки сзади поршня в корпусе приспособления предусмотрены окна А.

К недостаткам описываемой конструкции следует отнести выступающие головки болтов 10 позади переходной планшайбы. Рекомендуется применять винты с потайной цилиндрической головкой. Для предупреждения недопустимого биения, приспособления рассмотренного типа должны быть уравновешены специальными противовесами. Для придания приспособлению цилиндрической формы без радиально выступающих частей прихват 4 должен иметь цилиндрическую форму, а гайка 3 шарнирного винта 2, используемая для крепления прихвата, скрыта в выемке последнего.

Во всех вращающихся приспособлениях с таким креплением рекомендуется применять гайку со сферическим буртиком, так как при погружении в коническое отверстие паза прихвата такая

гайка при вращении приспособления не выйдет из паза, даже если она окажется ненадежно затянутой. Это способствует безопасной работе с таким приспособлением.

Однако описанная конструкция гайки обладает следующим недостатком — она действует на открытый паз планки непосредственно, без промежуточной шайбы. Это затрудняет навинчивание гайки от руки и, кроме того, буртик гайки, задевая кромки паза прихвата, не только вызывает износ этих кромок, но и изнашивается сам. Чтобы избежать этого рекомендуется использовать

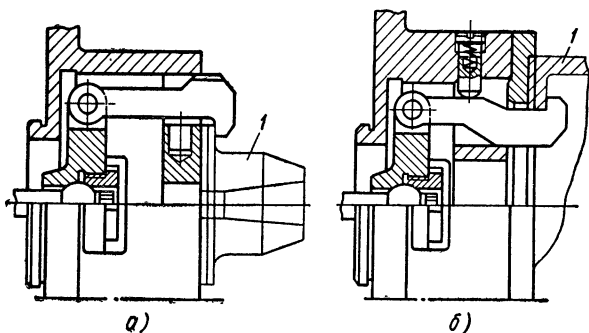


Рис. 105. Способы крепления деталей за фланец:  
а — снаружи; б — изнутри

конструкцию шайбы, показанную на рис. 104, б. В этой конструкции шайба 11 постоянно связана с гайкой 12, так как она надета своей выточкой на буртик гайки.

В случае, когда замкнутая цилиндрическая форма корпуса значительно утяжеляет приспособление, его изготавливают произвольной формы, а для безопасного обслуживания на планшайбу надевают цилиндрический щиток из тонкой листовой стали, который перекрывает выступающие части приспособления.

Специальные приспособления, в которых обрабатываемые детали устанавливаются и зажимаются на торцевой плоскости корпуса, показаны на рис. 105.

В конструкции, данной на рис. 105, а, обрабатываемая деталь 1 крепится за внешний фланец, в конструкции, приведенной на рис. 105, б, — за внутренний. Число прихватов может быть два или три.

#### § 47. САМОЦЕНТРИРУЮЩИЕ ДВУХКУЛАЧКОВЫЕ ПАТРОНЫ

Среди большого разнообразия конструкций самоцентрирующих патронов наибольшее место занимают кулачковые, в которых центрирование обрабатываемой детали, т. е. совмещение ее оси с геометрической осью шпинделя станка, осуществляется одновременно перемещающимися в радиальном направлении кулач-

ками. Число кулачков зависит от конфигурации обрабатываемой детали. В конструкции наиболее простого двухкулачкового патрона с боковым расположением зажимного винта, позволяющим пропустить через центральное отверстие патрона хвостовую часть обрабатываемой детали или пруток, на кулачках, помещенных в радиальном пазу корпуса патрона, укрепляются рабочие губки. Для зажатия цилиндрических деталей используются призматические губки, причем одна из них может покачиваться. Необходимость покачивания вызывается тем, что установочная поверхность обрабатываемой детали может быть не вполне цилиндрической и, кроме того, призмы

могут быть не строго симметричными в отношении их продольной оси. Вследствие этого при неподвижных губках деталь может оказаться зажатой только между тремя плоскостями призматических кулачков (вместо четырех), и положение детали в процессе обработки может быть нарушено.

Найдем требуемую силу зажима цилиндрической обрабатываемой детали при креплении ее в таком патроне. Чтобы удержать деталь от проворачивания под дей-

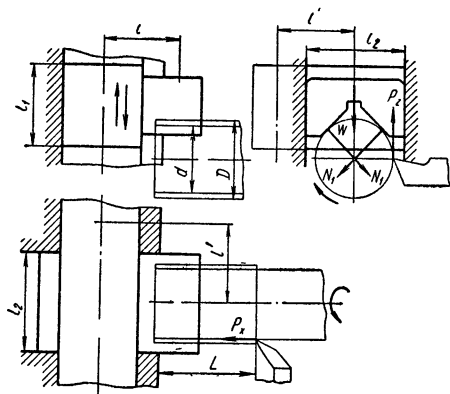


Рис. 106. Схема для расчета силы зажима в двухкулачковом патроне

ствием вертикальной составляющей силы резания  $P_z$ , к каждой грани кулачков (рис. 106) необходимо приложить нормальную силу  $N$ . Чтобы удержать деталь от осевого смещения при отсутствии упора детали в кулачок, необходима еще сила  $\Delta N$ . Таким образом, к каждой грани кулачков должны быть приложены нормальные силы  $N_1 = N + \Delta N$ . Для создания таких сил к каждому кулачку вдоль его оси требуется приложить силу  $W = 2(N + \Delta N) \cos \alpha$  ( $\alpha$  — половина угла призмы кулачка).

Силу  $N$  легко найти из равенства крутящих моментов силы  $P_z$  и сил трения  $F_{mp} = Nf$ . При диаметрах детали  $D$  до обточки и  $d$  после обточки это равенство можно записать следующим образом:

$$P_z \frac{D+d}{4} = 4Nf \frac{D}{2} \text{ или } 0,5P_z(D+d) = 4NfD,$$

откуда

$$N = P_z \frac{D+d}{8fD}. \quad (79)$$

Сила

$$\Delta N = \frac{P_x}{f}.$$



Таким образом,

$$W = 2 \left( P_z \frac{D+d}{8fD} + \frac{P_x}{f} \right) \cos \alpha.$$

Из теории резания металлов известно, что  $P_x \approx 0,25P_z$ , поэтому

$$\begin{aligned} W &= 2 \left( 0,25P_z \frac{D+d}{2fD} + 0,25 \frac{P_z}{f} \right) \cos \alpha = \\ &= 0,5 \frac{P_z}{f} \left( 1 + \frac{D+d}{2D} \right) \cos \alpha = 0,25 \frac{P_z}{f} \left( \frac{3D+d}{D} \right) \cos \alpha. \end{aligned} \quad (80)$$

При наличии осевого упора для детали потребная сила зажима оказывается значительно меньше. Эта сила может быть определена по формуле

$$W = 0,25P_z \frac{D+d}{fD} \cos \alpha. \quad (81)$$

Чтобы учесть влияние на величину  $W$  второй горизонтальной составляющей  $P_y$  силы резания и расстояния  $L$  от патрона до точки приложения силы резания при максимальном удалении резца от патрона, в формулу (80) вводится поправочный коэффициент  $\beta$ , ориентировочные значения которого можно принимать следующие:  $L = 0,5D$ ,  $\beta = 1$ ;  $L = 1,0D$ ,  $\beta = 1,5$ ;  $L = 1,5D$ ,  $\beta = 2,5$ ;  $L = 2,0D$ ,  $\beta = 4$ .

Если на поверхности крепления детали имеются выступы, с помощью которых можно удерживать деталь от проворачивания, и осевой упор, предохраняющий деталь от смещения вдоль оси, зажимная сила теоретически может быть только такой, какая требуется для того, чтобы преодолеть влияние веса детали, способствующей нарушению соосности шпинделя станка и обрабатываемой детали в процессе выполнения операции.

В процессе зажима детали кулачок перемещается в своих направляющих с перекосом, в результате чего возникают боковые силы  $N'$ . При «вылете» кулачков  $l$  и длине их  $l_1$  силы  $N'$  можно найти из равенства моментов силы  $W_1$ , которая должна быть приложена к кулачку, и пары сил  $N'$ , т. е.  $W_1 l = N' \frac{2}{3} l_1$ , откуда

$$N' = W_1 \frac{3l}{2l_1}. \quad (82)$$

Эти силы вызывают силы трения  $F'_{mp} = N' f_1$ , где  $f_1$  — коэффициент трения в направляющих для кулачков, вследствие чего к кулачку потребуется приложить силу  $W_1$ , которая должна быть больше силы  $W$  на величину  $2F'_{mp}$ , следовательно, сила зажима  $W$  определится из выражения

$$W = W_1 - 2W_1 \frac{3}{2} \frac{l}{l_1} f_1 = W_1 \left( 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \right). \quad (83)$$

На оси винта под действием крутящего момента  $M_k = PL_1$  ( $P$  — сила, приложенная к ключу на расстоянии  $L_1$ ) возникает сила [см. формулу (15), где эта сила обозначена  $W$ ]

$$Q = \frac{M_k}{r_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')} \quad (84)$$

Под действием этой силы кулачок также перекашивается в своих направляющих. В результате этого перекоса возникают боковые силы  $N_2$ , определить которые, так же как силы  $N'$ , можно из равенства моментов от сил  $N_2$  и  $Q$ , т. е. из уравнения

$$Ql' = N_2 \frac{2}{3} l_2,$$

откуда

$$N_2 = Q \frac{3}{2} \frac{l'}{l_2}.$$

Для преодоления сил трения, возникающих в результате действия сил  $N_2$  и силы реакции со стороны кулачка, равной  $W$ , требуется сила

$$Q = W_1 + 2N_2 f_1 = W_1 + 2Q \frac{3}{2} \frac{l'}{l_2} f_1.$$

Подставив в это уравнение значение  $W_1$  из уравнения (83), получим

$$Q = \frac{W}{1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1} + 3Q \frac{l'}{l_2} f_1,$$

или

$$Q = \frac{W}{\left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right) \left(1 - 3 \frac{l'}{l_2} f_1\right)}.$$

Пользуясь значением  $Q$  из формулы (84), найдем величину момента на оси винта, учитывая значение  $W$  по формуле (80),

$$M_k = 0,25 \frac{P_z}{f} \left(3 + \frac{d}{D}\right) \cos \alpha \frac{r_{ca} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{\left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right) \left(1 - 3 \frac{l'}{l_2} f_1\right)}$$

Так как  $f = 0,3 \div 0,8$  и  $f_1 = 0,1 \div 0,15$ , то, приняв:  $f = 0,5$ ;  $d/D = 1$ ;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $l/l_1 = 1,25$ ;  $f_1 = 0,1$ ;  $r_{ca} = 1,0$  см;  $\lambda = 2^\circ 30'$ ;  $\rho' = 7^\circ 30'$  и  $l'/l_2 = 1,0$ , получим

$$M_k \approx 0,57 P_z \text{ дан. см.}$$

Прочность винта, учитывая коэффициент запаса  $n = 4 \div 5$ , можно рассчитать по напряжениям кручения, возникающим в поперечных сечениях винта под действием крутящего момента и по напряжениям растяжения, возникающим под действием силы  $Q$ , определяемой по формуле (84).

## § 48. САМОЦЕНТРИРУЮЩИЕ ТРЕХКУЛАЧКОВЫЕ ПАТРОНЫ

Наиболее широко в практике распространены трехкулачковые патроны вследствие того, что они наиболее удобны и надежны для крепления деталей в виде тел вращения и особенно деталей цилиндрической формы.

В целях экономии времени и обеспечения безопасной работы применяются бесключевые патроны, в которых съемный ключ заменен рычагом, не связанным с вращающимися деталями патрона, а наиболее производительная работа обеспечивается применением пневмо-, гидро- и электроприводов.

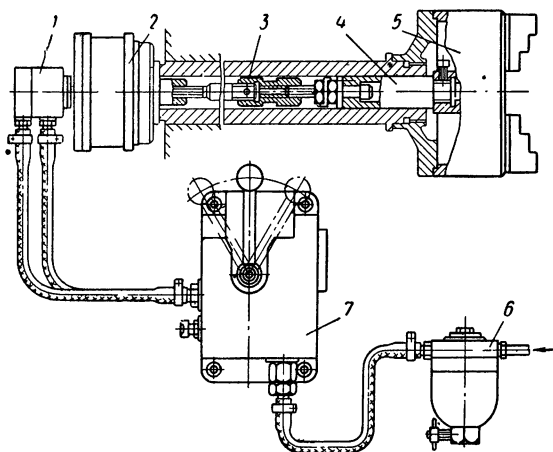


Рис. 107. Патрон с пневмоприводом

Пример оснастки к токарному станку с вращающимся пневмоприводом, показан на рис. 107. Сжатый воздух из заводской воздушной магистрали попадает в ту или другую полость пневмоцилиндра 2, пройдя влагоотделитель 6, воздухораспределительное устройство 7 и неподвижную муфту 1. Шток поршня пневмоцилиндра связан с тягой 4 патрона 5 при помощи муфты 3.

Пример компоновки патрона с электроприводом токарного станка показан на рис. 108. В данной схеме двигатель 7 обеспечивает заданное перемещение кулачков 13 патрона 12 с помощью червячной передачи 3, двух кулачковых муфт 4 и 9 и тяги 11 с гайкой 10. Левая половина муфты 4 связана с валом 8 скользящей шпонкой и вводится в зацепление со второй половиной этой муфты с помощью рычага 5, управляемого соленоидом 6.

При достижении необходимой силы зажима обрабатываемой детали 14 левая половина муфты 9 со скошенными кулачками перемещается также по скользящей шпонке на валу 8, сжимая пружину 2, и с помощью переключателя 1 выключает электродвигатель. Регулировкой пружины 2 можно изменять величину силы

зажима обрабатываемой детали. Конструкции патронов с механизированными приводами наиболее компактны и надежны.

В некоторых патронах сила привода, расположенного на заднем конце шпинделя станка, передается на кулачки с помощью рычагов (рис. 102). На кулачки крепятся сменные губки. Положение губок относительно оси патрона регулируется перестановкой их на рифленной поверхности кулачков с последующим креплением Т-образными шпонками и винтами. Для более правильного сопряжения рифленных поверхностей губки и кулачка их рекомендуется обрабатывать совместно одной широкой фрезой. Для

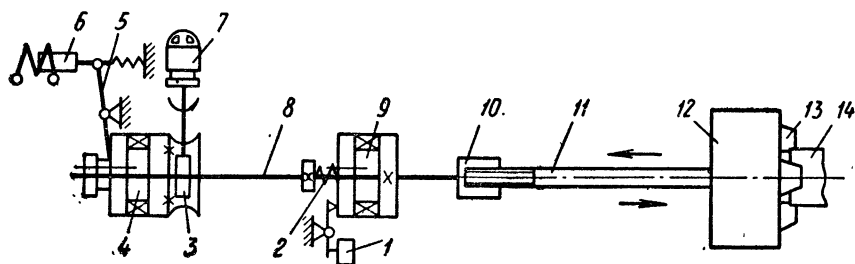


Рис. 108. Патрон с электроприводом

разгрузки винтов от действия на губки радиальных сил призматический профиль рифлений может быть заменен пилообразным, принимающим на себя радиальные силы.

В других патронах кулачки перемещаются не рычагами, а ползуном с клиновыми пазами, в которые входят выступы кулачков. Угол наклона пазов составляет  $15^\circ$ . Положение губок регулируется так же, как в конструкции патронов с рычагами.

В массовом производстве при использовании патрона для одной операции регулировка губок не требуется. В этих случаях губки устанавливаются на кулачках при помощи двух пересекающихся под прямым углом шпонок и крепятся винтами в одном положении.

#### § 49. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗАЖИМНЫХ ГУБОК К КУЛАЧКАМ ТОКАРНЫХ ПАТРОНОВ

Для патронов с механизированным приводом характерна ограниченность радиального хода кулачков (5—10 мм). Вследствие этого при наладке их для обработки деталей разного диаметра приходится для каждой детали проектировать свои губки, отличающиеся от других по форме и размерам. В разных случаях деталь «утопает» в губки на различную глубину. В одних случаях диаметр детали близок по размеру к диаметру патрона, в других он значительно меньше его. В отдельных случаях деталь упирается во внешние торцы губок, в других — в специальные выступы на губках и т. д.

Требуемое радиальное расположение губок определяется следующим образом. На изображенный в натуральную величину вид спереди патрона наносят контуры обрабатываемой детали и вычерчивают кулачки. Получившееся положение принимается за их среднее положение с тем, чтобы ход кулачков распределился примерно пополам относительно контура детали. Далее определяют очертания губок с таким расчетом, чтобы их можно было крепить к кулачкам, предназначенным для этой цели, винтами. Затем уже следует проектирование губок в их боковой проекции. Наиболь-

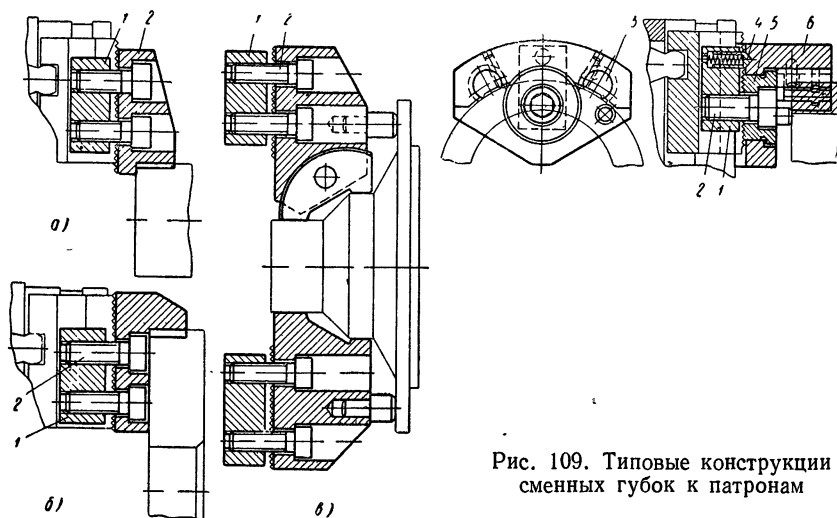


Рис. 109. Типовые конструкции сменных губок к патронам

шую трудность представляет проектирование губок для ступенчатых и тонкостенных деталей. Типовые конструкции сменных губок показаны на рис. 109.

Конструкция, приведенная на рис. 109, а, применяется, когда диаметр установочной части детали значительно меньше диаметра патрона; конструкция, данная на рис. 109, б, — когда этот диаметр равен внешнему диаметру патрона или близок к нему. При выступающих губках рекомендуется пользоваться предохранительными щитками.

Конструкция, показанная на рис. 109, в, применяется при установке детали по двум диаметрам и торцовой плоскости. В этих случаях два кулачка делаются жесткими, а один — с качающимся элементом. Конструкция, данная на рис. 109, г, применяется при закреплении детали более чем в трех точках ее окружности. Эта необходимость возникает при зажатии относительно тонкостенных деталей как по обработанной, так и по необработанной поверхностям. Достигается такое крепление в результате покачивания губки 6 относительно неподвижной втулки 5 и сухарей 3 относительно своих осей. Плунжер 4 удерживает губки в исход-

ном положении перед закреплением обрабатываемой детали. Во всех конструкциях шпонка 1 и винты 2 служат для соединения губок кулачками. Для надежности этого соединения на кулачках и губках создаются, как в предыдущих конструкциях, шипы или насечка.

### § 50. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБНОЙ СИЛЫ ТЯГИ И МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ДЛЯ ТОКАРНОГО КУЛАЧКОВОГО ПАТРОНА

Сила тяги, которую должен развивать привод, зависит прежде всего от величины силы резания и от конструкции патрона. Различие силы тяги обусловлено различием кинематических схем патронов и потерь на трение в кинематических парах, а следовательно, и степенью точности изготовления трущихся деталей.

Для патрона, кулачки которого перемещаются рычагами, необходимую силу можно определить с помощью схемы, показанной на рис. 110.

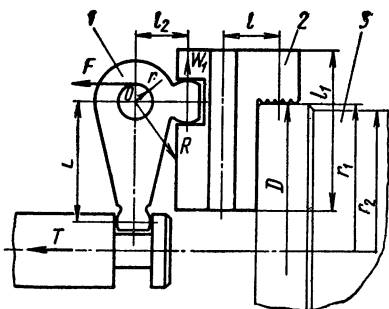


Рис. 110. Схема для расчета мощности привода

В целях упрощения расчетов будем считать, что вся сила зажима на обрабатываемую деталь 3 передается одним кулачком 2. Если обозначить силу тяги  $T$  и силу трения  $F$  в опоре рычага 1, то, исходя из условия равновесия рычага, силу тяги можно найти из уравнения моментов относительно точки  $O$  всех сил, действующих на рычаг,

$$(\sum M)_O = W_1 l_2 + Fr - TL = 0,$$

откуда получаем

$$T = \frac{W_1 l_2 + Fr}{L}.$$

Если вписать в эту формулу значение  $F = Rf_1$ , где  $R = W_1 \frac{\sqrt{l_2^2 - L^2}}{L}$ , получим

$$T = \frac{W_1 l_2 + W_1 \frac{\sqrt{l_2^2 - L^2}}{L} r f_1}{L} = W_1 \frac{L l_2 + r f_1 \sqrt{l_2^2 + L^2}}{L^2}$$

или с учетом значения  $W_1$  по формуле (83) имеем

$$T = \frac{W}{\left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right)} \cdot \frac{L l_2 + r f_1 \sqrt{l_2^2 + L^2}}{L^2}. \quad (85)$$

Необходимая в данном случае сила зажима детали  $W$  находится из равенства моментов силы трения, возникающей под действием силы  $W$  на поверхности зажима детали диаметром  $D$ , и силы  $P_2$  вертикальной составляющей силы резания, действующей на обрабатываемой поверхности, которая имеет диаметр  $d$ :

$$Wf \frac{D}{2} = P_2 \frac{d}{2}. \quad (86)$$

Из формул (85) и (86) получаем окончательную формулу для определения силы тяги

$$T = P_2 \frac{d(Ll_2 + f_1 \sqrt{L^2 + l_2^2})}{fD \left(1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1\right)}. \quad (87)$$

Для патрона, кулачки которого перемещаются с помощью ползуна с клиновыми пазами, необходимую силу тяги можно найти с помощью кинематической схемы (рис. 111), считая, что все силы действуют на один кулачок.

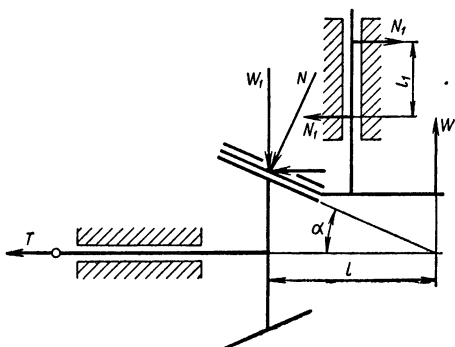


Рис. 111. Схема для расчета привода к клиновому патрону

При движении клиновой втулки по направлению действия силы тяги  $T$  на наклонной поверхности кулачка возникает сила  $N$ , вертикальная составляющая которой  $W_1$  должна уравновешивать силу  $W$  и силы трения, возникающие в направляющих кулачка под действием пары сил  $N_1$ , являющихся следствием перекоса кулачков, а горизонтальная составляющая должна быть равна силе тяги  $T$ . При отсутствии потерь на трение, потребная сила тяги определяется из выражения

$$T = W \operatorname{tg} \alpha.$$

При наличии трения вектор силы  $N$  отклоняется на величину угла трения  $\rho'$ , а сила  $W$  увеличивается на величину сил трения в направляющих для кулачков от сил  $N_1$  [см. формулу (82)]. При этом сила тяги должна быть

$$T = W_1 \operatorname{tg} (\alpha + \rho').$$

Под действием силы  $W_1$  суммарная сила трения от пары сил  $N_1$  будет

$$F_{mp} = 2N_1 f = 3W_1 \frac{l}{l_1} f_1.$$

Так как сила зажима  $W = P_2 \frac{d}{fD}$  остается постоянной, то она должна быть равна разности  $W_1 - 3W_1 \frac{l}{l_1} f_1$ , т. е.

$$W = W_1 \left( 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \right),$$

откуда

$$W_1 = \frac{W}{1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1} = P_2 \frac{d}{fD \left( 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \right)}.$$

Следовательно, окончательная формула для определения силы тяги примет вид

$$T = P_2 \frac{d \operatorname{tg}(\alpha + \rho')}{\left( 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \right) fD}. \quad (88)$$

Мощность электродвигателя привода зависит от величины силы тяги, необходимой для закрепления обрабатываемой детали и от конструкции механизма, который служит для связи двигателя с тягой привода. Сила тяги находится по формулам, которые получаются подобно формулам (87) и (88). В зависимости от этой силы с учетом потерь в принятой конструкции механизма привода можно определить и потребляемую мощность электродвигателя. Определим ее для механизма, показанного на рис. 110, и патрона, показанного на рис. 102. Так как сила тяги  $T$  создается винтовой парой, на оси этой пары должен действовать крутящий момент  $M_k$ , который определяется с учетом формулы (15):

$$M_k = M_\partial i \eta, \quad (89)$$

где  $M_\partial$  — крутящий момент на оси ротора двигателя;

$i$  — передаточное отношение;

$\eta$  — к. п. д. полезного действия привода.

Используя известную зависимость крутящего момента от мощности  $N_\partial$ , выраженной в *квт* и, числа  $n$  оборотов двигателя в минуту, формулу (89) с учетом формулы (15) можно записать в следующем виде:

$$T \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') = 974 000 \frac{N_\partial}{n} i \eta,$$

откуда получаем формулу для определения потребляемой мощности двигателя

$$N_\partial = T \frac{nd_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') 10^{-3}}{195 i \eta} \text{ квт}. \quad (90)$$

При использовании патрона, показанного на рис. 102, формула (90) с учетом значения  $T$  по формуле (87) приобретает следующий вид:

$$N_\partial = P_2 \frac{nd \left( Ll_2 - f_1 r \sqrt{L^2 + l_2^2} \right)}{fD \left( 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \right)} \cdot \frac{d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') 10^{-3}}{195 i \eta} \text{ квт},$$



а для патрона, кулачки которого перемещаются по схеме, показанной на рис. 111:

$$N_{\partial} = P_z \frac{nd \cdot d_{cp} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') 10^{-3}}{195 \eta_1 f D \left[ 1 - 3 \frac{l}{l_1} f_1 \operatorname{tg}(\alpha + \rho') \right]} \text{ квт.}$$

### § 51. ПЛУНЖЕРНЫЕ И ЦАНГОВЫЕ ПАТРОНЫ

К плунжерным патронам относятся патроны, в которых непосредственными рабочими органами являются плунжеры круглого, овального или прямоугольного поперечного сечения. Радиальное перемещение плунжеров, расположенных чаще всего через  $120^\circ$ , производится при помощи трехскосных клиньев. Когда длина базового отверстия детали превосходит половину его диаметра, применяют двухрядные плунжерные патроны (рис. 112). При

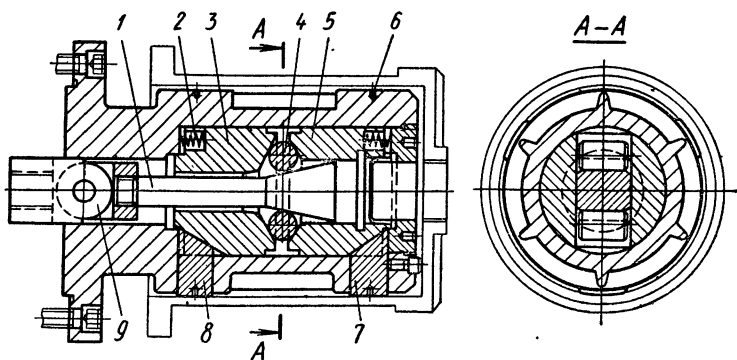


Рис. 112. Плунжерный патрон с пневматическим приводом

перемещении клина  $1$  влево ролики  $4$  распирают втулки  $3, 5$ , которые, перемещаясь в противоположных направлениях, выдвигают плунжеры  $7, 8$  (по три в каждом сечении патрона).

При перемещении клина вправо пружины  $2$  возвращают втулку, а пружины  $6$  — плунжеры в исходное положение. При силовом расчете таких патронов необходимо иметь в виду, что плунжеры  $8$  нагружены больше плунжеров  $7$ . Это объясняется тем, что втулка  $3$  нагружена осевой силой клина  $1$  и распирающей силой, создаваемой роликами, а втулка  $5$  нагружена только распирающей силой.

Связь между тяговой силой привода  $T$  такого патрона и вертикальной составляющей силы резания  $P_z$  может быть найдена следующим образом.

Силу, распирающую ролики, можно определить из выражения

$$P_1 = \frac{T}{2 \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)},$$

где  $T$  — сила тяги привода;

$\alpha_1$  — угол скоса центрального клина;

$\rho_1$  — угол трения на плоскости скоса.

Сила, распирающая втулки, определяется по формуле

$$P_2 = \frac{P_1}{2 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2')} = \frac{T}{4 \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2') \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1')},$$

где  $\alpha_2$  — угол скоса дна пазов для плунжеров во втулках 3 и 5;  
 $\rho_2'$  — угол трения на скошенных поверхностях этих пазов.  
 Сила, действующая на втулку 3, находится из выражения

$$P_3 = P_2 + T.$$

Сила зажима детали всеми плунжерами 8 в соответствии с формулой (74) определится из уравнения

$$W_1 = K_c P_3.$$

Сила зажима детали плунжерами 7 определяется по формуле

$$W_2 = K_c P_2.$$

Полная сила зажима детали определится из выражения

$$W = W_1 + W_2 = K_c (P_2 + P_3).$$

После подстановки в это выражение значений  $K_c$ ,  $P_2$  и  $P_3$  получим

$$W = T \frac{1 - 3 \frac{l}{l_1} f \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + f} \left[ \frac{1}{2 \operatorname{tg}(\alpha + f) \operatorname{tg}(\alpha_1 + f)} + 1 \right] = K'_c T, \quad (91)$$

где  $K'_c$  — силовой коэффициент передачи от тяги 9 к плунжерам.

Исходя из условия надежности закрепления обрабатываемой детали, необходимо чтобы соблюдалось следующее условие:

$$M_{mp} \geq M_{cp}, \quad (92)$$

где  $M_{mp} = Wf \frac{D}{2}$  — момент сил трения, действующих на поверхности диаметра  $D$  закрепления детали, относительно ее оси;

$M_{cp} = P_z \frac{d}{2}$  — момент относительно той же оси вертикальной составляющей силы резания  $P_z$ , приложенной к обрабатываемой поверхности диаметра  $d$  детали.

Используя значения  $M_{mp}$  и  $M_{cp}$ , из уравнений (91) и (92) можно определить необходимую величину силы тяги

$$T \geq P_z \frac{d}{fDK'_c}.$$

Силы пружин 2 можно не учитывать, так как они не оказывают существенного влияния на результаты расчета.

Плунжерные патроны, как и другие, могут работать от ручного и механизированного приводов, например от резьбовой пары, или от эксцентрика.

При резьбовом зажиме рекомендуется располагать резьбовую пару несоосно со шпинделем станка, а перпендикулярно к нему, чтобы при значительном крутящем моменте привода не перегружать зубчатые передачи шпинделя.

В условиях серийного производства часто применяются универсальные патроны, в которых можно устанавливать различные цанги в зависимости от размеров поверхности закрепления обрабатываемой детали. Управление цангой в таких патронах подобно управлению рассмотренных кулачковых патронов. Применяются различные конструкции патронов с управлением цан-

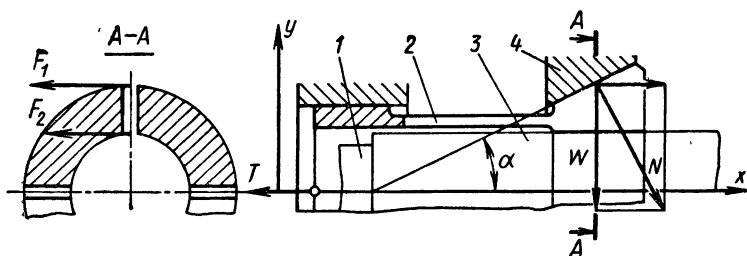


Рис. 113. Схема для расчета силы зажима в цанговом патроне

гой сзади передней бабки с ручным или механизированным приводом и патроны с электромагнитным, с центробежным и другими приводами.

Станки, предназначенные только для обработки пруткового материала, обязательно оснащаются цанговыми патронами.

При использовании цанговых патронов тянущая цанга, зажимая деталь, несколько втягивает ее внутрь патрона, а толкающая — выталкивает из него. Это может отразиться на точности обработки детали, поэтому для патрона с тянущей цангой необходимо применять упор, встроенный в отверстие шпинделя станка или патрона, а для патрона с толкающей цангой — упор в задней бабке, в револьверной головке или даже на станине станка. При проектировании цанговых, как и других, патронов приходится определять потребную тяговую силу привода, исходя из необходимой силы зажима обрабатываемой детали, а при поверочном расчете существующей конструкции — максимальную силу зажима по заданной силе тяги.

Силу зажима, которую можно создать при наличии внутри цанги упора для детали, можно определить следующим образом.

Обозначим нормальное давление на конической поверхности цанги 2 буквой  $N$  (рис. 113), а коэффициенты трения  $f_1$  на конической поверхности контакта цанги с корпусом 4 и  $f_2$ , а на поверхности контакта цанги с обрабатываемой деталью 3. Тогда при наличии внутри цанги упора 1 для детали силы трения на указанных поверхностях будут:

$$F_1 = Nf_1 \text{ и } F_2 = Wf_2,$$

где  $W$  — сила зажима обрабатываемой детали.

Исходя из условия равновесия системы сил, действующих на цангу, можно написать

$$(\sum P)_x = Nf_1 \cos \alpha + N \sin \alpha + Wf_2 - T = 0$$

и

$$(\sum P)_y = W + Nf_1 \sin \alpha - N \cos \alpha = 0.$$

Определив величину  $N$  из каждого равенства и приравняв полученные значения, найдем отношение

$$\frac{T - Wf_2}{W} = \frac{\sin \alpha + f_1 \cos \alpha}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha}.$$

Разделив числитель и знаменатель правой части на  $\cos \alpha$ , получим

$$\frac{T - Wf_2}{W} = \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1),$$

откуда находим необходимую часть силы тяги, расходуемую на закрепление детали силой  $W$ ,

$$T = W [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + f_2].$$

При отсутствии упора для детали сила трения  $F = 0$  и поэтому не требует увеличения тяговой силы на ее преодоление.

Следовательно, в этом случае потребуется меньшая сила тяги

$$T = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1). \quad (93)$$

Если принять  $\varphi_1 = 5^\circ 43'$ ;  $f_2 = 0,4$  и  $\alpha = 15^\circ$ , то при одинаковой в обоих случаях силе зажима детали при наличии упора для нее потребуется примерно в 2 раза большая сила тяги, чем при отсутствии упора:

$$\frac{W[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + f_2]}{W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)} = 1 + \frac{f_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)} \approx 2.$$

Если точная фиксация детали при обработке в осевом направлении не обязательна, целесообразно упор не применять.

Кроме силы тяги, потребной для создания силы  $W$ , необходимо при проектировании привода к такому патрону учитывать тягу для преодоления сил сопротивления лепестков цанги, изгибающихся при закреплении детали. Необходимая сила  $Q$  для изгиба каждого лепестка может быть определена по формуле

$$Q = \frac{3EJy}{l^3}, \quad (94)$$

где  $E = (2,1 \div 2,0) 10^6$  дан/см<sup>2</sup> — модуль упругости;

$J$  — осевой момент инерции сечения лепестка в месте его связи с цилиндрической частью цанги (лепесток рассматривается как консольная балка) в см<sup>4</sup>;

$y$  — стрела прогиба лепестка, равная половине зазора, необходимого для пропуска детали через цангу в см;

$l$  — длина лепестка от основания до середины конуса в см.

Так как  $J = \frac{D^3 h}{8} \left( \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - 2 \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right)$ , где  $D$  — диаметр наружной поверхности изгибающихся лепестков в  $см$ ;  $h$  — толщина лепестков в  $см$ ;  $\alpha_1$  — половина угла сектора лепестка цанги в  $рад$ , то для изгиба одного лепестка потребуется сила

$$Q = \frac{3ED^3 h}{8f^3} \left( \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - 2 \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right)$$

и полная сила, на создание которой расходуется сила тяги, будет равна сумме сил  $nQ + W$  или

$$W + nQ = W + \frac{3ED^3 hn}{8f^3} \left( \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1 - 2 \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} \right), \quad (95)$$

где  $n$  — число лепестков цанги.

Входящую в эту формулу силу  $W$  зажима детали можно определить в зависимости от вертикальной  $P_z$  и горизонтальной  $P_x$  составляющих силы резания по формулам:

при наличии упора

$$W_1 = \frac{P_z + P_x f_1}{f_2};$$

при отсутствии упора

$$W_2 = \frac{P_z}{f_2}.$$

Разделив первое уравнение на второе, имея в виду, что  $P_x \approx 0,25P_z$ , получим

$$\frac{W_1}{W_2} = 1 + 0,25f_1. \quad (96)$$

При  $f_1 = 0,1 \div 0,15$ ,  $\frac{W_1}{W_2} \approx 1$ , т. е. в том и другом случае силы зажима практически одинаковы, а величины силы тяги существенно различны. Формулы для определения силы тяги в рассматриваемых случаях имеют следующий вид:

при наличии упора

$$T = W [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f_2] + Q (\operatorname{tg} \alpha + f_1)n;$$

при отсутствии упора

$$T = W \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + Q (\operatorname{tg} \alpha + f_1)n.$$

Конструкция цангового патрона с центробежно-инерционным приводом показана на рис. 114. Корпус 4 этого патрона, как и всех других, укрепляется на переднем конце шпинделя станка с помощью переходной планшайбы 3. Внутри корпуса на специальной втулке 6 смонтированы качающиеся грузы 7. При остановленном станке пружинки 5 удерживают грузы и зажимную втулку 8 в исходном положении. Для лучшего расцепления этой втулки с цангой 9 предусмотрена пружина 2, удерживающая цангу от перемещения влево вместе с втулкой 8. Патрон может быть использован для обработки индивидуальных заготовок из прутка. В последнем случае рекомендуется предусмотреть легкую пружину, удерживающую заготовку до полного закрепления.

При использовании этого патрона для обработки деталей из индивидуальных заготовок (не из прутка) в случае необходимости в отверстии шпинделя станка может быть смонтирован торцовый упор 1. Основное достоинство такого патрона заключается в автоматизации зажима без помощи дополнительных источников энергии, так как зажим происходит под действием внутренних центробежных сил, неизбежно возникающих во вращающейся системе с неуравновешенными грузами. Величина этих сил зависит от веса грузов. Поэтому при конструировании таких патронов при-

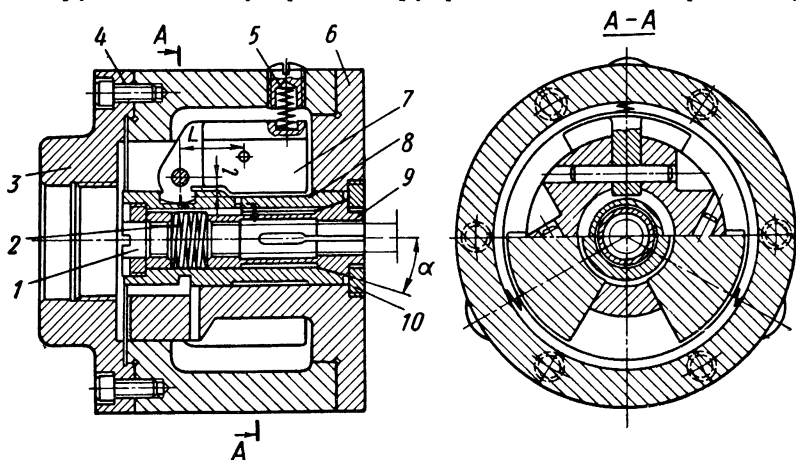


Рис. 114. Цанговый патрон с центробежно-инерционным приводом

ходится определять вес грузов. Для этого может быть использована формула (50), в которой для данного случая

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4,$$

где  $T_1$  — сила привода, необходимая на преодоление сил трения на поверхности контакта цанги с обрабатываемой деталью и с втулкой 8;

$T_2$  — сила привода, требующаяся на преодоление упругих сил пружин 5;

$T_3$  — сила привода, расходуемая на преодоление сил трения на торцовой поверхности контакта цанги с кольцом 10;

$T_4$  — сила привода, необходимая на радиальный изгиб лепестков цанги в месте контакта последней с обрабатываемой деталью.

Величина  $T_1$  находится по формуле (93), в которую вместо силы  $W$  подставляется ее значение из формулы (96). Величина  $T_2$  определяется в зависимости от суммы сил  $P_1$  сжатия пружин 5 по формуле  $T_2 = \sum P_1 \frac{L}{l}$ . Величина  $T_3 = T_1 + P_2$  ( $P_2$  — сила сжатия центральной пружины 2). Силы  $P_1$  и  $P_2$  находятся по фор-

муле (42). Величина  $T_4 = Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ , где  $Q$  находится по формуле (94), и представляет суммарный вес всех грузов 7.

Цанга с упругими лепестками позволяет зажимать детали с ограниченными отклонениями диаметров, что приводит к необходимости прибегать к предварительной калибровке горячекатаного пруткового материала для деталей, что представляет один из недостатков цанговых устройств. К недостаткам обычных цанг следует отнести также неполное прилегание конической части цанги к коническому отверстию в патроне. Поэтому целесообразно вместо обычных цельнометаллических цанг применять сборные цанги из клинообразных пластин, связанных резиновыми прослойками. В результате сжатия резины патрон позволяет перекрывать отклонение размеров диаметра заготовок в пределах нескольких миллиметров вместо нескольких десятых долей миллиметра, как это встречается в обычных цангах.

## § 52. ПАТРОНЫ С ГИДРОПЛАСТМАССОЙ И МЕМБРАННЫЕ ПАТРОНЫ

Устройства, в которых зажимная сила создается в результате упругих свойств тонкостенных оболочек, заполненных специальной гидропластмассой, находят большое применение в промышленности. Такие устройства используются и в приспособлениях к токарным станкам.

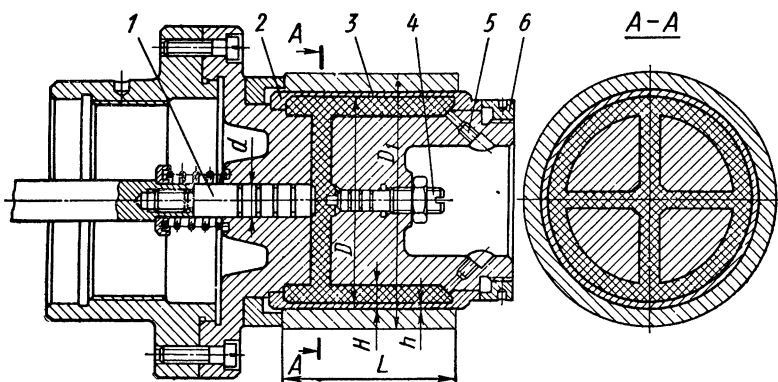


Рис. 115. Патрон с гидропластмассой

Конструкция и расчет токарного патрона с гидропластмассой показаны на рис. 115. В этой конструкции пластмасса  $\Pi$  сжимается плунжером 1 от пневмопривода станка. Упругая оболочка 2 надета на корпус 5 патрона в подогретом состоянии и дополнительно поджата гайкой 6. Винт 4 ограничивает ход плунжера вправо (по рисунку) при отсутствии детали на оболочке и тем самым предохраняет оболочку от возникновения в ней остаточных деформаций. Необходимо также ограничение хода плунжера 1 влево. В данной конструкции это ограничение достигается обеспечением определенной величины хода штока привода.

**Пример.** Пусть диаметр отверстия обрабатываемой детали  $3D = 100^{+0,035}$  мм. Диаметр обрабатываемой поверхности  $D_1 = 200$  мм. Длина детали  $L = 80$  мм. Материал оболочки — сталь 30ХГСА. Составляющая силы резания  $P_z = 200$  дан и вторая составляющая  $P_x = 0,25$   $P_z = 50$  дан. Привод — пневматический. Давление воздуха в сети  $p = 4$  дан/см<sup>2</sup>. Требуется определить: толщину стенки оболочки  $h$ , допустимую величину упругой деформации оболочки  $\Delta D$ , давление  $p_1$  для деформации оболочки до соприкосновения ее с обрабатываемой деталью и давление  $p_2$  для удерживания детали от проворачивания на оболочке под действием силы резания, диаметр  $d$  плунжера-возбудителя давления  $p_3 = p_1 + p_2$ , диаметр поршня  $D_n$  пневмоцилиндра и ход  $l$  этого поршня.

1. Толщину стенки оболочки можно определить по формуле (33) или из табл. 2, предложенной Р. К. Дума. Так как в рассматриваемом примере  $L = 80$  мм  $> 0,5D = 50$  мм, по табл. 2 найдем  $h = 0,015D + 0,5 = 2$  мм.

Таблица 2

Параметры	Толщина $h$ стенок оболочек в мм		
Длина детали $L$ в мм Наружный диаметр $D_1$ в мм: 10—50 50—100	$>0,5D$	$0,5D > L > 0,25D$	$0,25D > L > 0,125D$
	$0,015D + 0,5$ $0,025D$	$0,010D + 0,50$ $0,020D$	$0,010D + 0,25$ $0,015D$

2. Допустимую упругую деформацию оболочки найдем по формуле (32), принимая  $\sigma_T = 10\,000$  дан/см<sup>2</sup>,  $E = 2,04 \cdot 10^6$  дан/см<sup>2</sup> и  $k = 1,5$ :

$$[\Delta D] = \frac{10\,000 \cdot 10}{2,04 \cdot 10^6 \cdot 1,5} \approx 0,327 \text{ см} = 3,27 \text{ мм.}$$

3. Давление  $p_1$  в полости оболочки найдем по формуле, приведенной на стр. 79. В эту формулу необходимо подставить значение фактической величины деформации  $\Delta D$ , при которой оболочка соприкасается с деталью. Деформация должна быть равна зазору посадки детали на оболочке. Примем посадку  $X$ , тогда

$$\Delta D = S_{\max} = 100,035 - 99,925 = 0,11 \text{ мм.}$$

Так как величина  $\Delta D$  оказалась значительно меньше допустимой, то можно было бы выбрать посадку и с большим зазором, но так как в полости оболочки действует еще давление  $p_2$ , которое удерживает деталь на оболочке в процессе обработки, обычно принимают посадку  $X$ , обеспечивающую достаточный запас для давления  $p_2$ . Функцию  $f(XL)$  в формуле (34) следует принять равной нулю, так как в рассматриваемом случае  $L > \frac{D}{2}$ .

Следовательно,

$$p_1 = \frac{2Eh\Delta D}{0,95D^2} = \frac{2 \cdot 2,04 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 0,011}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 10 \cdot 10} \approx 94,5 \text{ дан/см}^2.$$

4. Давление  $p_2$  определим из равенства моментов силы резания и силы трения на поверхности контакта детали с оболочкой относительно оси патрона. Примем коэффициент трения на этой поверхности  $f = 0,1$ . Тогда

$$p_2 = \frac{\sqrt{P_z^2 + P_x^2} \cdot D_1}{\pi D \cdot L f} = \frac{\sqrt{200^2 + 50^2} \cdot 20}{\pi \cdot 10 \cdot 8 \cdot 0,1} \approx 164 \text{ дан/см}^2.$$



5. Диаметр плунжера-возбудителя  $d$  примем по рекомендации, приведенной на стр. 79,  $d = 1,9 \sqrt{D} = 1,9 \sqrt{100} = 19$  мм.

6. Диаметр поршня  $D_n$  привода найдем из условия равенства сил, действующих на поршень со стороны сжатого воздуха и на плунжер со стороны гидропластмассы

$$\frac{\pi D_n^2}{4} \rho \eta = \frac{\pi d^2}{4} (\rho_1 + \rho_2), \quad (\eta = 0,85 \div 0,9 - \text{к. п. д.}),$$

откуда

$$D_n = \sqrt{\frac{d^2 (\rho_1 + \rho_2)}{\rho \eta}} = \sqrt{\frac{1,9^2 (94,5 + 16,5)}{4 \cdot 0,85}} = 10,85 \text{ см.}$$

7. Ход поршня  $l$  должен быть равен ходу плунжера, а ход плунжера может быть определен из равенства объема  $V$  гидропластмассы, вытесняемой плунжером при его перемещении на величину  $l$ , объема  $V_1$ , необходимому для деформации оболочки на величину  $\Delta D$ , сложенному с объемом  $V_2$ , компенсирующим сжатие пластмассы, который принимается равным 0,5% на каждые 100  $\text{дан/см}^2$  давления от объема  $V_3$  пластмассы до ее сжатия в полости оболочки.

В рассматриваемом случае

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l; \quad V_1 = \frac{\pi (D + \Delta D)^2}{4} L - \frac{\pi D^2}{4} L = \frac{\pi L}{4} [(D + \Delta D)^2 - D^2];$$

$$V_2 = 0,005 V_3 \frac{\rho_1 + \rho_2}{100};$$

$$V_3 = \frac{\pi D^2}{4} L - \frac{\pi (D - 2h - 2H)^2}{4} L = \frac{\pi L}{4} (D^2 - 2h - 2H)^2.$$

Так как  $H = 0,15D = 0,15 \cdot 100 = 15$  мм [см. формулу (35)], то

$$V_3 = \frac{\pi 8}{4} [100 - (10 - 0,4 - 3,0)^2] \approx 354 \text{ см}^3.$$

Поэтому

$$V_2 = 0,005 \cdot 354 \cdot 111 \cdot 0,01 = 1,95 \text{ см}^3;$$

$$V_1 = \frac{\pi 8}{4} (10,011^2 - 10^2) = 1,38 \text{ см}^3;$$

$$V = \frac{\pi 1,9^2}{4} l = 2,84l = V_1 + V_2 = 3,33 \text{ см}^3.$$

Отсюда  $l = \frac{3,33}{2,84} \approx 1,17$  см.

Фактическая длина поверхности контакта  $l_k$  вследствие неизбежной выпуклости оболочки под действием высокого давления оказывается несколько меньше длины  $l$ . Фактическую длину можно найти по формулам, рекомендованным Р. К. Дума.

Для рассматриваемого случая

$$l_k = 80 - 2,73 \sqrt{100 \cdot 2} \frac{94,5}{111} \approx 45 \text{ мм.}$$

Патроны с мембранами X-образного профиля обладают высокой точностью центрирования, поэтому они применимы для точной обточки на токарных станках и для шлифования наружных поверхностей.

Конструкция мембранного патрона показана на рис. 116. Патрон может приводиться в действие ручным или механизированным приводом. Связь его с приводом осуществляется стержнем 1. При движении этого стержня влево сила привода передается на мембрану 11 через шайбу 6, шарики 5 и систему шайб 7 и 8. Последние пригнаны друг к другу по свободной посадке и могут раздельно перемещаться вдоль оси патрона. Этим обеспечивается

раздельный изгиб внешних и внутренних лопастей мембраны, так как выбор зазора в сопряжении мембраны с оправкой 12 наступает ранее, чем на поверхности контакта с обрабатываемой деталью 10. Если шайбы 7 и 8 заменить цельной шайбой, то для того чтобы выбрать зазор на поверхности контакта с

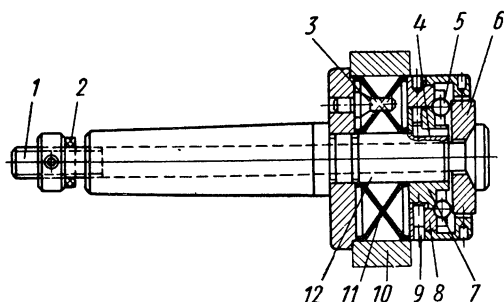


Рис. 116. Патрон с X-образной мембраной

деталью, необходимо путем нажима на внутренние лопасти растягивать всю мембрану в радиальном направлении, а это требует большой силы от привода. При сдвоенной шайбе шарики могут передавать силу на наружную шайбу 8, перекатываясь на нее с остановившейся шайбы 7. Шпонки 4 и 9 служат для связи шайб с оправкой 12. Эта связь необходима для создания трения на правом торце мембраны, задерживающего ее вместе с пальцем 3 от проскальзывания на оправке.

Палец, кроме того, фиксирует угловое положение мембраны при ее шлифовании в сборе с оправкой. Поверхности деталей 7 и 8 должны быть также прошлифованы в сборе, так как они служат для предварительного направления обрабатываемой детали. С той же целью правая кромка внешней лопасти мембраны должна быть слегка скруглена. Резиновое кольцо 2 служит буфером при возвратном движении стержня во избежание выталкивания приспособления из конической полости шпинделя станка.

В случае, когда центральное отверстие мембраны мало и затрудняет обработку внутренней выточки между лопастями, то по длине детали можно расположить две мембраны меньшего поперечного сечения с большим центральным отверстием в них.

## § 53. ПАТРОНЫ ДЛЯ ЦЕНТРИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПО СЛОЖНЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ

Рассмотренные выше патроны предназначаются для центрирования деталей по наружным или внутренним цилиндрическим поверхностям. В практике, однако, находят широкое применение патроны, центрирующие детали по сложным криволинейным поверхностям, например по зубчатым.

Наибольшее распространение такие патроны получили при шлифовании центрального отверстия в термически обработанных зубчатых колесах.

В этих случаях стремятся использовать криволинейную поверхность головок зубьев в качестве установочных поверхностей, чтобы совместить ось отверстия с осью начальной окружности зубьев, после возможного коробления колеса в процессе термической обработки.

Для наиболее правильного центрирования целесообразно было бы использовать патрон со столькими кулачками, входящими во впадины между зубьями, сколько таких впадин содержит данное зубчатое колесо. Однако такое устройство должно иметь очень сложную конструкцию. Поэтому в практике часто применяют только три теоретических кулачка, так как такое количество равномерно расположенных по окружности кулачков вполне обеспечивает точное центрирование. Иногда применяют пять-шесть кулачков, причем «излишние» кулачки не допускают чрезмерного радиального смещения колеса, когда один из трех «теоретических» кулачков окажется против наиболее деформировавшейся впадины зубьев и не будет работать.

Однако наилучшими в этом отношении следует считать патроны с упругой оболочкой и числом кулачков в виде собственных роликов, равным числу впадин в колесе.

Для шлифования отверстий в цилиндрических зубчатых колесах часто применяют патрон (рис. 117), который закрепляют на шпинделе станка при помощи переходной планшайбы без цилиндрического выступа. Для центрирования на корпусе 5 предусматривают чисто обработанную кольцевую поверхность *П*, по которой при помощи индикатора проверяют биение патрона. Это позволяет точно сцентрировать патрон по оси шпинделя станка. При обнаружении эксцентricности патрон легко отрегулировать, если крепежные винты 1 затянуты не полностью. Незначительная скорость вращения и небольшие силы при обработке не могут изменить положения отрегулированного и закрепленного патрона. Центрирующий механизм патрона для обрабатываемой детали 7 состоит из клиновидных кулачков 10, связанных с крестовиной 2 плоскими пружинами 11 или шарнирными рычагами.

Одновременная работа всех кулачков достигается точным направлением крестовины втулками 4 и 8 при ее поступательном перемещении вдоль патрона. Вследствие скошенных поверхностей

кулачков обрабатываемое зубчатое колесо одновременно центрируется и прижимается своим торцом к упорам 6. Кулачки имеют ограниченный продольный ход, поэтому для зубчатых колес разных диаметров приходится менять губки 9.

Затягивание крестовины производится тягой 3 вручную через систему рычагов и пружин, или от пневматического привода. И тот и другой механизм управления обычно располагается позади шпинделя станка и действует на патрон через полость шпинделя. Губки изготавливают из высокоуглеродистой стали, закаленной до максимальной твердости.

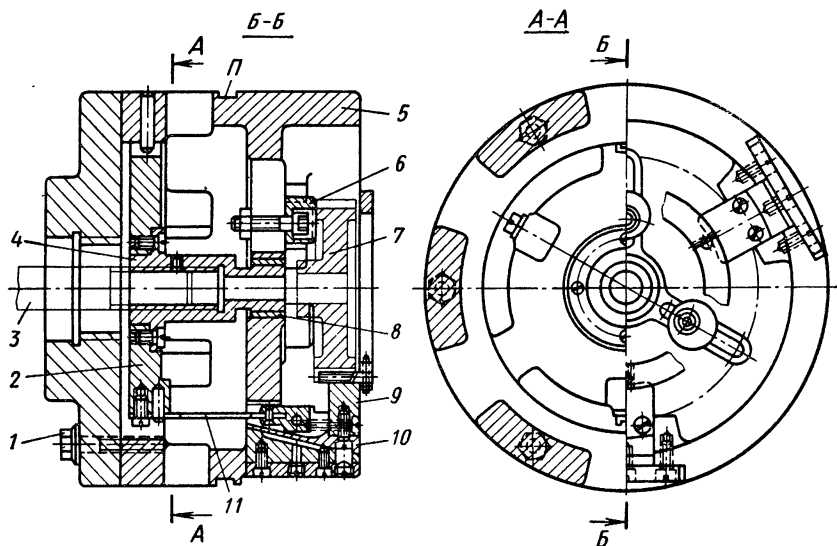


Рис. 117. Патрон для крепления зубчатых колес при шлифовании отверстий

Установка прямозубых зубчатых колес по криволинейным поверхностям зубьев достигается применением роликов, располагаемых во впадинах зубчатого колеса против кулачков патрона. Чтобы вследствие чрезмерного погружения роликов во впадины зубчатое колесо не центрировалось по внешней цилиндрической поверхности, необходимо рассчитать диаметр роликов.

Для зубчатых колес с модулем от 2 до 5 мм принято выбирать диаметр ролика из расчета, чтобы касание его с зубьями происходило на глубине 1—2 мм от внешней цилиндрической поверхности колеса, причем глубина касания 2 мм рекомендуется для зубьев с модулем не меньше 4 мм. При меньших модулях ролики, касающиеся начальной окружности, оказываются настолько малыми, что затрудняется их крепление в обойме. Ролики свободно прикрепляются к кулачкам патрона или закрепляются в специальной кольцевой обойме. В последнем случае обойму с роликами надевают на обрабатываемое зубчатое колесо вне станка, а затем

уже вместе с ним ставят в патрон. Обойму с роликами можно использовать только для зубчатого колеса одного размера. Подвешенные ролики можно применять для разных зубчатых колес после проверки роликов расчетным путем. При обработке цилиндрических колес с косыми зубьями вместо роликов применяют шарики, собранные в обойму.

В производстве применяют нормализованные патроны с внешним диаметром 250, 320 и 395 мм для обработки зубчатых колес диаметром соответственно 70—130; 130—180 и 180—280 мм.

Диаметр шлифования рабочих поверхностей кулачков необходимо точно рассчитать (до пятого десятичного знака), а затем проставить полученный результат на общем виде чертежа патрона. Расчет проводится в два этапа: расчет диаметра ролика или шарика и расчет диаметра окружности, огибающей ролика или шарика. Если кулачки в сборе шлифовать без выдерживания расчетного размера, то при перемещении кулачков для зажатия детали они сместятся от положения, в котором происходило шлифование, а это приводит к потере точности обработки отверстия в колесе.

Диаметр роликов  $d$  определяется в зависимости от параметров обрабатываемого зубчатого колеса, для того чтобы обеспечить соприкосновение роликов с зубьями на некотором расстоянии от окружности выступов. Рекомендуется это расстояние принимать равным  $0,5 m$  для колес с модулем меньше 3 мм и  $0,3 m$  при модуле больше 3 мм.

Из рис. 118 следует, что диаметр ролика можно определить из выражения

$$d = 2 (OK - MK)$$

или

$$d = 2 [r_o \operatorname{tg} (\gamma + \alpha_1) - R \sin \alpha_1], \quad (97)$$

где  $r_o$  — радиус основной окружности колеса;

$R$  — радиус окружности, на которой находятся точки касания ролика с зубьями.

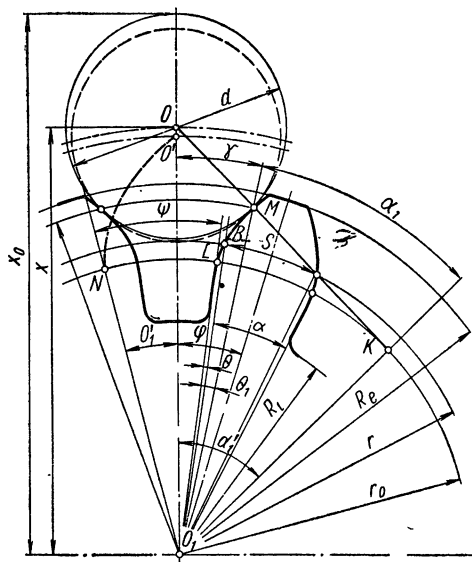


Рис. 118. Схема для расчета диаметра роликов патрона, показанного на рис. 120

Угол  $\alpha_1$  определяется из отношения  $\frac{r_0}{R} = \cos \alpha_1$ , откуда  $\alpha_1 = \arccos \frac{r_0}{R}$ .

Угол  $\gamma$  находится по формуле

$$\gamma = 0,5\varphi - \theta + \theta_1,$$

где  $\varphi = \frac{\pi}{z}$  — угол, соответствующий половине шага зубьев, измеренного по дуге начальной окружности ( $z$  — число зубьев колеса);

$\theta$  и  $\theta_1$  — углы, характеризующие инволютные функции угла зацепления  $\alpha$  и угла  $\alpha_1$ .

Эти функции находятся по таблицам подобно тригонометрическим функциям или могут быть вычислены по формулам

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad \text{и} \quad \theta_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1.$$

**Пример.** Пусть  $r = 40$  мм,  $m = 4$  мм,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $z = 20$ . При этих условиях:

$$R = R_e - 0,5m = r + 4 - 4 \cdot 0,5 = 40 + (4 - 2) = 42 \text{ мм};$$

$$r_0 = r \cos \alpha = 40 \cdot 0,93969 = 37,5876 \text{ мм};$$

$$\varphi = \frac{\pi}{z} = \frac{\pi}{20}; \quad \alpha_1 = \arccos \frac{r_0}{R} = \arccos \frac{37,5876}{42} = 25^\circ 4' 35'';$$

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{\pi}{9} = 0,01490;$$

$$\theta_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1 = \operatorname{tg} 25^\circ 4' 35'' - \frac{\pi}{7,2} = 0,03022;$$

$$\gamma = 0,5\varphi - \theta + \theta_1 = \frac{\pi}{20} - 0,09340 + 0,03022 = 0,09382 \text{ рад} \quad \text{или} \quad \gamma = 5^\circ 24'.$$

По формуле (97) определим

$$d = 2 [37,5876 \operatorname{tg} (5^\circ 24' + 25^\circ 4' 35'') - 42 \sin 25^\circ 4' 35''] = 9,02 \text{ мм}.$$

Если полученный диаметр ролика окажется дробным, как в данном примере, его следует округлить до ближайшего меньшего целого числа и при выбранном диаметре проверить величину  $x_0$ , являющуюся радиусом поверхности, которой кулачки патрона соприкасаются с роликами в момент закрепления обрабатываемого колеса. Эту поверхность необходимо очень точно обрабатывать.

Для проверки через центр  $O'$  нового ролика необходимо провести эвольвенту до точки  $N$  на основной окружности и определить угол  $\theta'_1$ , по этому углу найти из таблиц инволютных функций  $\alpha'_1 = \operatorname{arcsin} \theta'_1$  и определить  $x_0$ :

$$x_0 = x + \frac{d}{2} = \frac{r_0}{\cos \alpha'_1} + \frac{d}{2}. \quad (98)$$

Затем для проверки расчетов следует найти новое значение  $R_1$

$$R = \sqrt{\left[ \left( x_0 - \frac{d}{2} \right) \sin \alpha'_1 - \frac{d}{2} \right]^2 + r_0^2}. \quad (99)$$

Если окажется, что полученное значение  $R > R_e$  (окружность выступов колеса), то в расчетах допущена ошибка.

Из рис. 130 видно, что  $\theta'_1 = \psi + \theta - \frac{\varphi}{2}$ , где  $\psi = \frac{\widehat{NL}}{r_0} = 0,5 \frac{d}{r_0}$  (по свойству эвольвенты длина дуги  $\widehat{NL} = 0,5d$ ).

В рассматриваемом примере

$$\theta'_1 = 0,5 \frac{d}{r_0} + 0,01490 - \frac{\pi}{40} = 0,05546.$$

По таблицам инволютных функций находим  $\alpha'_1 = 30^\circ 20'$ .

По формуле (98) найдем

$$x_0 = \frac{r_0}{\cos 30^\circ 20'} + 4,5 = 48 \text{ мм.}$$

По формуле (99) определим

$$R = \sqrt{(43,5 \sin 30^\circ 20' - 4,5)^2 + 37,5876^2} = 41,47 \text{ мм.}$$

Так как  $R = 41,47 \text{ мм}$ ,  $R_e = 43 \text{ мм}$ , то, следовательно, расчет произведен правильно.

В патронах для центрирования косозубых колес вместо роликов применяют шарики, диаметр которых определяется так же, как диаметр роликов для прямозубых колес, с тем же числом зубьев. В этих случаях для определения действительного значения  $x$  найденную расчетом величину необходимо только разделить на  $\cos \beta$  ( $\beta$  — угол наклона зубьев колеса).

**Пример.** Пусть  $m = 3 \text{ мм}$ ;  $z = 20$ ;  $\alpha = 20^\circ$  (угол зацепления);  $\beta = 15^\circ$ . Тогда для прямозубого колеса получим:

$$R = \frac{m \cdot z}{2} + m - 0,5m = 31,5 \text{ мм}; \quad r = \frac{mz}{2} = 30 \text{ мм};$$

$$S = \frac{\pi m}{2} + 4,712389 \text{ мм}; \quad r_0 = r \cos \alpha = 28,1907 \text{ мм};$$

$$\varphi = \frac{\pi}{z} = 0,1570796 \text{ рад}; \quad \cos \alpha_1 = \frac{r_0}{R} = \frac{28,1907}{31,5} = 0,88059;$$

$$\alpha_1 = 28^\circ 15'; \quad \theta_1 = \operatorname{tg} \alpha_1 - \alpha_1 = 0,044264; \quad \theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = 0,014904,$$

$$\frac{S}{2r} + \theta = \frac{4,712389}{2 \cdot 30} + 0,014904 = 0,0934438;$$

$$\gamma = \varphi - \frac{S}{2r} + \theta + \theta_1 = 0,1570796 - 0,0934438 + 0,044264 = 0,1078998;$$

$$\gamma = 6^\circ 11'; \quad x_0 - \frac{d}{2} = \frac{r_0}{\cos(\gamma + \alpha_1)} = \frac{28,1907}{\cos(6^\circ 11' + 28^\circ 15')} = 34,1796 \text{ мм};$$

$$\frac{d}{2} = r_0 \operatorname{tg}(\gamma + \alpha_1) - R \sin \alpha_1 = 4,180458 \text{ мм},$$

откуда  $d = 2 \cdot 4,180458 = 8,36 \text{ мм}$ .

Округлив диаметр шарика до 8 мм, произведем перерасчет величин  $x$  и  $R$ :

$$\gamma_1 = \frac{S}{2r} + \theta + \frac{d}{2r_0} = 0,235346; \quad \theta'_1 = \gamma_1 - \frac{\pi}{z} = 0,078255 \text{ рад} \quad \alpha'_1 = 33^\circ 38'$$

(см. таблицы инволютных функций значений полярных углов эвольвенты):

$$x_0 - \frac{d}{2} = \frac{r \cos \alpha}{\cos \alpha_1} = \frac{30 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 33^\circ 38'} = 33,8586 \text{ мм},$$

откуда  $x_0 = 33,8586 + 4 = 37,8586 \text{ мм}$ .

$$\text{Для косозубого колеса } x_{\text{действ}} = \frac{x}{\cos \beta} = \frac{33,8586}{\cos 15^\circ} = 39,2 \text{ мм}$$

$$R = \sqrt{\left[ \left( x_0 - \frac{d}{2} \right) \sin (\nu + \alpha_1) - \frac{d}{2} \right]^2 + r_0^2} = 31,82 \text{ мм}.$$

Размер  $2x_{\text{действ}}$  надо проставить на чертеже патрона в качестве контрольного при шлифовании кулачков в сборе.

Патроны с шариками обеспечивают значительно большую точность центрирования детали, чем кулачковые и цанговые, и радиальное биение у них составляет 0,01—0,02 мм.

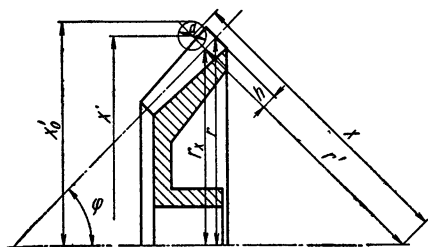


Рис. 119. Схема для расчета диаметра шариков

Диаметр шариков патронов для конических колес определяется так же, как диаметр роликов для цилиндрических колес, в соответствии с основными параметрами колеса.

Кроме диаметра шариков, определяется расстояние  $X'$  (рис. 119) от центра шарика

до оси колеса при определенном расстоянии  $h$  от образующей внешнего дополнительного конуса колеса до центра шарика.

Размер  $X'$  является радиусом окружности, на которой должны располагаться шарики в патроне. Находится этот размер в зависимости от размера  $X$ , который, в свою очередь, определяется в зависимости от радиуса  $r$  начальной окружности, числа зубьев  $z$  колеса, угла  $\varphi$  при вершине начального конуса и от модуля  $m$ .

**Пример.** Пусть  $r = 80 \text{ мм}$ ,  $z = 40$ ,  $\varphi = 45^\circ$ ,  $m = 4 \text{ мм}$ . Из рис. 119 определим  $r_x = r + h \cos \varphi$ , обычно  $h = (1,0 \div 1,5) m$ . Принимая  $h = 1,5m = 6 \text{ мм}$ , получим  $r_x = 80 + 6 \cdot 0,7071 = 75,76 \text{ мм}$  и  $r' = \frac{r_x}{\cos \varphi} = 107 \text{ мм}$ .

Принимая по-прежнему расстояние от образующей наружного конуса колеса до точек контакта шариков с зубьями  $0,3m$ , найдем радиус окружности касания шариков для цилиндрического колеса  $R = r' + m' - 0,3m'$ , где  $m'$  — модуль в сечении на расстоянии  $h$  от образующей дополнительного конуса (рис. 119).

Так как

$$\begin{aligned} m' &= m - \frac{r'm}{r} = \frac{(r - h \sin \varphi) m}{r} = m \left( 1 - \frac{h \sin \varphi}{r} \right) = \\ &= 4 \left( 1 - \frac{6 \sin 45^\circ}{80} \right) = 3,788 \text{ мм}, \end{aligned}$$

то  $R = 107 + 3,788 - 0,3 \cdot 3,788 = 109,8 \text{ мм}$ .

Радиус основной окружности цилиндрического колеса при угле зацепления  $\alpha = 20^\circ$  определим из уравнения  $r'_0 = r' \cos \alpha = 107 \cdot 0,94 = 100,6 \text{ мм}$ , а число



зубьев этого колеса по формуле  $z' = \frac{z}{\cos \varphi} = \frac{40}{0,7071} = 56,57$ . При этом шаг зацепления по начальной окружности  $S' = \frac{2\pi r}{z'} = 11,893$  мм и толщина зуба  $S_1 = \frac{S'}{2} = 5,9465$  мм.

Дальнейший расчет величин  $\frac{\pi}{z}$ ,  $d$  и действительных величин  $X'_0$  и  $R$  после округления размера  $d$  (в случае, если этот размер получится дробным) производится аналогично расчету роликов для цилиндрических прямоугольных или шариков для цилиндрических косозубых колес (см. рис. 118). В рассматриваемом примере:

$$\frac{\pi}{z'} = \frac{3,14}{56,57} = 0,055 \text{ рад};$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{r'_0}{R} = \frac{100,58}{109,8} = 0,916; \quad \alpha_1 = 23^\circ 32';$$

$\theta_1 = 0,0247$  (из таблиц инволютных функций при  $\alpha_1 = 23^\circ 32'$ );  
 $\theta = 0,0149$  (то же при  $\alpha = 20^\circ$ );

$$\frac{s_1}{2r'} + \theta = \frac{5,66}{2 \cdot 107} + 0,0149 = 0,0431;$$

$$\gamma = \frac{\pi}{z'} - 0,0431 + 0,0247 = 0,036; \quad \gamma^\circ = \frac{0,036 \cdot 180}{\pi} = 2^\circ 4';$$

$$x = \frac{100,58}{\cos(23^\circ 32' + 2^\circ 4')} = 111,5 \text{ мм};$$

$$\frac{d}{2} = 100,58 \operatorname{tg} 25^\circ 32' - 109,8 \sin 23^\circ 32' = 4,24 \text{ мм};$$

$$d = 2 \cdot 4,24 = 8,48 \text{ мм} \approx 9 \text{ мм}.$$

Для округленного размера диаметра шарика определим

$$\gamma = \frac{d}{2r'_0} = \frac{9}{2 \cdot 100,58} = 0,0443 \text{ рад}; \quad \gamma^\circ = 2^\circ 32';$$

$$\theta_1 = \frac{s_1}{2r'} + \theta + \gamma - \frac{\pi}{z'} = 0,032;$$

$$\alpha'_1 = \alpha_1 + \gamma = 26^\circ 9';$$

$$X = \frac{107 \cdot 0,93969}{0,90233} = 112,003 \text{ мм};$$

$$R = \sqrt{\left[112,003 \sin 26^\circ 9' - \frac{d}{2}\right]^2 + 100,6^2} = 110,6 \text{ мм};$$

$$x'_1 = x \cos \varphi = 112,003 \cdot 0,70711 = 79,186 \text{ мм};$$

$$2x'_1 = D_1 = 158,37 \text{ мм}.$$

Шарики размещают по окружности диаметром 158,37 мм.

В целях сокращения времени при проектировании приспособлений в практике следует пользоваться готовыми таблицами, которые легко составить на основании приведенной методики расчетов.

#### § 54. ПАТРОНЫ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ И МАГНИТНЫМ ПРИВОДАМИ

Шлифование торцов тонких дисков и колец осуществляется обычно на плоскошлифовальных станках с электромагнитными столами или со специальными настольными электромагнитными приспособлениями, однако такая работа может быть произведена и на обычных токарных станках при помощи электромагнитных патронов или патронов с постоянными магнитами.

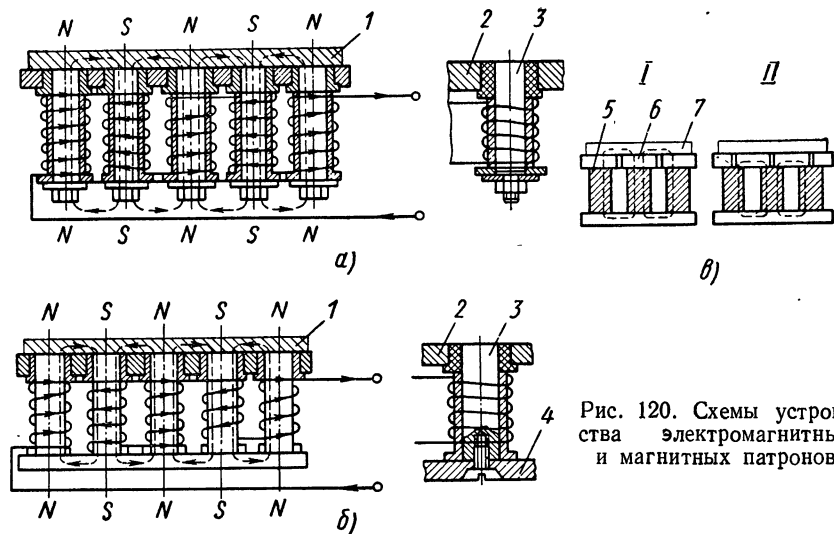


Рис. 120. Схемы устройства электромагнитных и магнитных патронов

Электромагнитные патроны применяются двух типов. В электромагнитном патроне, показанном на рис. 120, а, деталь 1 удерживается на стальной или чугунной плите 2 сердечниками 3 электромагнитов, укрепленными одним концом в плите и изолированными от плиты медной, бронзовой, алюминиевой втулками или баббитовой заливкой. Вторые концы сердечников 3 свободны. Магнитный поток при такой схеме замыкается через воздух (штриховые линии), причем значительная часть энергии рассеивается, а сам поток ввиду большого сопротивления магнитной цепи получается слабым. В схеме, показанной на рис. 120, б, электромагниты одним концом укрепляются так же, как и на рис. 120, а, а вторым — в кольце 4 из мягкой стали или в пластинах, перекрывающих по два рядом стоящих электромагнита. Магнитный поток в данном случае замыкается не через воздух, а через металл, чем устраняются недостатки первой схемы.

Сила притяжения электромагнитов прямо пропорциональна используемой части магнитного потока. Поэтому, чем меньше

потери на рассеивание последнего, тем больше сила притяжения. Следовательно, с этой точки зрения схема, показанная на рис. 120, б, рациональнее.

Наряду с определенными достоинствами электромагнитных устройств: быстротой действия, возможностью одновременного крепления мелких деталей и др., эти устройства обладают и рядом недостатков, основными из которых являются: меньшая зажимная сила по сравнению с механическими зажимами, возможность аварий при прекращении подачи электроэнергии, невозможность крепления деталей из немагнитных материалов, наличие остаточного магнетизма в деталях из ферромагнитных материалов, необходимость питания обмотки электромагнитов только постоянным током.

Применять переменный ток для таких устройств нельзя вследствие возникновения вибраций обрабатываемой детали и нагрева ее вихревыми токами в результате перемагничивания.

Тяговая сила таких патронов характеризуется удельной силой притяжения, представляющей частное от деления силы, потребной для отрыва пластины из стали 10 (стороны которой равны удвоенной ширине полюса, а толщина — 10 мм), на площадь полюса, перекрываемую этой пластиной. В современных конструкциях удельная сила притяжения колеблется в пределах 2—13 *дан/см<sup>2</sup>*. Потребляемая мощность при этом составляет 100—300 *вт*.

Питание производится от сети переменного тока напряжением 110 *в* через селеновые выпрямители СВ-2 или СВ-3. Иногда для питания используются специальные генераторы постоянного тока, которые приводятся в действие от электродвигателя главного привода станка.

Для облегчения снятия обработанных деталей со станка через обмотку электромагнитов пропускается небольшой ток обратного направления, а для окончательного размагничивания деталей от остаточного магнетизма применяют специальные демагнетизаторы.

Существует большое разнообразие электромагнитных патронов, в которых используются различные по форме и по расположению в корпусе электромагниты.

В практике довольно широко применяется простая конструкция электромагнитного патрона, в которой используется один сердечник цилиндрической формы, помещенный в середине патрона. На сердечник наматывается обмотка, к которой электрический ток подводится через щетки и помещенные на патроне кольца. Шлифование осуществляется с помощью суппортно-шлифовальной головки чашечным или цилиндрическим шлифовальным кругом с поперечной подачей.

Патроны с постоянными магнитами в отдельных случаях оказываются лучше электромагнитных, так как такие патроны, помимо того, что не требуют затрат на электроэнергию и могут переставляться на любой станок, более надежны, чем

электромагнитные и пневматические потому что не требуют отдельных источников энергии.

Конструкция патрона зависит от формы и размеров деталей, обрабатываемых с его помощью, и от типа станка, на котором предполагается производить обработку. В этих патронах постоянные магниты 5 (рис. 120, в) смещаются эксцентриковым или винтовым механизмом относительно корпуса 6 патрона, чем обеспечивается свободная установка или снятие обрабатываемой детали 7.

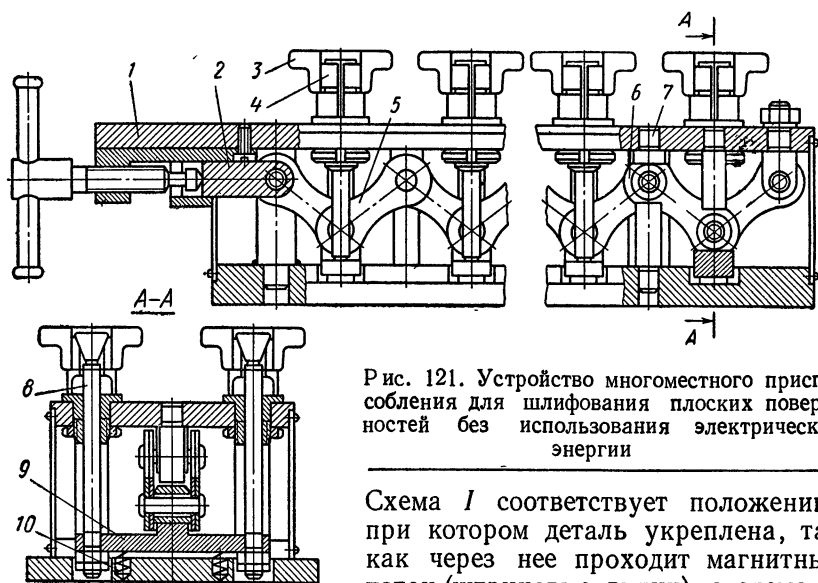


Рис. 121. Устройство многоместного приспособления для шлифования плоских поверхностей без использования электрической энергии

Схема I соответствует положению, при котором деталь укреплена, так как через нее проходит магнитный поток (штриховые линии), а схема II показывает момент освобождения детали, потому что магнитный поток замыкается, минуя обрабатываемую деталь.

Магниты для таких патронов изготовляют из специальных сплавов, долго сохраняющих свои магнитные свойства. Лучшими считаются никеле-алюминиево-кобальтовые сплавы, содержащие от 5 до 12% кобальта, 8—12% алюминия и 15—25% никеля. Сплавы эти получают отливкой или спеканием. Для крепления магнитов из таких сплавов в них при отливке предусматриваются открытые или залитые мягким металлом отверстия.

В практике плоские торцы достаточно жестких деталей типа колец и коротких втулок шлифуют при установке в обычные (не электромагнитные) многоместные приспособления (рис. 121). После установки обрабатываемых деталей 3 на цанги 4 вращением винта 1 перемещают ползун 2, шарнирно связанный с первым звеном пластинчатой цепи 5. При этом цепь, сжимаясь, опускает траверсы 9 и связанные с ними тяги 8 цанг 4. Опускание траверс происходит вследствие того, что верхние втулки 6 цепи упираются в неподвижные штыри 7, а нижние — в подвижные траверсы 9.

Тяги 8 своими конусными наконечниками разжимают цанги 4 и надежно закрепляют обрабатываемые детали. При обратном движении ползуна 2 пружины 10 приподнимают траверсы 9 и тяги 8, освобождая обработанные детали.

### § 55. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПАТРОНОВ

Практически очень трудно учесть все факторы, влияющие на работоспособность электромагнитного патрона, поэтому ниже приводится приближенный расчет.

1. Сила, которая возникает в процессе шлифования обрабатываемой детали, зависит от материала этой детали, сечения стружки, условий обработки (наличие и вид охлаждения, состояние шлифовального круга и т. п.) и может быть приблизительно определена на основании законов резания металлов по формуле

$$P = \rho F_m,$$

где  $\rho = \frac{1500}{t^{0,47} s^{0,47}}$  — давление резания для стали средней твердости в  $\text{дан/мм}^2$ ;

$F_m = ts \frac{v_\partial}{60 \cdot v_k}$  — площадь мгновенного поперечного сечения стружки ( $t$  — глубина шлифования в  $\text{мм}$ ;  $s$  — подача в  $\text{мм/об}$ ;  $v_\partial$  — окружная скорость детали в  $\text{м/мин}$ ;  $v_k$  — скорость круга в  $\text{м/сек}$ ).

При определении расчетной силы необходимо предусмотреть возможность наихудших условий, в которых возможно придется работать патрону. Если рассчитываемый патрон предназначается для обработки деталей с выступами или выемками, то эти конструктивные особенности целесообразно использовать для предотвращения сдвига детали на патроне. В этом случае патрон можно считать на значительно меньшую силу притяжения, вследствие чего он окажется компактнее и дешевле.

2. Материал сердечников электромагнитов зависит от силы, с которой патрон должен притягивать деталь, и выбирается по величине отношения этой силы к площади соприкосновения детали с полюсами электромагнитов. Так как сила притяжения неизвестна, потому что неизвестна площадь полюсов, то предварительно можно выбрать чугун.

3. Необходимая сила притяжения  $N$  обрабатываемой детали электромагнитами определяется по величине силы  $P$ , сдвигающей обрабатываемую деталь на установочной плоскости патрона. Зная для выбранного материала коэффициент трения  $f$  между обрабатываемой деталью и патроном, силу притяжения можно вычислить по известной формуле

$$N = \frac{P}{f}.$$

4. Площадь  $F$  поперечного сечения сердечников полюсов электромагнитов можно определить по величине силы  $N$  из выражений

$$N = 4,06 \left( \frac{B}{10^4} \right)^2 F,$$

откуда

$$F = 25 \cdot 10^6 \frac{N}{B^2} \text{ см}^2,$$

где  $B$  — магнитная индукция для материала, из которого изготовляют сердечники.

Задаваясь возможно большим числом пар полюсов  $z$  с таким расчетом, чтобы между полюсами было расстояние, равное примерно двойной ширине полюса, вычисляют площадь одной пары полюсов по формуле

$$F_1 = \frac{F}{z}.$$

Затем проверяют правильность выбора материала сердечников. Если отношение  $\frac{N}{F} < 4$ , то можно применять чугуны. При большем отношении следует применять мягкую сталь.

5. Размер катушки электромагнита определяют по количеству ампер-витков, необходимых для возбуждения соответствующего магнитного потока, по формуле

$$IW = \frac{BFS}{0,4\pi},$$

где  $I$  — сила тока в  $a$ ;

$W$  — число витков катушки;

$S$  — магнитное сопротивление цепи.

Величина магнитного сопротивления  $S$  цепи находится в зависимости от общей длины пути магнитного потока и может быть вычислена по формуле

$$S = \sum_1^n \frac{l_i}{\mu_i F_i},$$

где  $l_i$ ,  $\mu_i$ ,  $F_i$  — соответственно длина, магнитная проницаемость и площадь поперечного сечения участков цепи с различным сопротивлением.

6. Проверку катушек на нагрев производят по величине поверхности охлаждения катушек, которая приходится на 1 *вт* мощности.

Для этого надо определить сопротивление обмотки катушек по формуле

$$R = \rho \frac{L}{q},$$

где  $R$  — сопротивление обмотки в *ом*;

$L$  — длина провода в *м*;

$q$  — поперечное сечение проволоки в *мм*<sup>2</sup>;

$\rho$  — удельное сопротивление меди в *ом*.

По найденному сопротивлению и напряжению в сети находят силу тока и мощность. Затем вычисляют поверхность охлаждения

катушек. При этом температура нагрева катушек считается допустимой, если на 1 *вт* мощности приходится свыше 10 *см*<sup>2</sup> поверхности охлаждения катушек.

Так как в процессе расчета таких патронов многими величинами приходится задаваться, то проектировать можно только в соответствии с конструктивными соображениями, например задаваясь размерами патрона в зависимости от высоты центров станка, а затем определить силу притяжения, которую может развить патрон, и проверить катушки на нагрев. Наконец, можно вести расчет патрона, исходя из мощности имеющегося в распоряжении источника электроэнергии. Если, например, необходимо использовать для этой цели обычные аккумуляторы, то по напряжению аккумулятора, задавшись силой тока не менее 0,6—0,8 *а*, находят сопротивление, которое можно допустить в цепи, и по найденному сопротивлению подбирают сечение проволоки обмотки и ее длину по формуле

$$q = \frac{0,02Ll}{E}.$$

Затем выбирают необходимое количество катушек, на которых можно разместить провод вычисленных размеров, и komponуют их в патроне.

#### § 56. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ, ЗАКРЕПЛЯЕМЫХ НА ШПИНДЕЛЕ СТАНКА

Приступая к проектированию того или другого приспособления, надо знать не только форму и размеры обрабатываемой детали и тип станка, на котором предполагается обработка, но и конкретные сведения о конструкции и размерах той части станка, на которой должно быть установлено проектируемое приспособление. Например, при проектировании приспособления для крепления на шпинделе токарного станка необходимо иметь данные о высоте центров над станиной станка, о наибольшем диаметре точения, о размерах и форме переднего конца шпинделя.

Концы (головки) токарных шпинделей имеют участок *А* с резьбой (рис. 122, *а*) для крепления приспособлений и цилиндрический *Б* или конический *В* участок для центрирования приспособлений. Центрирование конической поверхностью более точно вследствие отсутствия посадочного зазора. Приспособления, радиальные, габаритные размеры которых не превышают диаметра головки шпинделя, часто центрируются в коническом отверстии шпинделя и удерживаются в нем силами трения в результате того, что угол конуса этих отверстий меньше угла трения. Крепление приспособлений к торцу шпинделя без центровки не практикуется и не рекомендуется.

Шпиндели с цилиндрической центрирующей поверхностью получили более широкое распространение, хотя обладают одним существенным недостатком: при быстрой остановке шпинделя

приспособление, укрепленное на резьбовой его части и вращающееся обычно справа налево, если смотреть на шпиндель со стороны переднего его торца, может отвинтиться, что не безопасно. Вероятность такого отвинчивания возрастает по мере износа резьбы.

При непосредственном креплении приспособления на резьбе шпинделя изготовление его значительно затрудняется, так как отверстие и резьбу приспособления необходимо точно пригнать

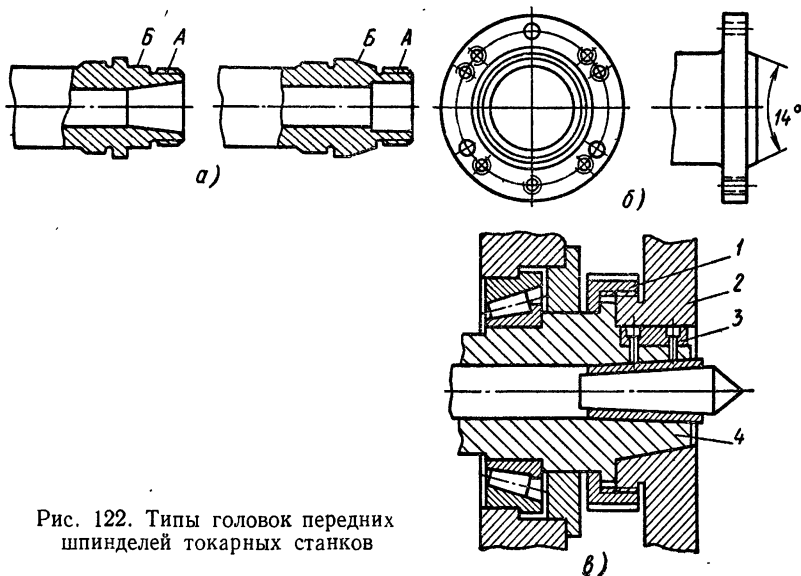


Рис. 122. Типы головок передних шпинделей токарных станков

к шпинделю, а ось отверстия точно согласовать с установочными элементами или центрирующим механизмом приспособления. Для этого часто во время работы приходится останавливать станок, чтобы осуществить необходимые замеры. Во избежание этих затруднений, применяют переходную планшайбу, к которой значительно легче пригнать приспособление. Приспособление надевают на буртик планшайбы по скользящей или плотной посадке. Планшайбу изготавливают к данному станку один раз, и она может быть использована для установки и закрепления различных приспособлений. При наличии сменных планшайб можно также одно приспособление использовать на различных станках.

При проектировании приспособлений к действующим станкам необходимо знать о наличии на станке переходной планшайбы. Если она имеется, то проектируемое приспособление должно быть увязано с ее размерами. При отсутствии планшайбы ее необходимо проектировать как составную часть приспособления. Материалом для переходной планшайбы может служить чугун или сталь.

Во избежание отвинчивания приспособлений используются различные способы дополнительного их крепления на шпинделе.



Почти все эти способы требуют той или иной обработки головки шпинделя станка.

Кроме шпинделей с резьбовым концом, имеются шпиндели с фланцем (рис. 122, б), на котором расположены конический направляющий выступ и отверстия с резьбой для болтов. Гладкие отверстия предназначены для приспособлений, через которые нельзя пропустить болты. В этом случае сзади приспособления укреплению резьбовые шпильки, позволяющие крепить его гайками позади фланца шпинделя.

Установка и крепление приспособлений на шпинделях средних и тяжелых токарных станков показаны на рис. 122, в. Коническая часть шпинделя 4 значительно большей длины, чем в конструкции, показанной на рис. 122, б, придает приспособлению более устойчивое и точное положение. Крутящий момент, возникающий при обработке, воспринимается шпонкой 3. От спадания приспособление удерживается гайкой 1, постоянно находящейся на шпинделе станка. Эта гайка допускает более быструю смену приспособления или переходной планшайбы 2, чем на шпинделях предыдущей конструкции.

## § 57. КОПИРОВАЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

С помощью копировальных механизмов производят обработку конусных и цилиндрических поверхностей и в комбинации с конусными при наличии нескольких плавных переходов от одного профиля к другому — сферических поверхностей и поверхностей специального профиля.

Для обработки пологих конусов с углом уклона до  $10^\circ$  включительно на токарных станках часто предусматривается устройство, называемое синусной линейкой, которая расположена с задней стороны станины. При пользовании такой линейкой с ней связывают поперечные движения суппорта, предварительно освобожденного от поперечного ходового винта. Для обработки различных конусов на револьверных станках предусматриваются особые устройства, устанавливаемые на револьверной головке.

При выборе копировальных устройств для обработки конусов следует использовать конструкции, не требующие ручной подачи (рис. 123). При вращении патрона 2 с обрабатываемой деталью 3 и поступательном движении револьверной головки 5 в направлении стрелки А резцедержатель 4 под действием копира 1 автоматически перемещается в направлении стрелки Б.

Обработка сферической поверхности точением осуществляется двумя методами. При одном методе резец поворачивается около оси, проходящей через центр сферы, при другом — резец совершает плоскопараллельное движение. Лучшим следует считать первый метод, так как условия резания для инструмента в этом случае одинаковы в продолжении всей операции, в то время как во втором случае эти условия не одинаковы и поэтому обработка получается менее точной.

Приспособление для эксцентрической обработки показано на рис. 124. Обрабатываемая деталь 13 (поршень) установлена на палец 9, прикрепленный к корпусу 7, на котором с помощью шпонки 8 удерживается копир 5. Корпус закреплен на шпинделе станка. Обрабатываемая деталь прижимается к установочному пальцу пневмоприводом задней бабки станка при помощи вращающегося упора 14 (профиль копира показан в сечении АА). Державка 3 ролика 4 и державка 15 резца 10 упираются в качающийся неравноплечий рычаг 1. Поэтому при вращении копира профиль его внешней поверхности передается на деталь. Неравноплечий рычаг применяется в целях уменьшения нагрузки

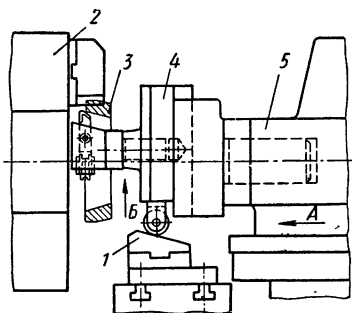


Рис. 123. Схема копирующего приспособления к револьверному станку

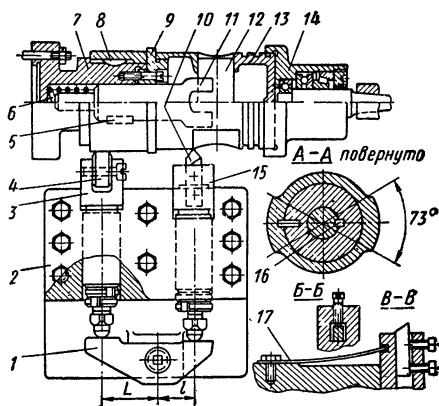


Рис. 124. Приспособление для эксцентрической обработки

на ролик копира, но при этом все размеры копира должны быть больше соответствующих размеров детали в  $\frac{L}{l}$  раз. Корпус 2 державок закрепляется на суппорте станка. Пружина 17 поддерживает постоянный контакт ролика с копиром.

От проворачивания поршень удерживается вилкой 11 и съемным пальцем 12. Вилка связана с корпусом 7 при помощи шпонки 16. Пружина 6 позволяет автоматически снять деталь с установочного пальца 9. Этим способом можно обработать также профиль с «закруткой», т. е. непостоянный по длине или повернутый по винтовой линии.

Для осуществления такого объемного обтачивания иногда используют вращающийся кулачок соответствующего профиля, расположенный параллельно оси детали, который при своем вращении, синхронном со шпинделем станка, перемещает резец в сторону оси детали. Этот метод может быть осуществлен на обычном токарном станке при использовании дополнительной передачи к копиру.

Однокоординатная гидравлическая следящая система, автоматизирующая поперечную подачу инструмента при копировальном точении, показана на рис. 125.

Насос 16 через фильтр 15 и трубопровод 14 подает масло в втулку 2 реверсивного дроссельного золотника 3, который управляет рабочим цилиндром 5. От втулки 2 масло по трубопроводам 4 и 7 поступает в цилиндр 5, а по трубопроводам 12 и 13 стекает в резервуар. Постоянная продольная подача суппорта осуществляется механизмом подачи станка с помощью его ходового винта.

Направление масла в ту или иную полость рабочего цилиндра зависит от степени отклонения копировального пальца 11 от его нейтрального положения. Если кривая копира 10, по которой скользит палец 11, идет на подъем, золотник 3 перемещается вниз от нейтрального положения и направляет масло в нижнюю полость цилиндра 5. В результате этого корпус цилиндра перемещает поперечный суппорт 6 с резцом 8 в направлении увеличения диаметра обточки. Однако вследствие жесткой связи втулки 2 с суппортом 6 первая, отодвигаясь от копира, позволяет пружине 1 приблизить золотник к копиру, что мгновенно изменяет направление движения жидкости к цилиндру 5.

Таким образом, процесс слежения состоит из мгновенных осевых перемещений золотника и резца, складывающихся с непрерывным продольным движением суппорта. Когда подъем кривой копира прекращается, палец 11 возвращается в нейтральное положение и в обеих полостях цилиндра устанавливается одинаковое давление, суппорт в поперечном направлении не перемещается и резец обрабатывает цилиндрическую поверхность. При дальнейшем снижении по кривой копира палец 11 под действием пружины 1 перемещается вверх, масло направляется в верхнюю полость цилиндра и заставляет резец приближаться к оси детали 9.

Такое устройство дает возможность автоматизировать обработку сложных фасонных поверхностей. Скорость автоматической подачи при этом достигает 200 мм/мин и точность копирования в пределах  $\pm 0,02$  мм. Величина погрешности копирования при такой системе определяется величиной смещений золотника из нейтрального положения, потребной для создания необходимой разницы давления в полостях цилиндра, так как на такую же

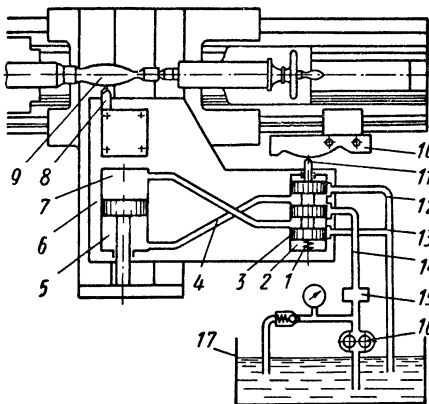


Рис. 125. Схема гидравлического копировального следящего устройства

величину изменится относительное положение копирующего пальца и режущего инструмента в процессе обработки.

Существенным недостатком такой системы (с одной автоматической подачей) является переменный характер результирующей подачи в зависимости от кривизны профиля копира, что не дает возможности обрабатывать кривые с углом подъема  $\alpha \pm 90^\circ$  (в частности, ступенчатые валики).

Этот недостаток устраняется при использовании суппорта, расположенного под некоторым углом к оси обрабатываемой детали. Такой суппорт позволяет обрабатывать кривые с углом подъема  $\alpha \geq 90^\circ$ .

### § 58. УСТРОЙСТВА, РАСШИРЯЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ РЕВОЛЬВЕРНЫХ СТАНКОВ

На револьверных станках, как известно, кроме токарных операций, производят сверление центрального отверстия. Сверление же отверстий, параллельных или перпендикулярных к оси шпинделя станка, как правило, производят отдельно на других

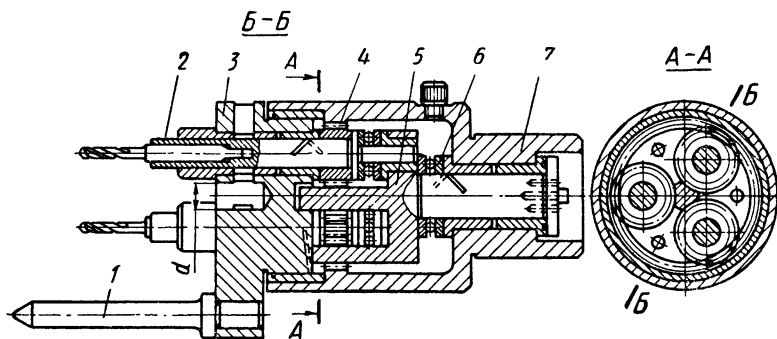


Рис. 126. Многошпindleльная сверлильная головка к револьверному станку

станках. Описанные ниже устройства показывают, что в ряде случаев на револьверном станке можно совмещать такие операции с токарными. Многошпindleльная сверлильная головка показана на рис. 126. Корпус 7 хвостовиком закрепляется в отверстии револьверной головки либо в промежуточном кронштейне. Деталь 3, несущая шпиндели 2, будучи связана с патроном станка при помощи одной или двух скалок 1, приводится во вращение от шпинделя станка. При этом зубчатые колеса 4 рабочих шпинделей, сцепленные с неподвижными зубьями корпуса 7 головки, совершают планетарные движения и передают вращение на рабочие шпиндели 2, осуществляющие сверление детали во время ее вращения. Сила подачи всех сверл воспринимается упорным подшипником 6.

Для удобства сборки вращающегося механизма, его корпусная часть составлена из двух деталей 3 и 5, сцентрированных по

диаметру  $d$  и скрепленных винтами через отверстия между шпинделями. К такой головке можно пристроить кондукторную плиту и осуществить регулирование положения инструментов по длине.

Для случая, когда размеры обрабатываемой детали не позволяют разместить на патроне втулки для двух скалок, можно применять только одну центральную скалку, соединив ее с центральным отверстием патрона при помощи скользящей шпонки. К этому приходится прибегать также, когда внешние размеры детали значительно больше, чем окружность расположения обрабатываемых отверстий.

Повышение производительности станков токарной группы, а также и других типов станков, достигается не только в результате оснащения станков специализированными устройствами позволяющими быстро настраивать станки на различные операции, но и вследствие автоматизации управления работой станка, внедрением нового принципа управления. Этот принцип состоит в том, что на пульте управления станка с помощью специальных переключателей или штекеров можно задавать программу работы станка.

Опыт некоторых заводов показывает, что программированное управление станками целесообразно применять не только в условиях массового производства, но и в условиях мелкосерийного и даже единичного производства при групповой обработке деталей.

В настоящее время используются две системы автоматизации управления станками: система программно-путевого управления (рис. 127, а) и система программно-числового управления (рис. 127, б).

В схеме, показанной на рис. 127, а, команда от пульта управления 7 через блок управления 8 передается приводу 1, который с помощью червячной передачи 2 сообщает вращение ходовому винту 3, перемещающему исполнительный орган 6. Величина перемещения этого органа ограничена двумя кулачками 4, соприкосновение которых с неподвижным упором 5 вызывает в блоке управления сигнал о выполнении команды. Движение исполнительного органа прекращается и начинается исполнение новой команды.

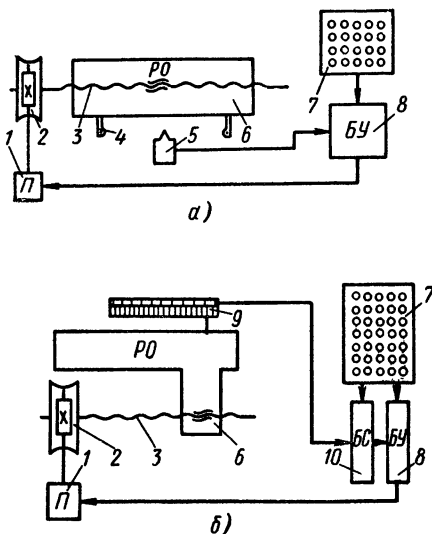


Рис. 127. Оборудование для программированного управления станком

В схеме, данной на рис. 127, б, нет кулачков, ограничивающих движение исполнительного органа, так как на пульте управления 7 записаны не только команды на движение исполнительного органа 6, но и величины перемещений этого органа. Команды, как в предыдущей схеме, поступают в блок управления 8, а от него через привод 1, червячную пару 2 и винт 3 — к исполнительному органу 6. Когда последний переместится на заданную программноносителем величину, датчик обратной связи 9 подает сигнал-импульс блоку сравнения 10, от которого сигнал о выполне-

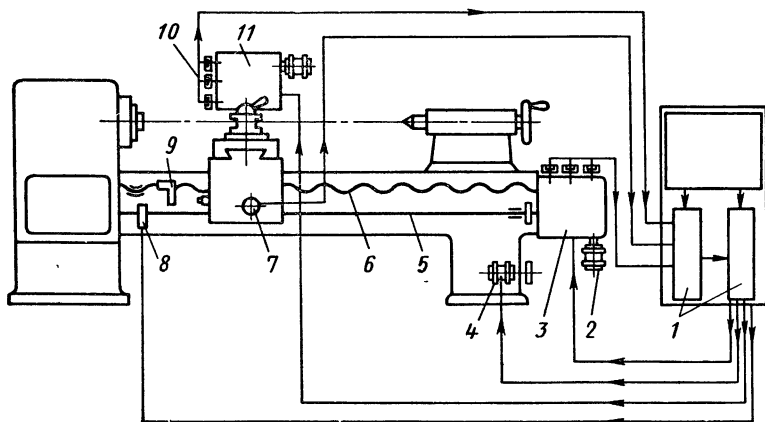


Рис. 128. Токарный станок с программным управлением

нии команды получает блок управления 8, посылающий в систему новую команду.

Пример оснащения токарного станка с программным управлением показан на рис. 128.

Для осуществления программного управления к станку добавлены следующие механизмы: механизм 3 с электродвигателем 2 для перемещения продольного упора 9, размещенного на ходовом винте 6 и предназначенного для ограничения движения суппорта, осуществляемого от коробки подач станка; механизм 11 для поперечного перемещения суппорта, снабженного датчиком 10, посылающим сигналы обратной связи в блок сравнения 1 по окончании соответствующего перемещения суппорта; электродвигатель 4 для ускоренного отвода суппорта от обрабатываемой детали; электромагнитная муфта 8, предназначенная для передачи движения ходовому валику 5. При включении муфты осуществляется рабочее продольное движение суппорта, при выключении ее происходит быстрый отвод суппорта от обработанной детали с помощью электродвигателя 4. Сигнал об окончании движения суппорта поступает в блок сравнения 1 от датчика 7.

Салазки поперечного суппорта станка удлинены для возможности установки на них второго (заднего) резцедержателя.

## Глава X

### ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКОВ

#### § 59. ХАРАКТЕРНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СВЕРЛИЛЬНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Станки сверлильной группы предназначены для различной обработки сквозных и несквозных отверстий вращающимися инструментами (сверлами, зенкерами, развертками и т. п.). Для обеспечения определенного положения осей обрабатываемых отверстий относительно тех или других поверхностей деталей необходимо точное направление инструмента в процессе обработки. Это направление обеспечивается специальными втулками, которые укрепляются в приспособлении или перед местом, где должна быть произведена первоначальная обработка отверстия, например сверление в сплошном металле или за тем местом детали, где отверстие предварительно уже обработано и требуется его последующая обработка, например, растачивание или зенкерование после сверления. Кроме того, втулки могут быть расположены перед обрабатываемым отверстием и за ним, когда требуется повышенная точность положения оси отверстия. Эти втулки называют кондукторными втулками.

На рис. 129 показаны типовые стандартизованные и нормализованные конструкции кондукторных втулок. Втулки, показанные на рис. 129, *а* и *б*, называются постоянными, так как они запрессовываются непосредственно в крышку или стенку корпуса приспособления и удаляются только при необходимости замены в результате износа или повреждения.

При замене такой втулки необходимо временно снимать приспособление, что в условиях крупносерийного и массового производства недопустимо. Поэтому такого типа втулки используют только в качестве гнезд, в которые помещают обычно с посадкой движения так называемые сменные (рис. 129, *в*) или быстросменные (рис. 129, *г*) кондукторные втулки.

От проворачивания и от подъема в процессе сверления эти втулки удерживаются винтами, для которых на буртике втулки создается необходимое углубление. Для смены втулки (рис. 129, *в*) достаточно отвинтить этот винт. Для смены втулки, показанной

на рис. 129, *з*, винт отвинчивать не требуется, так как втулка легко вынимается из гнезда после поворота ее на угол  $\alpha$ , соответствующий положению сквозной выемки, имеющейся на головке втулки для свободного прохода головки винта.

Сменные втулки снимают только при необходимости замены их новыми; быстросменные втулки часто снимают неоднократно при выполнении одной операции, состоящей из двух или даже трех переходов. Например, чтобы развернуть только что просверленное отверстие или нарезать в нем резьбу, не снимая обрабатываемую деталь с данной позиции, необходимо снять быстросменную втулку, а после окончания операции вновь поместить ее в гнездо.

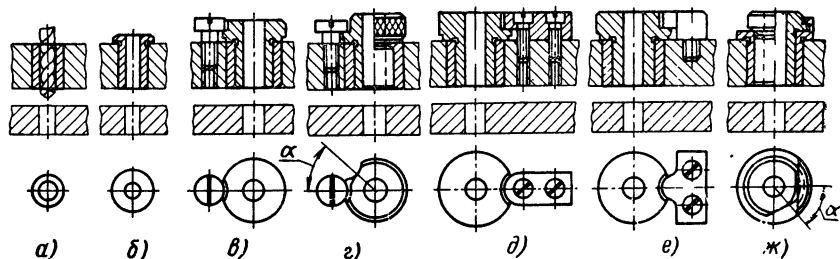


Рис. 129. Типы кондукторных втулок

На крепежный винт втулки силой трения между втулкой, инструментом и стружкой, а также давлением стружки, скапливающейся под втулкой, создается настолько большая сила, что головка винта отрывается. Для предотвращения этого втулку иногда крепят двумя винтами и специальной планкой (рис. 129, *д* и *е*). С этой же целью сменные втулки иногда удерживаются специальным буртиком, находящимся на торце постоянной втулки гнезда (рис. 129, *ж*). В этих случаях снятие быстросменной втулки производится так же поворотом ее на угол  $\alpha$  до совмещения лыски на головке этой втулки с сегментным буртиком гнезда.

Неподвижность постоянной втулки в корпусе приспособления обеспечивается пресовой или легкопрессовой посадкой. Расстояние между обрабатываемой деталью и торцом кондукторной втулки обычно выполняется в пределах  $(0,35 \div 1,00) d$ , где  $d$  — диаметр отверстия во втулке.

Изготавливаются кондукторные втулки из обычных высокоуглеродистых сталей У10А, У12А с последующей закалкой до твердости  $HRC\ 56-64$ , из малоуглеродистых сталей 20 с последующей цементацией на глубину 0,8—1,2 мм и закалкой до  $HRC\ 56-60$  и из легированных сталей типа ХГ с закалкой до  $HRC\ 56-60$ . Ориентировочный срок службы таких втулок примерно 15 000 сверлений.

Практически не всегда можно применять втулки нормальных размеров. Так, например, при сверлении отверстия, расположенного в глубине или на криволинейной поверхности детали, нор-



мальную втулку подвести к месту сверления на необходимое расстояние трудно. В этих случаях пользуются специальными втулками. Специальными втулками также пользуются иногда при сверлении и обработке торцов, цековке отверстия в одном и том же приспособлении в случае, если диаметр зенкера для обработки торцов больше диаметра отверстия в гнезде. Однако в крупносерийном и массовом производстве обработку отверстий часто производят при откинутой кондукторной втулке вместе с кондукторной плитой, в которой укреплена втулка. Иногда кондукторные втулки помещают непосредственно в литом или сварном корпусе приспособления. Этим достигается высокая точность обработки в таком приспособлении, так как точность в этом случае зависит только от точности изготовления втулок и от точности обработки отверстий для них. Однако для упрощения и удешевления процесса изготовления приспособления плиту целесообразнее изготавливать отдельно от корпуса и прикреплять ее к корпусу винтами. Чтобы в этом случае обеспечить точное и неизменное положение плиты на корпусе, в дополнение к винтам применяют установочные контрольные штифты. Такие плиты называются постоянными.

Постоянные плиты иногда создают неудобства при установке и снятии обрабатываемых деталей. Поэтому часто вместо постоянных плит применяют шарнирные (откидные) плиты. На одном конце такой плиты сверлят отверстие для оси, относительно которой плита может быть повернута в положение, обеспечивающее легкий доступ к обрабатываемой детали. Эта ось служит также опорой для кондукторной плиты. На втором конце плиты делают прорезь для откидного винта, которым плита прижимается к установочным элементам, укрепленным на корпусе вблизи откидного винта. Точность обработки деталей в приспособлениях с откидными плитами ниже точности обработки с постоянными плитами, а затраты на их изготовление выше.

Кроме откидных плит, в производстве применяют съемные плиты, которые не имеют постоянной связи с корпусом приспособления, координируются с ним при помощи точно расположенных на корпусе пальцев и укрепляются быстродействующими зажимами. Такие плиты обеспечивают более высокую точность обработки по сравнению с откидными и большую свободу доступа к обрабатываемой детали, но снятие и установка их занимают много времени. Чтобы исключить эти недостатки, в крупносерийном и массовом производстве такие плиты подвешивают к шпинделю станка подобно плитам многшпиндельных головок и называют их поэтому подвесными.

В массовом и крупносерийном производстве широко применяются приспособления с подъемными кондукторными плитами, которые аналогичны подвесным и отличаются от них только тем, что они постоянно не связаны со шпинделем станка и, наоборот, постоянно связаны с корпусом приспособления. Таким образом,

приспособление с подъемной плитой может быть использовано на любом станке как для одношпиндельного, так и для многошпиндельного сверления. Обычно подъемные плиты характерны для быстродействующих скальчатых кондукторов.

Во многих отверстиях деталей нарезают резьбу, снимают конусные фаски иа торцах, выполняют конусные или цилиндрические гнезда, например, для головок винтов и т. п. Выполнять эти дополнительные виды обработок при наличии кондукторных плит трудно, даже если и имеются быстросменные втулки (в случаях, когда диаметр инструмента больше диаметра наружной поверхности втулки), поэтому эти виды обработки во многих случаях выделяют в самостоятельные операции и выполняют их в приспособлениях без кондукторной плиты. Такие же приспособления применяются широко для первой обработки центрального отверстия в заготовке с креплением детали с помощью самоцентрирующего зажимного механизма.

Так как в кондукторных плитах устанавливают втулки, служащие для направления инструмента во время его работы, а от точности этого направления зависит точность обработки, то при конструировании плит необходимо предусматривать достаточную их жесткость. Толщина плиты определяется высотой кондукторной втулки и находится в пределах 15—30 мм. Для высоких втулок на плите предусматривают местные утолщения. Жесткость плиты достигается при помощи ребер, отливаемых за одно с плитой или привариваемых к ней [7].

## § 60. ТИПЫ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Конструкции сверлильных приспособлений различаются не только устройством кондукторных плит. Существенным различием является также положение, занимаемое деталью в процессе всей операции. По этому признаку эти приспособления делятся на стационарные, передвижные, опрокидываемые и поворотные. Отдельные приспособления могут сочетать в себе несколько таких признаков.

**Стационарные приспособления.** Стационарными называют приспособления, в которых обрабатываемая деталь в продолжение всей обработки на данном станке остается неподвижной. Применяют такие приспособления главным образом на радиально-сверлильных, расточных и многошпиндельных станках. На вертикальных одношпиндельных станках такие приспособления применяют в том случае, когда в детали обрабатывается одно отверстие или отверстия, расположенные на одной оси, и приспособление поэтому может быть неподвижно закреплено на определенном месте стола. Место крепления определяется при помощи инструмента (или оправки), который вводится в кондукторную втулку подачей шпинделя до момента закрепления приспособления или находится выверкой положения приспособления при помощи индикатора.

На вертикально-сверлильных станках стационарные приспособления применяют также при обработке группы отверстий с помощью многшпindleльной головки. Такие приспособления широко используются при обработке на радиально-сверлильных и агрегатных станках. Плита в таких приспособлениях чаще всего неподвижна.

Существенное преимущество стационарных приспособлений заключается в том, что в результате постоянного и точного расположения на станке они обеспечивают меньший износ кондукторной втулки и инструмента. Поэтому часто стационарными делают приспособления с подвесной подъемной, съёмной и шарнирной кондукторной плитой.

Почти все стационарные приспособления имеют полки для крепления к столу станка. Иногда в этих полках предусматривают открытые пазы для крепежных болтов; вследствие того, что при конструировании приспособлений трудно разместить эти пазы так, чтобы они совпадали с пазами стола станка, то на чертежах приспособлений их показывать не обязательно. В этом случае пазы выполняют по месту при наладке приспособления или крепят приспособление за полку специальными прихватами.

Стационарное приспособление показано на рис. 130. Это приспособление предназначено для сверления отверстия в одной головке детали типа шатуна двигателя. Обрабатываемая деталь 13 укладывается в прямоугольный паз опоры 12 и надевается обработанным отверстием во второй головке на палец 14. Приспособление приводится в действие пневмоприводом, поршень 1 которого помещен в цилиндр, находящийся непосредственно в корпусе 7 приспособления. Необходимая сила зажима передается от поршня через клиновой шток 3 на ролик 4 стержня 5, который, действуя на рычаг 8, поворачивает его около оси 9. Рычаг перемещает зажимной кулачок 10.

Для выхода инструмента в опоре 12 предусмотрено отверстие, а под опорой в корпусе — полость 11 для удаления стружки. Вместо полости можно выполнить сквозное отверстие для выхода инструмента, а для сбора стружки в корпусе предусмотреть специальную нишу. Боковые стенки опоры 12 должны быть по возможности низкими для удобства установки и снятия обрабатываемых деталей. При выпуске воздуха из цилиндра поршень возвращается в исходное положение под действием двух пружин 2, а рычаг 8 — под действием пружины 6.

К достоинствам приспособления следует также отнести неподвижность кондукторной плиты, так как подвижность плиты неизбежно в той или иной степени снижает точность обработки. Кроме того, все механизмы приспособления защищены от попадания стружки.

Однако в практике бывают причины, не допускающие использования неподвижной плиты. К ним относятся неудобства уста-

новки и очистки приспособления от стружки (например, при обработке группы отверстий в плоской низкой детали), или при установке детали на высокий палец. В последнем случае близость плиты мешает установке и снятию деталей.

К стационарной группе могут быть отнесены так называемые самозажимные приспособления, не имеющие обычно кондуктор-

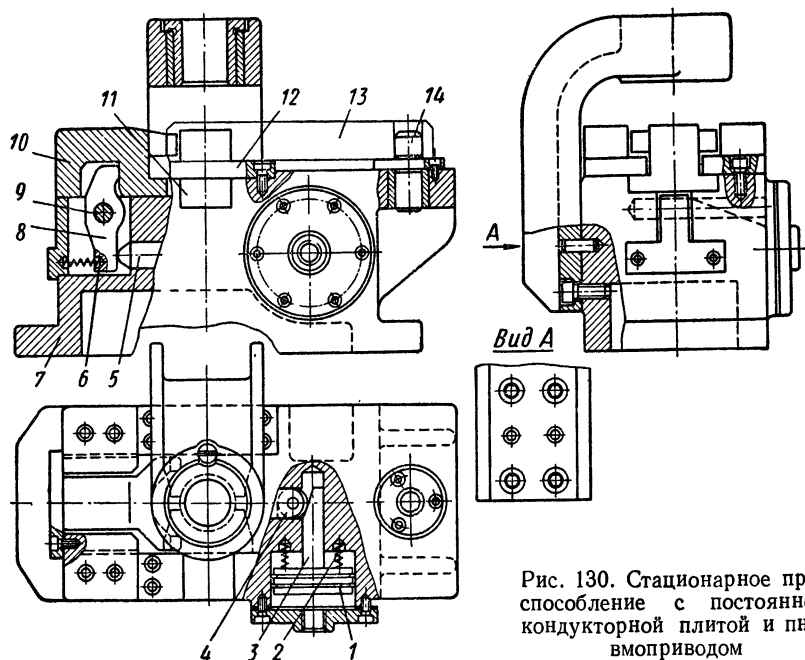


Рис. 130. Стационарное приспособление с постоянной кондукторной плитой и пневмоприводом

ной плиты (рис. 131). Основной особенностью этих приспособлений является использование силы резания для закрепления детали при обработке, что особенно важно при обработке отверстий значительного диаметра (50—200 мм), когда надежно закрепить деталь вручную трудно.

Приспособление имеет три эксцентриковых кулачка 4, сидящих на зубчатых валиках 2, заблокированных одним общим колесом 1. На отдельном зубчатом валике 6, находящемся в зацеплении с колесом 1, помещена рукоятка 7, поворотом которой осуществляется одновременный поворот всех кулачков для предварительного закрепления или освобождения обрабатываемой детали 5. Когда под действием силы резания обрабатываемая деталь стремится повернуться, кулачки усиливают крепление детали тем больше, чем больше сила резания.

В результате того, что кулачки заблокированы, обрабатываемая деталь автоматически центрируется в приспособлении. Установка приспособления на станке производится по отверстию за-

жатої деталі при допомозі індикатора або же непрямо інструментом. Догідність розглядаваної конструкції заключається в тому, що зажимні кулачки опираються на неподвижні планки 3, що надає жорсткість кріпленню деталі. В умовах серійного виробництва іноді застосовують сменные кулачки для обробки деталей різних розмірів. В цих випадках для зменшення витрат їх виконують в формі циліндричних шайб з концентричними отворами з пазами під шпонку. Ексцентриситет же створюють внаслідок зміщення осі посадочної шийки зубчатих валків.

Стационарні пристосування доволі часто мають підвісну кондукторну плиту, яка не тільки покращує умови

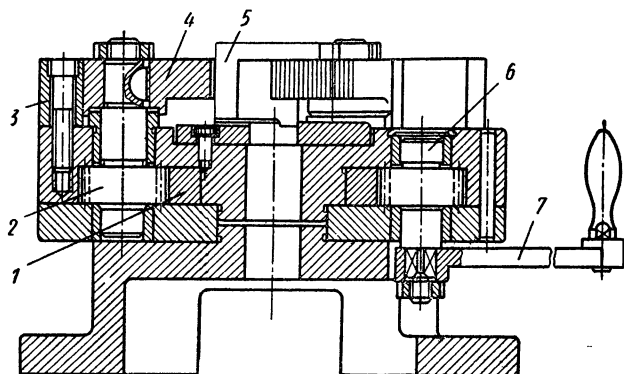


Рис. 131. Стационарное приспособление без кондукторной плиты

загрузки деталей, но и используется как зажим. Особенно в компоновке с многошпиндельной головкой.

Пристосування з підвісною плитою-зажимом показано на рис. 132. При сверленні радіального отвору в втулці 2 оброблювані деталі розташовані в нахилному жолобі 11, а крайня з них задержується підпружиненим упором 1. Опускаюча підвісна плита 3 своїми плунжерами 5 опускає упор 1, сжимає пружину 12. Крайня деталь при цьому скатиться в ящик 13, а наступна удержується зажимною призмою 6 плити. При дальшому опусканні плити сила зажима деталі зростає під дією пружин 10, а сверло 8 будучи направлено зупинившись втулкою 7, починає обробку. Після закінчення сверлення пружини 10 продовжують удержувати деталь до тих пор, поки сверло не вийде з обробаного отвору.

Плита 3 підвішена к корпусу 9 з допомогою двох стержней 4, скользящих в корпусе. Корпус прикріплен тангенціальним різьбовим зажимом к гильзе (пиноли) шпинделя станка, маючої тільки поступательне перемещение. При сверленні малих отворів ( $d < 6$  мм) збільшення опору пружин 10 не дозволяє робочому при ручній подачі сверла відчувати опору різанню, що може привести к поломке інструмента.

В этих случаях целесообразно обеспечить независимое действие на руки рабочего сил пружин и подачи.

**Передвижные приспособления.** Эти приспособления применяют на одношпиндельных сверлильных станках при последовательной обработке группы параллельно расположенных отверстий.

Когда оси отверстий лежат в одной вертикальной плоскости, то в целях экономии времени на «улавливание» оси шпинделя и для восприятия крутящего момента резания приспособление передвигают по плоскости станка между двумя закрепленными на

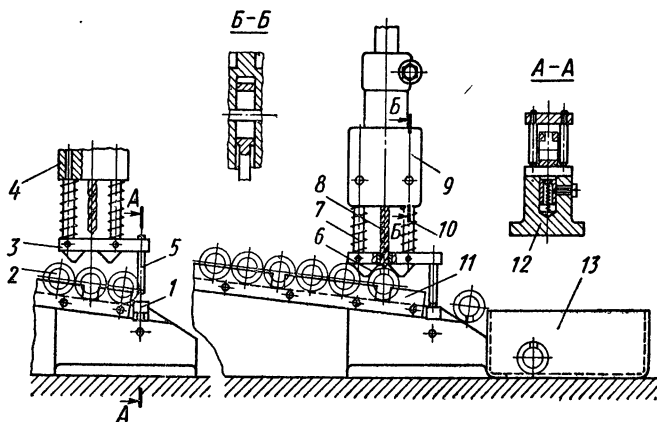


Рис. 132. Приспособление с подвесной плитой-зажимом

нем планками. В крупносерийном производстве нередко в таких случаях применяют специальные салазки, по которым приспособление перемещается ременной зубчатой передачей. Это особенно необходимо, когда значительный вес приспособления и детали затрудняет их передвижение на столе станка вручную.

Когда требуется обработать только два отверстия, лежащих в одной плоскости, на концах корпуса приспособления целесообразно применять регулируемые упоры для скорейшего совмещения кондукторных втулок со шпинделем станка. Если же приспособление предназначается для обработки большего количества отверстий, необходимо предусматривать специальный делительный механизм.

**Поворотные приспособления.** Для сверления отверстий, расположенных с разных сторон детали или по ее окружности, для сверления со стороны плоскости, принятой в качестве установочной базы, и, наконец, для многошпиндельной обработки применяют поворотные приспособления. Эти приспособления можно применять на сверлильных станках любого вида и они могут иметь горизонтальную, вертикальную или наклонную ось вращения. Наиболее широко распространены приспособления с вертикальной или горизонтальной осью вращения. Они обычно состоят из неподвижного корпуса (или стоек) и поворотной части, несущей

рабочую часть приспособления с укрепляемой на нем обрабатываемой деталью.

В приспособлениях с вертикальной осью вращения корпус и поворотная часть обычно нормализованы и называются поворотными столами. Применение таких нормализованных столов сокращает время на конструирование и изготовление приспособлений. В этом случае заново конструируется и изготавливается только рабочая часть приспособления, предназначенная для установки и зажима обрабатываемых деталей.

Поворотные столы приводятся в действие вручную либо с помощью механизированного или автоматизированного привода. В первом случае управление столом состоит в выключении фиксатора с последующим поворотом планшайбы совместно с рабочей частью приспособления. Включение фиксатора обычно производится автоматически с помощью пружины. При обработке с подачей, направленной параллельно плоскости стола, к перечисленным движениям добавляется прижатие планшайбы к корпусу стола (или отжатие ее), так как фиксатор необходимо разгрузить от силы подачи, чтобы не допустить перекоса в результате имеющегося зазора в цапфе. Ввиду того, что указанные четыре движения повторяются пропорционально числу поворотов, возникает необходимость сокращения общего количества этих непроизводительных движений. С этой целью все движения блокируются и управление часто осуществляется одной рукояткой. Преимущество такой блокировки состоит еще и в том, что рабочий имеет возможность использовать обе руки для поворота стола.

Конструкция поворотного стола показана на рис. 133. В этой конструкции для поворота применен храповой механизм. Роль храповой втулки этого механизма играет хомут, состоящий из двух половин 8, 11, имеющих призматическое сечение. Своей выточкой хомут надет на конические выступы поворотной планшайбы 10 и корпуса 13. Поворот планшайбы осуществляется поворотом хомута с помощью рукоятки 15 и собачки 17, упирающейся в храповые зубцы хомута.

Рукоятка 15 жестко связана с винтом 16, имеющим на своих концах, ввинченных в половинки хомута, правую и левую резьбу. Поэтому при поворачивании рукоятки винт стягивает половинки хомута, который прижимает планшайбу 10 к корпусу 13.

Выключение фиксатора 3 производится наклонными выступами на нижней поверхности хомута, которые при проворачивании хомута вправо до специального упора, действуя на ролик 7 вертикальной рейки 6, поворачивают зубчатый валик 5; последний, будучи сцеплен с рейкой фиксатора 3, выводит фиксатор из втулки 9. При поворачивании хомута влево храповой механизм поворачивает планшайбу 10 до тех пор, пока фиксатор 3 под действием пружины 4 не попадет в следующую втулку планшайбы. Чтобы при этом фиксатор не попал во втулку, из которой он только что вышел, за наклонным выступом хомута предусмотрен гори-

зонтальный участок *S*, по которому хомут после выключения фиксатора может провернуться несколько дальше. Вследствие этого при вращении хомута совместно с планшайбой влево отработавшая делительная втулка минует фиксатор. Подпружиненные сухари *12*, воспринимая вес поворотных деталей стола вместе с укрепляемой на столе обрабатываемой деталью, облегчают поворот. В конце

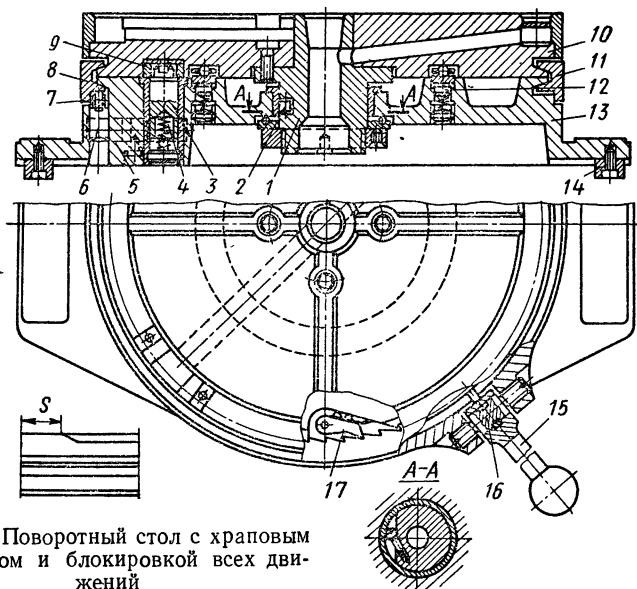


Рис. 133. Поворотный стол с храповым механизмом и блокировкой всех движений

этого вращения движением рукоятки вниз снова происходит прижатие поворотной части стола к неподвижной. Чтобы при выключении фиксатора планшайба *10* не вращалась вместе с хомутом, на ее цапфе *1* предусмотрен роликовый тормоз *2*. Шпонки *14* служат для фиксации корпуса *13* на столе станка.

Для более широкого использования столов в них иногда предусматривают запасные делительные втулки для фиксатора *3*, допускающие поворот с разным шагом. Лишние втулки во избежание попадания в них фиксатора перекрывают пробками или соответствующими щитками.

Универсальности столов можно достичь также применением сменных дисков с потребным количеством втулок, в которые поочередно входит конец несколько измененного фиксатора *3*. Диск прикрепляется винтами к цапфе *1* снизу и удерживается от проворачивания штифтом.

Рассмотренные столы пригодны не только для сверлильной, но и для фрезерной обработки. В последнем случае они снабжаются двумя шпонками *14*. В приспособлениях к сверлильным станкам эти шпонки не нужны. Для крепления к столу сверлиль-



ного станка основание корпуса приспособления выполняется в виде квадрата, описанного около окружности корпуса стола.

Приспособления с горизонтальной осью вращения также представляют нормализованную поворотную с делительным устройством стойку, на планшайбе которой закрепляется рабочая часть приспособления, опоры, зажимы и направляющие втулки. В отдельных случаях, например при обработке радиальных отверстий, используется только одна направляющая втулка, неподвижно связанная с корпусом стойки с помощью кондукторной плиты. Применяются одноопорные и двухопорные конструкции. Служат такие приспособления для обработки отверстий, расположенных с нескольких сторон детали, а также для обработки отверстий со стороны плоскости, принятой в качестве установочной.

Одноопорные или консольные приспособления применяются в случаях, когда вылет оси сверления от опоры незначителен. Двухопорные конструкции применяются при достаточно большом вылете сверления, когда консольные приспособления не гарантируют устойчивого положения детали при обработке. Рабочая часть приспособления в этих конструкциях, как и в одноопорных, специализированная для каждой обрабатываемой детали, надевается она на цапфу нормализованных неподвижных стоек [7].

**Опрокидываемые (кантующиеся) приспособления.** Эти приспособления служат тем же целям, что и поворотные. В отличие от последних они не имеют ни стойки, ни делительного механизма. Втулки в них располагаются с разных сторон в зависимости от расположения отверстий на обрабатываемой детали.

Для сверления с разных сторон приспособление вместе с закрепленной в нем деталью приходится опрокидывать и последовательно совмещать с инструментом каждую кондукторную втулку. Для опрокидываемых приспособлений требуется в несколько раз больше вспомогательного времени, чем для поворотных, и, кроме того, при весе обрабатываемой детали более 16 дан работа на них очень утомительна. К недостаткам таких конструкций следует также отнести износ поверхности стола станка. Чтобы опорные поверхности опрокидываемого приспособления не изнашивались, на них ставят закаленные пластинки, штыри или ножки специальной конструкции. Эти приспособления применяются только в серийном производстве небольших деталей. Для удобства работы с такими приспособлениями к ним иногда прикрепляют рукоятки. Такие же рукоятки используются на съемных кондукторных плитах [7].

**Приспособления с вертикальным поджимом обрабатываемой детали.** Эти приспособления позволяют наиболее просто, удобно и производительно осуществить ту же обработку, для которой применяются приспособления с постоянной кондукторной плитой стационарные или передвижные.

При обработке деталь прижимается вертикально вверх своей установочной поверхностью к опорам, располагаемым под кондук-

торной плитой. Однако не всякую деталь можно быстро установить в таком приспособлении. Рекомендуется обрабатывать детали, у которых обрабатываемые отверстия связаны только с центральным установочным отверстием, и назначение подъемного механизма заключается в том, чтобы надеть деталь на установочный палец под кондукторной плитой, например круглую деталь с обработанными центральным отверстием и торцом. Если обрабатываемые отверстия координированы не только с центральным установочным отверстием, но и с какими-нибудь другими поверхностями детали, например с бобышками, боковыми плоскостями и т. д., то применение приспособления усложняется. В этих случаях подъемный механизм дополняют специальным установочным механизмом, ориентирующим деталь, надетую на установочный палец.

### § 61. МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ПОВОРОТА

Для механизации и автоматизации поворотных приспособлений обычно применяют пневматические, пневмогидравлические и электрические приводы. Последние работают непрерывно при относительно коротких циклах обработки (меньшие 15 сек) и периодически при более длительных циклах.

Автоматизацию можно также осуществить при помощи вращающихся элементов станка, например шпинделя, или с помощью червяка механизма подачи.

Внешний вид одного из приспособлений, действующего от червяка механизма подачи сверлильного станка типа 2125, показан на рис. 134, а. Поворотный стол 2, установленный на столе 1 станка, приводится во вращение шарнирным валиком 3. Подача сверлильной головки 4 производится непрерывно вращающимся кулачком 5 с помощью рычага 6. Возвратное перемещение головки осуществляется контргрузом, расположенным в станине станка. Шарнирный валик 7 присоединен к червяку (рис. 134, б). В кронштейн 19 станка вставлена втулка 9 с подшипником 8 для червяка 7. Муфта 18 соединяет червяк с валиком 17, который через две шарнирные муфты 13 и 14 передает вращение механизму поворотного стола 2. Муфта 14 связана с валиком 17 при помощи сегментной шпонки 15 и одновременно подвешена на скользящей втулке 16. Выступ 10 этой втулки используется для включения делительного механизма стола 2. Включение производится регулируемым упором 11, связанным с головкой 4 (рис. 134, а) при помощи планки 12 (рис. 134, б). После окончания сверления, т. е. при движении головки вверх, упор 11, действуя на выступ 10 втулки 16, поднимает ее и включает делительный механизм поворотного стола.

Большой практический интерес представляют возможности механизации и автоматизации поворота приспособлений с помощью пневматики. Однако чрезмерная быстрота действия пневмопривода создает большой разгон поворотной планшайбы и при исполь-

зовании для ее поворота храпового механизма приводит к тому, что планшайба теряет связь с этим механизмом, а фиксатор под действием пружины не успевает попасть в очередную втулку, или это попадание сопровождается ударом, что приводит к преждевременному износу деталей и потере точности деления. Чтобы избежать этого, применяют гидравлические демпферы для регулирования скорости движения пневмоштока или специальные тормозы для торможения вращающейся планшайбы.

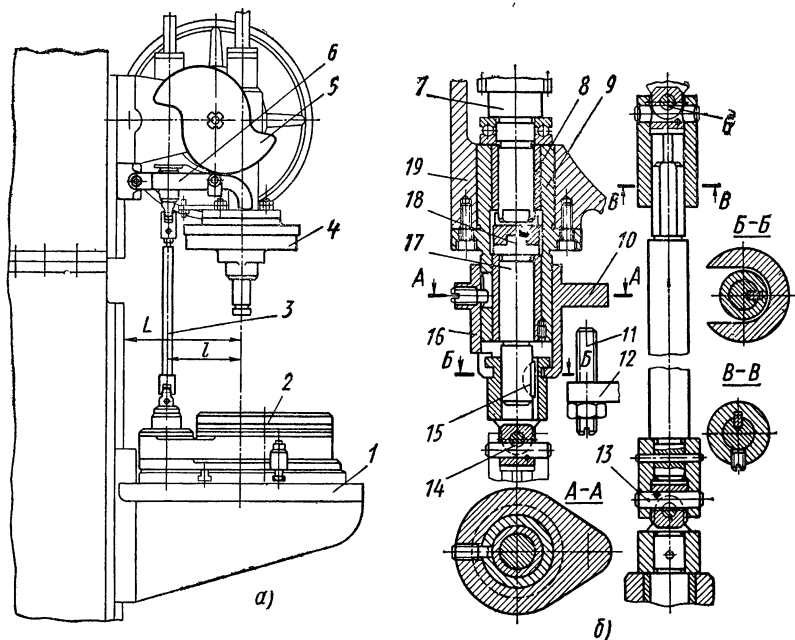


Рис. 134. Механизмы, связывающие поворотный стол с приводом подачи шпинделя станка

Специальный тормоз показан на рис. 135. Диск 5, несущий собачку 6, своим зубчатым сектором перемещает рейку 4, прижимающую тормозную колодку 2 к цилиндрическому кольцу 3, прикрепленному на нижней плоскости поворотной планшайбы 7. Гайки 1 позволяют регулировать время и силу торможения.

Во избежание сдвига планшайбы при относительно малых шагах поворота используют так называемые «шагающие» механизмы в виде двух последовательно перемещающихся клиньев (рис. 136, а). При повороте зубчатого колеса 2 по стрелке А на некоторый угол клин 3 выходит из втулки 4, а клин 1, будучи смещенным относительно втулки 6 на половину шага, западает в эту втулку и поворачивает диск 5 приспособления на половину шага. Когда колесо 2 повернется в обратную сторону, клин 3 повернет диск 5 еще на половину шага. Так как один из клиньев частично всегда

находится в одной из втулок, исключается произвольный разгон и сдвиг диска относительно фиксатора (клина). Управление этим механизмом может быть ручным, механизированным и автоматизированным.

Предельно малый шаг деления определяется размерами внешних диаметров втулок и минимальной перемычкой между ними.

Произвольно малый шаг поворота можно получить, применив два делительных диска на одной оси (рис. 136, б). На оси 9 поворотного приспособления закреплены два делительных диска 7 и 8 с одинаковыми числами пазов, но смещенные один относительно другого на половину шага. Клинья 11 и 15 перемещаются поступательно в противоположные стороны при помощи двусторонней косозубой рейки 13, приводимой в действие пневмоприводом 14. При помощи концевых переключателей 12,

Рис. 135. Тормоз к поворотному диску стола

действующих на соленоиды золотников, возможна полная автоматизация работы делительного механизма. Концевой выключатель 10 служит для автоматической остановки приспособления через каждые  $360^\circ$ . В случаях, когда смена деталей производится во время работы станка, потребность в данном выключателе отпадает.

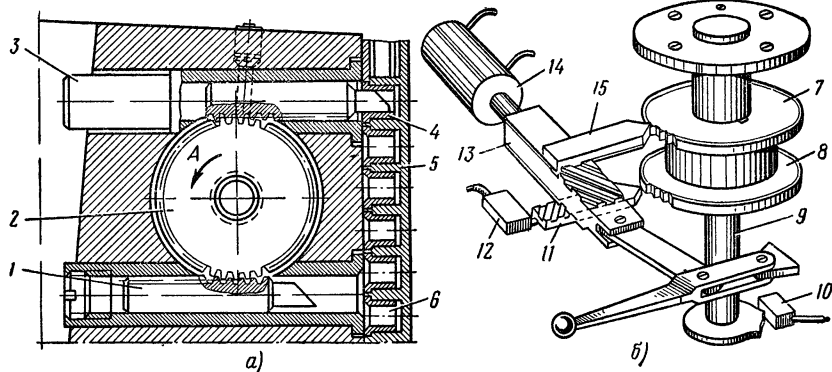


Рис. 136. Двухклиновые «шагающие» механизмы

Конструкция универсального клинового поворотно-делительного механизма показана на рис. 137, а. Наиболее характерными его особенностями являются возможность осуществления любого числа делений, начиная с двух (через  $180^\circ$ ), и отсутствие необходимости в дополнительном тормозном устройстве даже при малом числе делений.

При одном возвратно-поступательном перемещении ползуна 1 двусторонний кулачок 2, закрепленный на ползуне, действуя на пальцы 6 диска 3, в свою очередь, закрепленного на торце цапфы 4, поворачивает планшайбу 5 на угол, соответствующий одному шагу  $S$ . Движение ползуну 1 передается от пневмопривода 9 через рычаг 7, шарнирно укрепленный на корпусе 8, чем значительно уменьшается высота приспособления. Пневмопривод может быть расположен и внутри приспособления. На точность деления с помощью данного механизма влияют только прямолинейные участки

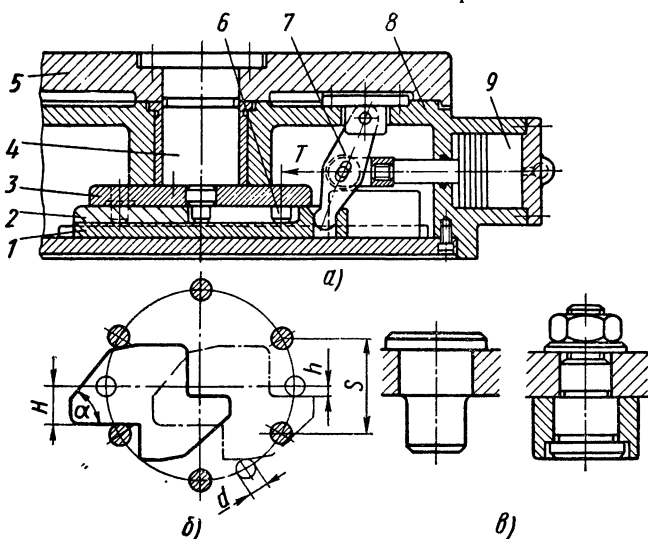


Рис. 137. Клиновой поворотнo-делительный механизм

профиля кулачка 2. Чем точнее будет выдержано расстояние прямолинейных участков до оси цапфы стола (размер  $H$ ), тем точнее будет деление. На точность деления существенно влияет также точность взаимного расположения пальцев 6 и размеры их диаметров  $d$ .

Если к точности деления предъявляются высокие требования, предлагаемый механизм можно использовать только в качестве поворотного. В этом случае необходим дополнительный фиксатор с отдельным пневмоприводом, заблокированным с пневмоприводом 9.

Конструкции пальцев 6 показаны на рис. 137, в.

При проектировании приспособлений с таким делительным механизмом необходимо учесть следующие требования.

Число пальцев не должно быть меньше пяти, в том случае, когда кулачок 2 располагается внутри контура (рис. 137, б), образованного пальцами 6 (в противном случае длина кулачка не позволит разместить его в лабиринте); при числе делений более 20 допускается прямолинейное очертание наклонной стороны ку-

лачка; при меньшем числе делений эта сторона выполняется по специально построенному криволинейному профилю; при нечетном числе пальцев оба профиля кулачка одинаковы, а при четном — различны; если число делений не превышает пяти, рекомендуется располагать клинья вне пределов контура пальцев. В этих случаях кулачок 2 может быть составлен из двух отдельных частей, закрепленных на ползуне 1.

Криволинейность очертания кулачка вызывается тем, что при повороте диска 3 угол давления кулачка на палец изменяется и

может достичь такой величины, при которой поворот станет невозможным. Более того, диск может оказаться запертым в своем положении всей силой привода или даже получить вращение в противоположную сторону.

Известно, что углом давления называется угол между направлением движения тела и направлением силы, вызывающей это движение.

При постоянстве угла  $\alpha$  (рис. 138) кулачка 1 (см. рис. 137, поз. 2) и при вращении пальца 2 (см. рис. 137, поз. 6) около оси  $O$  угол давления  $\gamma$  растет (положения

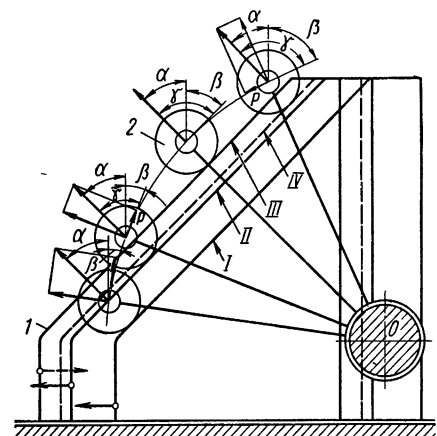


Рис. 138. Схема работы кулачка механизма

*I, II, III и IV*). Это объясняется тем, что  $\gamma = \alpha + \beta$ , а  $\beta$  постепенно увеличивается. В положении *III* угол  $\gamma = 90^\circ$ . Сила  $P$ , поворачивающая диск с пальцами 2, в этом положении равна нулю и кулачок стопорит поворотную систему, а в положении *IV*, где  $\gamma > 90^\circ$ , кулачок вращает систему в противоположную сторону.

Аналогичные построения можно выполнить для кулачка, расположенного вне контура, образованного пальцами.

При построении профиля противоположной части кулачка следует в качестве минимальной величины угла  $\beta$  принимать угол, соответствующий полушагу  $S$ , например при шести пальцах этот угол равен  $30^\circ$ .

Учитывая способность механизма к самоторможению, можно построить специальный профиль кулачка при заданной постоянной величине  $\gamma < 70^\circ$ , либо с переменным значением  $\gamma = 70 \div 75^\circ$  с тем, чтобы в конце поворота при наибольшем значении  $\gamma$  получить торможение, противодействующее инерции вращения планшайбы, и тем смягчить силу удара пальца о противоположную прямолинейную сторону кулачка.

При построении полного профиля внутреннего кулачка по заданному значению  $\gamma$  находят точки контакта кулачка с пальцем

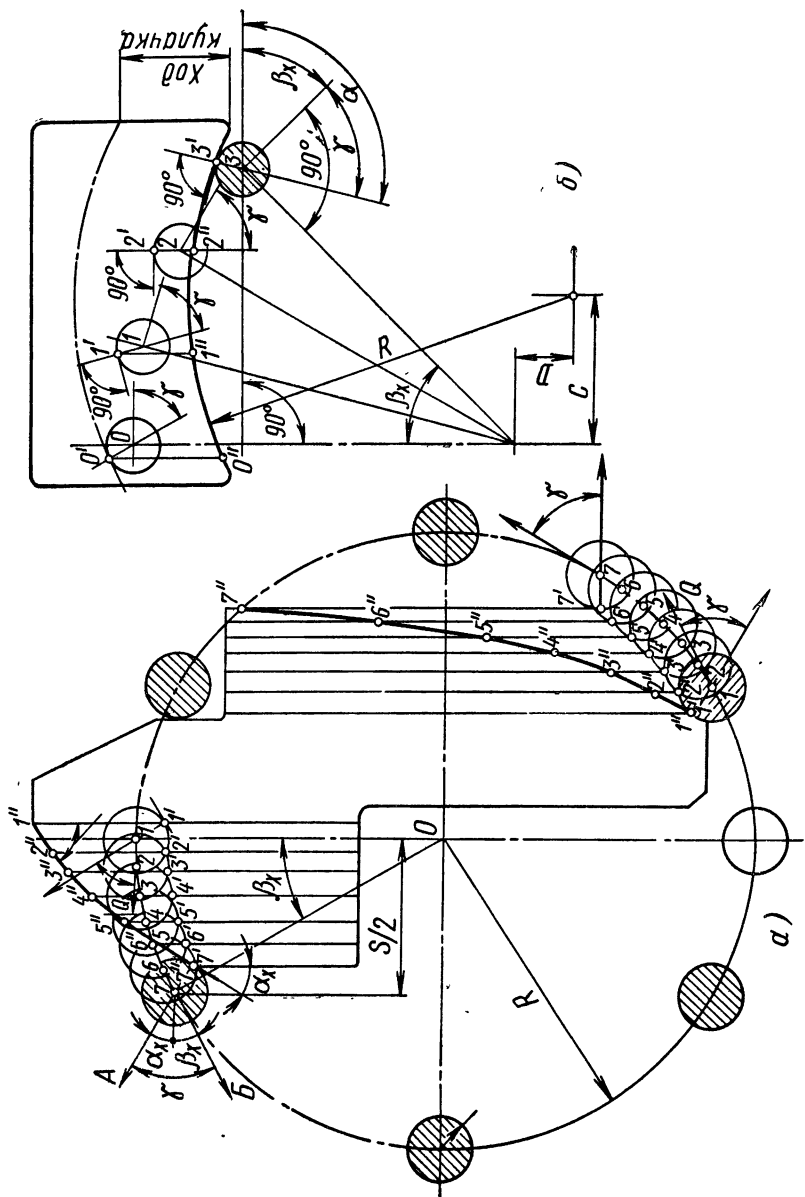


Рис. 139. Схемы профилирования кулачков к механизму

в нескольких положениях за период поворота на полшага  $S$ .

Для этого на дуге радиусом  $R$  (рис. 139, *a*), соответствующей полушагу поворота, описывают несколько окружностей пальца и соединяют их центры  $1-7$  с центром  $O$  цапфы. Из центров пальцев проводят касательные к окружности радиуса  $R$  (линии  $B$ ) и от них откладывают принятую величину  $\gamma$ . Полученную при этом вторую сторону угла  $\gamma$  продолжают до пересечения с окружностью пальца в точках  $1'-7'$ , которые и будут искомыми точками контакта кулачка с пальцем. Через точки контакта проводят перпендикуляры к нормальям, одна из которых обозначена стрелкой  $A$  и линии параллельные направлению движения кулачка. Затем перпендикуляр из точки  $7$  продолжают до пересечения с ближайшей параллелью в точке  $6''$  (точки  $7'$  и  $7''$  совпали). Из точки  $6''$  проводят прямую, параллельную нормали в точке  $6'$  до пересечения в точке  $5$  и т. д. Соединив эти точки по лекалу или дугами окружностей из соответствующих центров, получают искомый профиль.

Противоположная часть профиля кулачка имеет большую длину и более вытянутый профиль. При постоянном значении  $\gamma$  угол клина  $\alpha$  зависит от угла  $\beta$ , величина которого для противоположной части профиля кулачка изменяется в пределах  $30-60^\circ$ , в то время как для другой (первой в нашем построении) части кулачка — в пределах  $0-30^\circ$ . Так как  $\gamma = \alpha + \beta$ , то с увеличением значений  $\beta$  уменьшаются значения  $\alpha$ , что и приводит к растягиванию профиля. При нечетном числе пальцев обе части кулачка начинают работу с нулевого положения пальцев, что и приводит к одинаковому профилю обеих сторон кулачка.

Построение профиля наружного кулачка показано на рис. 139, *b*. В точках  $0, 1, 2, 3$ , лежащих на окружности движения пальца, описывают окружности пальца. Изложенным выше способом находят на этих окружностях точки контакта  $0', 1', 2', 3'$ . Через эти точки проводят вертикали. Из точки  $3'$  проводят нормаль к линии  $3-3'$  до пересечения с вертикалью, проходящей через центр  $2$ . Из полученной точки пересечения  $2''$  проводят линию, перпендикулярную вертикали  $2-2'$ , до пересечения в точке  $1''$  с последующей вертикалью. Затем из точки  $1''$  проводят линию  $1''-0''$ , перпендикулярную линии  $1-1'$ . Через найденные точки  $0'', 1'', 2''$  и  $3''$  проводят окружность радиусом  $R$  из выбранного центра с координатами  $C$  и  $D$ . Дуга  $0''-3''$  является профилем кулачка. В других случаях профиль строится двумя радиусами из разных центров.

## § 62. ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ В КОНСТРУКЦИЯХ ПОВОРОТНЫХ СТОЛОВ

Планетарные зубчатые передачи получили широкое распространение в редукторостроении. Достоинство таких передач состоит в том, что при значительно меньших габаритных размерах по сравнению с обычными зубчатыми передачами они при несрав-



ненно меньшем числе зубчатых колес могут изменять передаточное число от ведущего звена к ведомому в сотни и даже в тысячи раз. Силовые планетарные передачи с большими передаточными отношениями не применяются вследствие ограниченной прочности зубьев колес и в результате больших потерь на трение, однако при незначительной мощности их все же применяют. В кинематических передачах планетарные механизмы находят широкое применение.

Так как механизмы для поворота столов сверлильных, фрезерных и других станков не являются силовыми, так как в процессе поворота приходится преодолевать только силы трения от веса поворотных частей, использовать планетарные механизмы для этих целей вполне целесообразно.

В настоящее время созданы волновые передачи. Ведутся работы по теории таких механизмов, по кинематике и динамике, по созданию наиболее совершенных конструкций для различных целей вплоть до передач движения в герметизированное пространство, например в полости с пониженным или повышенным давлением, в полости с корродирующей средой и т. п.

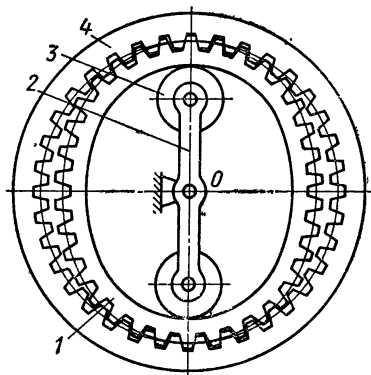


Рис. 140. Схема волновой передачи и поворотного стола

К конструктивным особенностям таких передач относится наличие гибкого зубчатого колеса в виде легко деформирующегося кольца с наружными зубьями и специального генератора, с помощью которого осуществляется деформация «гибкого» колеса и перекатывание его по зубчатой поверхности жесткого колеса с внутренними зубьями. Простейший генератор состоит из коромысла 2 (рис. 140, а) с двумя роликами 3, расположенными на таком расстоянии от оси O вращения коромысла, что они растягивают гибкое колесо 1 до полного зацепления его зубьев с зубьями жесткого колеса 4 только в зонах расположения роликов, в то время как в других зонах образуется неполное зацепление или вообще нет зацепления зубьев.

Если коромысло не вращается, то при вращении одного из колес (жесткого или гибкого) второе колесо получит такое же вращение, как в обычной передаче с внутренним зацеплением. Передаточное число такой передачи будет, например, при ведущем жестком колесе  $i_{41} = \frac{z_1}{z_4} (z_1 - \text{число зубьев гибкого колеса и } z_4 - \text{число зубьев жесткого колеса})$ . Разность чисел зубьев  $z_4 - z_1$  должна быть кратна числу растянутых участков гибкого колеса или равна этому числу. При вращении генератора (или любого колеса при

неподвижном генераторе) гибкое колесо деформируется периодически, каждый раз в направлении, соответствующем положению генератора, т. е. волнообразно, поэтому такие передачи получили название волновых. Передача, показанная на рис. 140, *a*, является двухволновой, так как в каждое мгновение на гибкое колесо генератора действует в двух местах.

Волновые передачи конструируются только планетарными, в которых генератор всегда вращается, а неподвижным может быть жесткое или гибкое колесо. Если неподвижно гибкое колесо (оно только деформируется при вращении генератора), то передаточное отношение такой передачи от жесткого колеса к генератору будет

$i_{42} = \frac{n_4}{n_2}$ . Это отношение содержит два неизвестных при заданном числе оборотов  $n_4$  (или  $n_2$ ), поэтому найти  $i_{42}$  из этого отношения

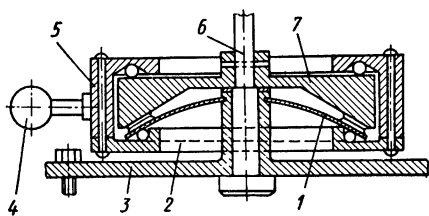


Рис. 141. Поворотный стол с волновой передачей

нельзя. Пользуясь методом обращения движения, можно найти  $i_{42}$  по формуле  $i_{42} = 1 - i'_{41}$ , где  $i'_{41}$  — передаточное отношение обращенного механизма, т. е. механизма при остановленном водиле (в данном случае — генераторе). В этом случае  $i'_{41} = \frac{z_1}{z_4}$ , поэтому  $i_{42} = 1 - \frac{z_1}{z_4} =$

$= \frac{z_4 - z_1}{z_4}$ . Примем  $z_4 - z_1$  равным числу волн  $y$ , тогда  $i_{42} = \frac{y}{z_4}$ .

Для схемы передачи, показанной на рис. 140, при  $z_4 = 60$  и  $z_1 = 58$  ( $y = 2$ ) получим  $i_{42} = \frac{n_4}{n_2} = \frac{60 - 58}{60} = \frac{1}{30}$ . Отсюда следует, что за время одного оборота колеса 4 генератор совершит 30 оборотов. Если ведущим принять генератор, то  $i_{24} = \frac{n_2}{n_4}$ . Так как в рассматриваемом случае  $i_{24} = 30$ , то за время одного оборота генератора колесо 4 совершит  $\frac{1}{30}$  оборота. Следовательно, такой механизм можно использовать в поворотном столе для сверления отверстий, расположенных с шагом  $12^\circ$  по окружности, центр которой находится на оси вращения стола.

Подобрав соответствующие числа зубьев  $z_1$  и  $z_4$ , можно создать стол для сверления отверстий, расположенных вплотную друг к другу. В рассматриваемом случае, если сообщить генератору 0,25 оборота, то колесо 3 повернется на  $\frac{1}{120}$  оборота, т. е. с таким

столом можно сверлить отверстия с шагом  $3^\circ$ .

Конструкция, показанная на рис. 141, представляет двухволновую зубчатую передачу с гибким колесом 1, выполненным в виде сферического сегмента.

Это колесо в процессе работы механизма остается неподвижным.

220

Генератор 2 эллиптической формы прикреплен к корпусу 5, вместе с которым может быть повернут с помощью рукоятки 4 на любой угол относительно оси стержня 6, укрепленного на плите 3. На жестком колесе 7 может быть укреплено приспособление с обрабатываемой деталью. При относительно большом угле поворота корпуса можно осуществить поворот обрабатываемой детали на любой даже очень малый угол.

### § 63. КОНСТРУИРОВАНИЕ И МЕХАНИЗАЦИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ОСЬЮ ПОВОРОТА

Одноопорные приспособления консольного типа применяются в случаях, когда вылет оси сверления незначителен (рис. 142). Это приспособление предназначено для обработки четырех отверстий в лапах крестовины 6. Крестовина установлена на пальцы 7 и 8 диска 5, связанного с поворотной плитой 4 горизонтальной цап-

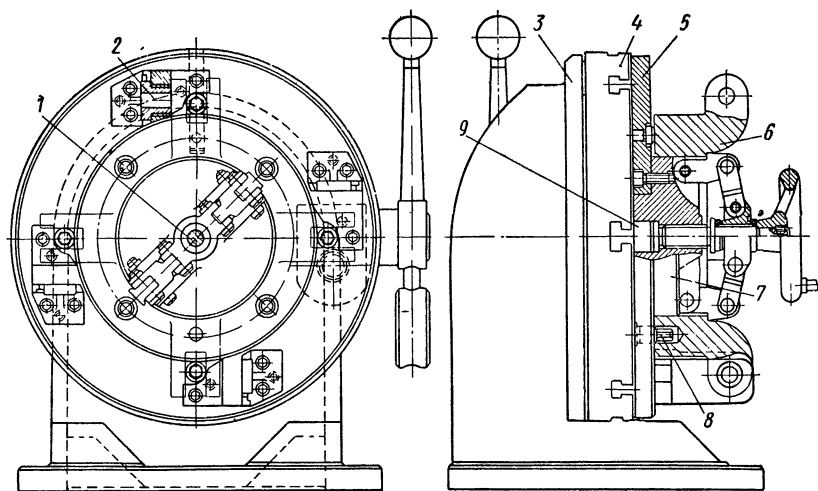


Рис. 142. Поворотное приспособление консольного типа с горизонтальной осью

фой 9, помещенной в отверстие пальца 7. Плита 4 является частью стойки 3. Крепление крестовины осуществляется резьбовым зажимом с рычажным усилителем. Винт 1 зажима ввинчивается в тело пальца 7.

Для каждого обрабатываемого отверстия предусмотрена своя кондукторная втулка 2. При несимметричном расположении отверстий относительно оси вращения поворотной плиты эту обработку можно осуществить только на радиально-сверлильном станке. При использовании в таких случаях вертикально-сверлильного станка вес приспособления и габаритные размеры затрудняют его передвижение по столу для совмещения оси инструмента с осью каждой втулки. Поэтому такие приспособления на

вертикально-сверлильных станках обычно используются для обработки радиально расположенных отверстий. В этом случае сверлить можно не только через отдельные для каждого отверстия втулки, но и через единую втулку, неподвижно расположенную над обрабатываемой деталью. В эту конструкцию входит механизм, блокирующий управление фиксатором с затяжкой плиты 4.

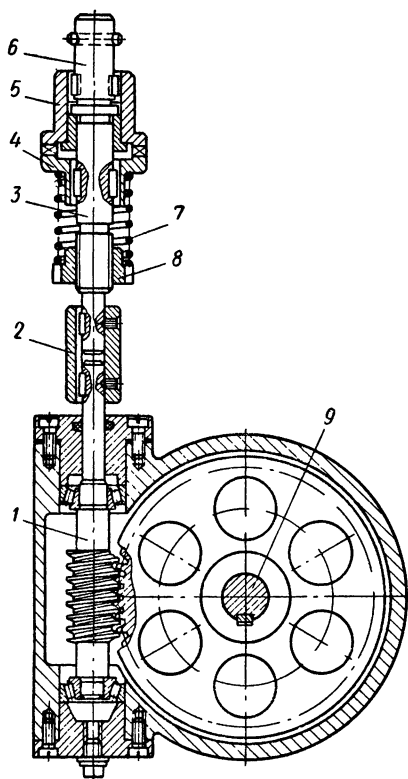


Рис. 143. Червячный привод для механизации поворота приспособлений

Блокировка механизмов управления приспособлением создает большие удобства в обслуживании и экономии вспомогательного времени на обработку деталей. Это приобретает особое значение при сверлении неглубоких отверстий, когда машинное время относительно невелико, а количество отверстий значительно. Приспособления с плитой диаметром менее 500 мм можно устанавливать на рабочем столе сверлильного станка. Приспособления больших размеров устанавливают на нижней плите станка. В последнем случае управлять такими приспособлениями рекомендуется при помощи педали. Во избежание громоздких корпусов прибегают к использованию отдельно отлитых или сварных подставок, при помощи которых приспособление располагают на желаемой высоте над полом.

В приспособлениях, специально предназначенных для работы на радиально-сверлильных станках, часто подобные конструкции ставятся на тумбу

станка, вследствие чего удается применять такие приспособления для обработки крупных деталей, не используя громоздкие корпуса.

Двухопорные приспособления обеспечивают устойчивое положение рабочего приспособления. Стойки с опорами для поворота таких приспособлений нормализованы. Поворотная часть притягивается к одной стойке центральным резьбовым зажимом. Штурвальная головка с рукоятками расположена сбоку приспособления в целях обеспечения безопасности поворота. С этой же целью управление педалью фиксатора вынесено в ту же сторону. При наличии шариковых опор для цапф эти меры предо-

сторожности необходимы даже при достаточно хорошо сбалансированном приспособлении, так как любое произвольное движение вращающейся массы по инерции представляет опасность для рабочего.

При конструировании тяжелых приспособлений целесообразно механизировать поворот. В этих целях на конце цапфы 9 (рис. 143), служащей осью поворота плиты, закрепляют червячное колесо, а в стойке монтируют в вертикальном положении червяк 1, на конце которого укрепляется муфта 2, связанная с другой стороны с валиком 3, несущим нижнюю часть храповой муфты 4. Верхняя часть 5 этой муфты через валик 6 может быть связана со шпинделем радиально-сверлильного станка. Сила сцепления муфты регулируется натяжением пружины 7 при помощи гайки 8 [7].

Наличие такого механизма устраняет удар и поломку приспособления при попадании фиксатора под действием пружины в соответствующую втулку. Подобные приспособления дополнительно механизуют, применяя пневматические зажимы для обрабатываемой детали. Сжатый воздух подводится через левую цапфу. Цилиндры располагают во вращающемся корпусе или в цапфе приспособления. Для механизации поворота тяжелых приспособлений иногда применяют отдельные электродвигатели.

Чтобы приспособление было более легким, рекомендуется цилиндры изготавливать из алюминиевого сплава. Для облегчения поворота и безопасного обслуживания поворотная часть всех приспособлений с горизонтальной осью вращения, особенно приспособлений значительных габаритных размеров, подлежит тщательной балансировке совместно с обрабатываемой деталью. Для этого используют противовесы, закрепляемые на приспособлении в соответствующем месте, или свинцовые заливки в специально для этой цели предусмотренные полости в приспособлении.

При обслуживании крупных приспособлений с диаметром поворотной планшайбы больше 1000 мм и при обработке тяжелых деталей, например станин станков, для облегчения труда необходимо механизировать поворот приспособлений. При применении малых приспособлений механизация поворота используется преимущественно для автоматизации процесса и повышения производительности труда. Нередко зажатие детали требует значительно больших усилий и времени, чем поворот приспособления, и поэтому механизация зажима приобретает большое значение.

На рис. 144, а, приведена конструкция поворотного приспособления для сверления радиальных отверстий втулок, колец, фланцев и т. п. Приспособление обеспечивает автоматический поворот обрабатываемой детали 12 вместе с установочной оправкой 13 и зажимными деталями 9, 10 и 11. Достигается поворот с помощью делительного диска 14, укрепленного на оправке 13, и собачки 4, свободно помещенной на оси 3 в штанге 5.

Во время рабочего хода шпинделя 6 кронштейн 7 с помощью гаек 8 опускает штангу 5 с собачкой 4, которая, встречая выступ

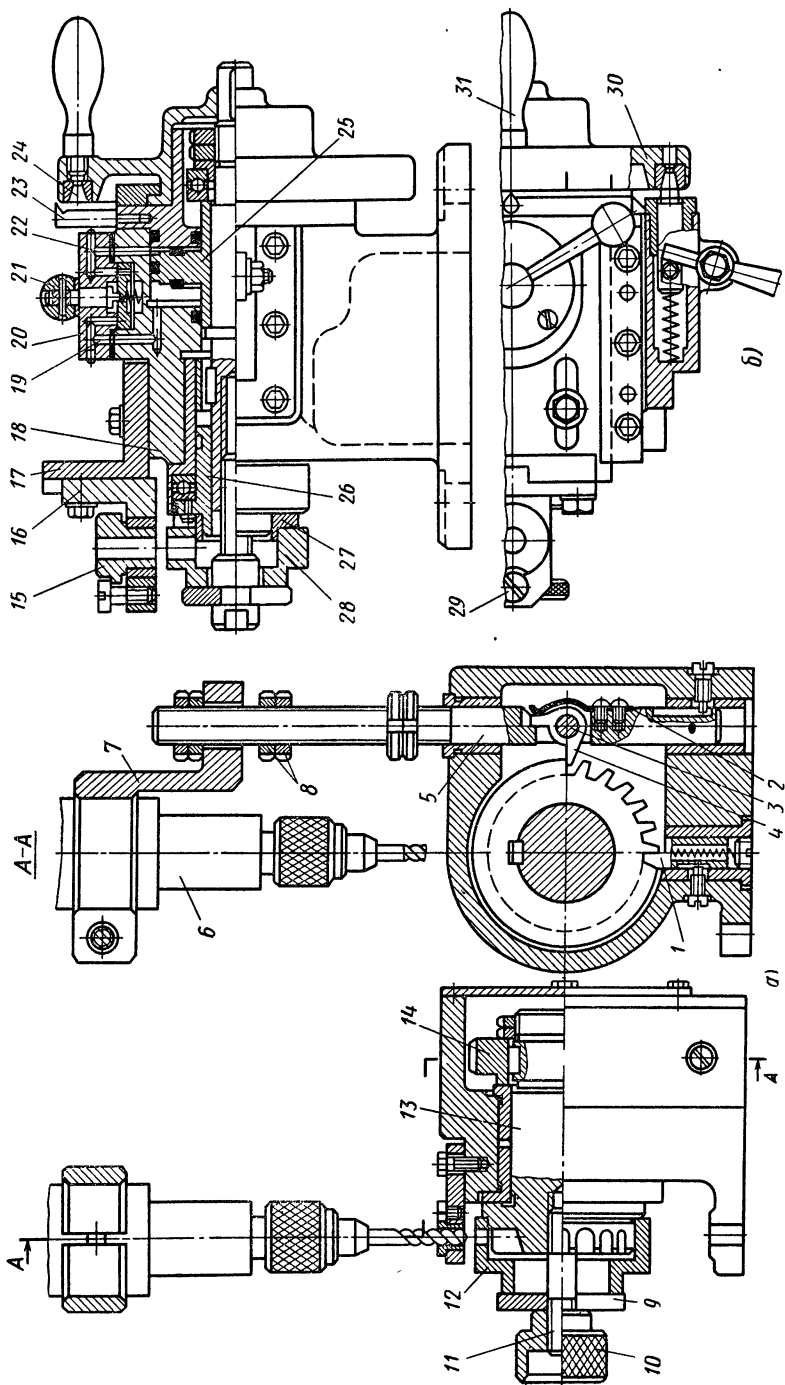


Рис. 144. Схема поворотного приспособления для мелких деталей

делительного диска 14, поворачивается, преодолевая сопротивление пружины 2, и вновь возвращается в исходное положение, как только выйдет из зацепления с диском 14. Последний при этом удерживается неподвижно фиксаторами 1. По окончании сверления при подъеме шпинделя 6 кронштейн 7 поднимает штангу 5, собачка входит в зацепление с очередным выступом делительного диска и поворачивает его вместе с обрабатываемой деталью. Фиксатор 1 при этом утопает в корпус вследствие контакта с диском срезанной боковой поверхностью и вновь заскакивает в очередной паз диска под действием своей пружины.

Конструкция переналаживаемого поворотного приспособления показана на рис. 144, б.

Поворот обрабатываемой детали 28 вместе с установочными и зажимными элементами производится с помощью делительного диска 30 с рукояткой 31 вручную. Угол поворота контролируется указателем и рисками на поверхности делительного диска. Диск удерживается в нужном положении фиксатором, который входит поочередно в отверстия 24 диска 30, закрепляется обрабатываемая деталь механически, т. е. с помощью встроенного пневмоцилиндра в корпусе 18. Цилиндр — двустороннего действия. Поворотом рукоятки 21 воздух из магистрали подается при помощи распределительного устройства 20 по каналу 19 в полость с левой стороны поршня 25 или по каналу 22 в полость с правой стороны поршня.

Возможность обработки различных типоразмеров деталей обеспечивается применением сменных установочных втулок 25, головок 26 крепежного винта 29 и кондукторной втулки 15, а также перестановкой кондукторной плиты 16 в кронштейне 17 в вертикальной плоскости и перемещением кронштейна 17 в горизонтальной плоскости по направляющим, находящимся на корпусе 18.

Большое практическое значение имеет механизация зажимов на поворотных приспособлениях с горизонтальной осью вращения, в особенности при значительных диаметрах планшайбы. Это объясняется тем, что при расположении ручных зажимов в разных местах планшайбы для управления ими рабочему приходится низко нагибаться либо неоднократно поворачивать приспособление с деталью. При обработке сложных деталей обычно необходимо применять несколько зажимов, расположенных поодаль друг от друга.

#### § 64. ТОЧНОСТЬ ПОВОРОТНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

На точность работы поворотных приспособлений влияют зазоры в направляющих фиксатора и цапфы. Наличие зазоров вызывается необходимостью сохранения свободной посадки в направляющих с перекрытием отклонений в расстояниях между осями втулок, а также между осью фиксатора и осью цапфы. Получение минимальных величин этих отклонений достигается рас-

Типы фиксаторов	Допускаемая ошибка одного деления в мм	Допускаемое радиальное и осевое биение диска в мм
Цилиндрические . . .	$\pm 0,015$	0,010
Конусные и призматические . . . . .	$\pm 0,010$	0,010

точкой отверстий под все втулки на прецизионных станках, дающих линейную точность до 0,005 мм. Для этого рабочей части фиксатора придают форму ромба с большой осью, перпендикулярной радиусу плиты. Посадочные зазоры в отдельных случаях должны быть минимальными. Достигается это путем индивидуальной притирки втулок по фиксатору. В табл. 3 приведены нормы точности шага, полученные на практике.

Теоретическая зависимость допуска  $\delta$  шага между отверстиями обрабатываемой детали от погрешностей поворотного приспособления может быть выражена формулой

$$\delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \delta_1 + \varepsilon, \quad (100)$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — диаметральные зазоры посадки фиксатора в направляющих втулках неподвижной и поворотной частей приспособления;

$\delta_1$  — погрешность размера между осями двух соседних делительных втулок;

$\varepsilon$  — эксцентриситет втулок.

Погрешность расстояния от фиксатора до центра вращения в формулу (100) не входит. Это объясняется тем, что данная погрешность перекрывается двусторонним срезом рабочего конца фиксатора.

Существует ряд конструкций фиксаторов, повышающих точность делительных устройств поворотных приспособлений в результате устранения в той или иной степени влияния износа втулки и фиксатора и посадочного зазора между этими деталями.

Одна из таких конструкций приведена на рис. 145, а. В этой конструкции применен цилиндрический фиксатор 3 со скошенным торцом, которым он при погружении во втулку 1 под действием пружины 4 упирается в скошенный выступ шайбы 2 и прижимается всегда к одной стороне втулки 1, выбирая зазор во втулке. Клиновой фиксатор является надежной конструкцией, так как попадание грязи или мелкой стружки на клиновые поверхности контакта фиксатора не влияет на точность деления или поворота вследствие того, что в любом случае часть цилиндрической поверхности фиксатора западает во втулку.

Однако при использовании таких конструкций зазор в направляющих фиксатора сохраняется и вызывает неизбежные погреш-



ности в шаге поворота стола. Этого недостатка не имеют реечные цилиндрические фиксаторы 8 (рис. 145, б) с клиновым пазом и прорезью, обеспечивающими прилегание фиксатора к зубу поворотного диска 6 с одновременным разжатием его во втулке 7.

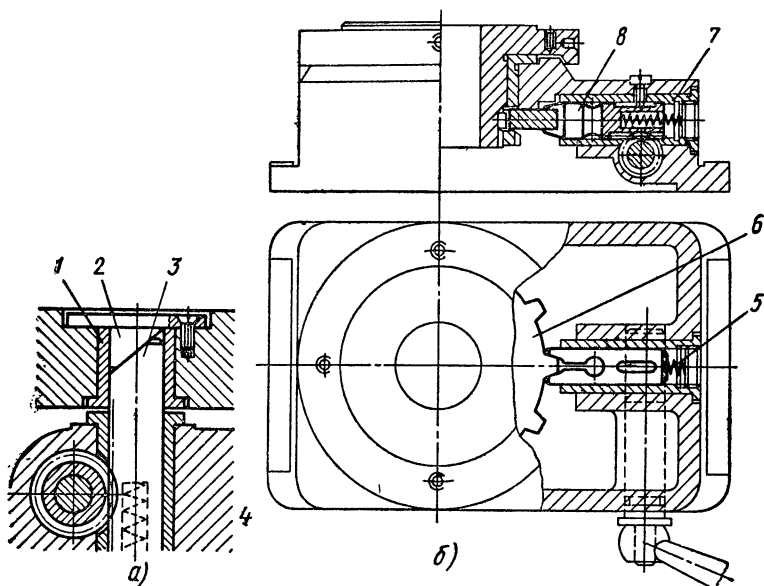


Рис. 145. Типы фиксаторов с компенсаторами посадочных зазоров

В данной конструкции следует применять более жесткую пружину 5, чем в других конструкциях. Клиновые выступы на диске 6 могут быть отдельными деталями. Угол клина этих выступов должен составлять  $10-12^\circ$ .

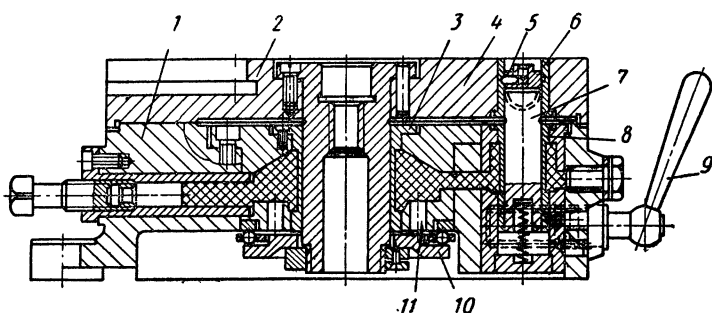


Рис. 146. Фиксатор с гидропластмассой

Во многих случаях повысить точность делительного устройства можно максимальным удалением оси фиксатора от оси поворота приспособления. Чем больше расстояние между этими осями, тем меньше угловая погрешность поворота. Фиксатор с гидропластмассой показан на рис. 146.

Втулка 3 цапфы 2 и втулка 8 фиксатора 7 выполнены тонкостенными для того, чтобы сжатием пластмассы можно было устранять зазоры в указанных соединениях после каждого поворота стола. При этом давлением гидропластмассы плунжеры 11 и шайба 10 прижимают поворотную планшайбу 4 к корпусу 1 стола.

Выборка зазора в делительных втулках 6 производится клиновым упором 5. Выключают фиксатор рукояткой через зубчатую передачу. Практическая проверка такого приспособления показала необходимость подбирать толщины стенок втулок 3 и 8 такими, чтобы для их деформации требовалось одинаковое гидростатическое давление. Несоблюдение этого требования приводит к тому, что стол стопорится надежно и быстро, а фиксатор при этом может быть перемещен при помощи рукоятки 9. Использование гидропластмассы позволяет не только повысить точность работы поворотных делительных устройств, но и компенсировать износ направляющих элементов.

### § 65. КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ ПОДЖИМОМ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ДЕТАЛИ

При использовании таких приспособлений для обработки сложных по форме деталей обязательным условием является наличие на опорной плоскости двух обработанных отверстий, с помощью которых деталь легко ориентируется в приспособлении без применения вспомогательных механизмов.

При обработке тяжелых или крупных деталей 1 (рис. 147, а) их рекомендуется предварительно укладывать на горизонтальные направляющие 2, выступающие из приспособления а затем перемещать до предварительных упоров 4, после чего поднимать, надевая на палец 6. При использовании горизонтальных направляющих всегда надо предусматривать возможность опускания подъемного механизма 5 настолько ниже направляющих, чтобы этот

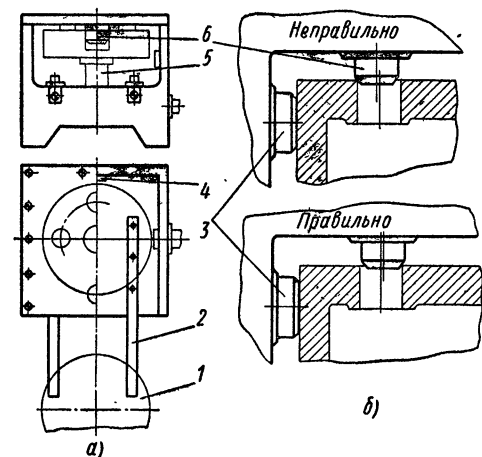


Рис. 147. Способы ориентирования тяжелых деталей в приспособлении

механизм не мешал продвижению детали до упоров 4, предварительно устанавливающих деталь. На боковых стенках внутри корпуса приспособления также закрепляют пластины 3 (рис. 147, б), по которым деталь скользит, пока она не наденется на установочный палец 6. Последний должен иметь фаску для того,

чтобы деталь при надевании на палец, отодвинулась от боковых направляющих пластин 3 и от заднего упора 4. Следовательно, придвинутая к пластинам или упору деталь должна быть несколько смещена относительно своего рабочего положения. Величина этого смещения должна быть меньше ширины фаски пальца, в противном случае близость пластин не позволит надеть деталь на палец.

## § 66. СКАЛЬЧАТЫЕ КОНДУКТОРЫ

Скальчатыми кондукторами называют нормализованные приспособления, в которых нормализованы корпус, подъемная плита, механизм подъема плиты и замковое устройство. Установочную часть приспособления изготавливают отдельно, так как она зависит от формы обрабатываемой детали. Пользуясь различными установочными узлами, можно одно и то же приспособление использовать для обработки различных деталей.

Кондукторная плита этих приспособлений укрепляется обычно на двух колонках (скалках) и с помощью подъемного механизма вместе с ними поднимается настолько, чтобы не мешать установке обрабатываемой детали, а затем опускается для ее закрепления.

Эти приспособления с ручным управлением относятся к группе быстросдействующих приспособлений, так как установка и зажим обрабатываемой детали осуществляются одним поворотом рукоятки. Если центрирование детали требует специального механизма, то управление им осуществляет движущаяся плита. В связи с этим время, потребное на зажим детали при ручном приводе, приблизительно равно времени управления пневмозажимом, где управление также сводится к одному повороту рукоятки крана.

Практика использования таких приспособлений с ручными приводами показала, что их зажимные механизмы обладают высокими самоакклинивающимися свойствами, однако сила зажима этих механизмов невелика. Вследствие этого такие приспособления не следует применять, когда повороту детали при обработке противодействует только сила трения. Эксплуатационной характеристикой таких приспособлений являются размеры опорной площадки  $A \times B$  и подъем  $H$  плиты 11 (рис. 148).

На рис. 148 показана установка и зажатие втулки 8 с овальным фланцем. В этом случае деталь 7 является опорой для фланца, палец 9 — центрирующим элементом по отверстию втулки и, наконец, конические упоры 10 разворачивают деталь по кромке контура фланца и прижимают его к опоре и пальцу.

На рис. 148, б показан вариант предыдущей конструкции, в которой разворачивание обрабатываемой детали 12 по боковой поверхности фланца с одновременным зажимом сверху осуществляется качающимся рычагом 13, ось которого укреплена в кондукторной плите 11. Горизонтальная часть рычага должна быть всегда несколько тяжелее вертикальной. Это создает большие удобства для установки и зажима обрабатываемой детали.

Центрирование цилиндрической части детали 4 при обработке в ней с помощью втулки 6 отверстия без подрезки торца показано на рис. 148, в. При этом деталь зажимается двумя коническими втулками 3, 5 (последняя показана в двух вариантах), а против вращения удерживается выступом-вилкой, упирающимся в корпус приспособления.

Обработка детали с последующей подрезкой верхнего торца, которая осуществляется при снятой быстросменной кондукторной втулке 20 отдельным инструментом, показана на рис. 148, г.

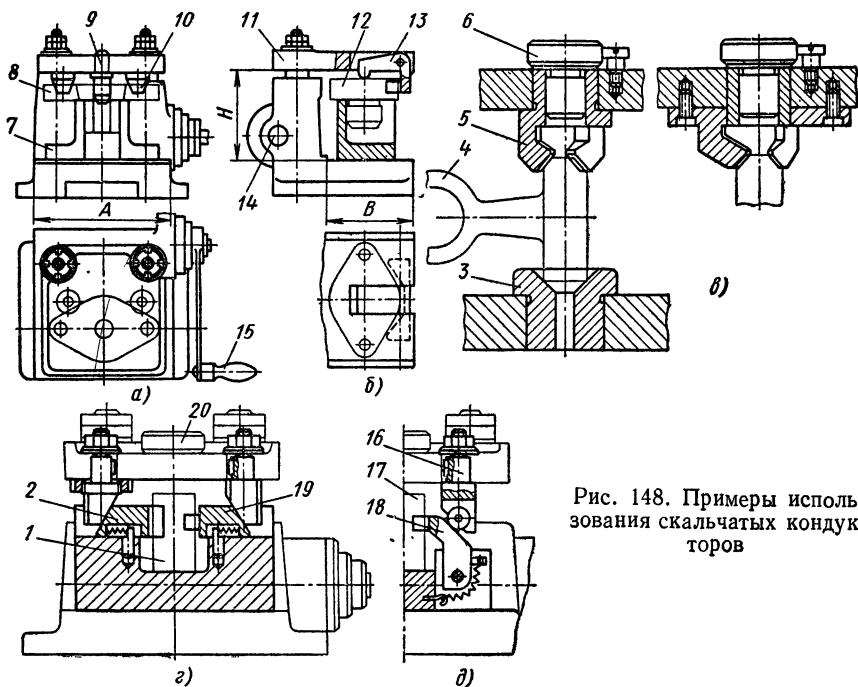


Рис. 148. Примеры использования скальчатых кондукторов

В связи с этим деталь 1 зажата с боков призмами 2, имеющими возвратно-поступательное перемещение под действием клиньев 19. В аналогичных случаях для зажатия детали 17 целесообразно применять качающиеся призмы 18 и пальцы 16, так как при этом деталь прижимается к установочной плоскости.

Замковые устройства (замки) обычно располагаются от рабочего с правой стороны кондуктора и служат для увеличения силы зажима и для заклинивания движущихся частей с целью не занимать руки рабочего в процессе сверления или другой операции по обработке детали. Стремление сочетать зажимные и заклинивающие свойства замков привело к созданию большого разнообразия их конструкций. Применяются роликовые, конические, клиновые и пружинные замки.

**Скальчатые кондукторы с роликовым замком.** Роликовый замок показан на рис. 149. На квадратном участке зубчатого валика 2 (см. рис. 148 поз. 14) установлен кулачок 5 с тремя скосами, на которых помещены ролики 6. При поворачивании рукоятки 9 (см. рис. 148 поз. 15) поворачивается свободно сидящая на валике 2 втулка 7 с тремя прорезями для роликов 6. Ролики при этом перекатываются по скосам кулачка 5, по внутренней поверхности, неподвижно прикрепленного к корпусу 1, кольца 4 и заклиниваются между этими деталями (рис. 149, б), заставляя поворачиваться валик 2. Последний своими зубьями поднимает (для снятия обрабатываемой детали) или опускает (для закрепления детали) две колонки, несущие кондукторную плиту 11 (рис. 148).

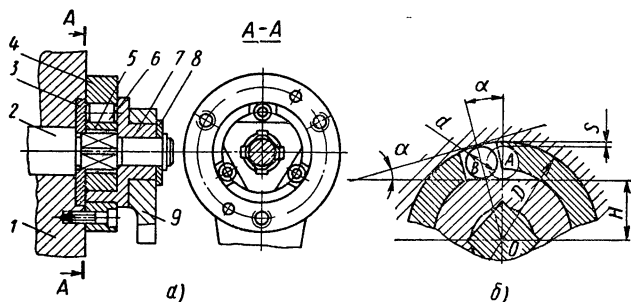


Рис. 149. Роликовый замок (а) и схема к расчету диаметра ролика (б)

Для удержания плиты в верхнем положении при смене детали достаточно сил трения скалок в направляющих отверстиях и момента от силы тяжести рукоятки 9, когда последняя пройдет нейтральное вертикальное положение. Однако для надежности фиксации плиты в верхнем положении используется также заклинивание роликов 6. При помощи шайбы 3 устраняется осевое смещение валика; шайба 8 служит для удерживания замка на валике 2. При обратном движении рукоятки 9 кондукторная плита, дойдя до обрабатываемой детали, останавливается, зубчатый валик 2 также останавливается, и дальнейшим поворотом рукоятки ролики 6 с еще большей силой заклиниваются и тем самым фиксируют определенную силу зажима обрабатываемой детали.

Достаточно надежное самозаклинивание роликов после снятия силы с рукоятки 9 обеспечивается при угле  $\alpha$ , не превышающем  $7^\circ$  (рис. 149, б), и при определенном соотношении диаметра роликов  $d$ , диаметра втулки  $D$  и расстояния  $H$  от центра кулачка до его грани. Это соотношение может быть получено из рассмотрения  $\triangle AOB$ , в котором сторона  $AB = 0,5 (D - d) \sin \alpha$  и в то же время  $AB = 0,5 (2H + d) \operatorname{tg} \alpha$ , откуда находим  $d = (D \cos \alpha - 2H) \times (1 + \cos \alpha)^{-1}$  и  $H = 0,5 [D \cos \alpha - d (1 + \cos \alpha)]$ .

При  $\alpha = 7^\circ$ ;  $d = 0,4579D - 1,0022H$ ;  $H = 0,4963D - 0,9963d$ .

Из построения, представленного на рис. 149, б, видно, что ролик откатывается от среднего положения на грани кулачка в ре-

зультате наличия зазора  $S$ , с которым он помещен между кулачком 5 и кольцом 4. Чем меньше этот зазор, тем меньше угол  $\alpha$  и сила, требующаяся для заклинивания механизма.

Определим силу, которую можно создать этим приспособлением для закрепления обрабатываемой детали. Для упрощения расчетов будем считать, что в приспособлении имеется одна скалка 2 (рис. 150, а).

Если бы в конструкции не было замка и если не учитывать потери в кинематических парах, то, приложив к рукоятке 1 силу  $P$  на расстоянии  $L$  от оси поворота зубчатого валика 7, можно было бы

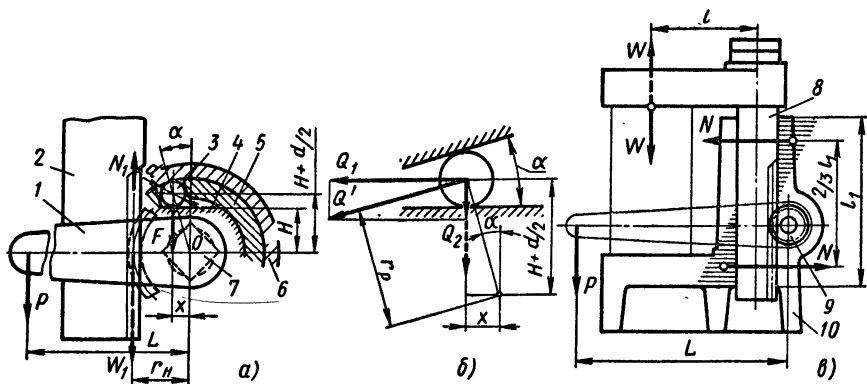


Рис. 150. Схемы для силового расчета роликового замка

передать на колонку силу  $W_1$  (на рис. 150, а штриховая стрелка). Эту силу можно определить из уравнения равновесия сил, действующих на валик 7,

$$W_1 r_n = PL \text{ или } W_1 = P \frac{L}{r_n}, \quad (101)$$

где  $r_n$  — радиус начального цилиндра зубчатого венца валика.

Чтобы не удерживать рукоятку 1 силой  $P$  в течение всей операции над обрабатываемой деталью, функции этой силы выполняет замок, к ролику 3 которого с помощью нагруженной рукоятки 1 и втулки 5 прикладывают силу  $Q'$  (рис. 150, б). Эту силу разложим на две составляющие силы —  $Q_1$  и  $Q_2$ . Первую направим параллельно плоскости среза кулачка 4, вторую — перпендикулярно этой плоскости и будем считать работу ролика 3 подобной работе нагруженного силой  $T = Q_1 - Q_2 f$  односкосного клина (см. рис. 18, поз. 8) с углом  $\alpha$ , обеспечивающим его самоторможение. Этот угол, как известно, должен быть меньше удвоенного угла трения.

Силу  $Q'$  можно заменить силой  $P$  только в случае, когда первая будет во столько раз больше второй, во сколько плечо  $L$  больше плеча  $r_p = H + \frac{d}{2}$ , т. е.

при

$$Q' = P \frac{L}{r_p}. \quad (102)$$

Так как  $Q_1 = Q' \cos \alpha$  и  $Q_2 = Q' \sin \alpha$ , то  
 $T = Q' (\cos \alpha - f \sin \alpha)$ .

При такой силе с помощью клина на кулачок 4 передается сила определяемая по уравнению (см. стр. 53)

$$F = \frac{Q' (\cos \alpha - f \sin \alpha)}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}. \quad (103)$$

Эта сила уравнивает силу  $W_2$ , с которой скалка 2 действует на зубчатый валик 7 при снятой с рукоятки 1 силе  $P$ .

Подставив в формулу (102) значение  $r_p = H + \frac{d}{2}$  и в формулу (103) значение  $Q'$ , получим

$$F = \frac{PL \cos \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha)}{\left(H + \frac{d}{2}\right) [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_2) + \operatorname{tg} \varphi_2]}. \quad (104)$$

Из формулы  $Fx = W_2 r_H$  найдем величину силы  $W_2$ , которая с помощью ролика-клина передавалась бы на скалку 2, если бы не было потерь в других кинематических парах:

$$\begin{aligned} W_2 = F \frac{x}{r_H} &= \frac{PL \cos \alpha (\cos \alpha - f \sin \alpha)}{(H + 0,5d) [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]} \cdot \frac{(H + 0,5d) \operatorname{tg} \alpha}{r_H} = \\ &= \frac{PL (\cos \alpha - f \sin \alpha) \sin \alpha}{r_H [\operatorname{tg} (\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]} = W_1 K_1. \end{aligned} \quad (105)$$

Для определения потерь на трение в опорах валика 7, т. е. в кинематической паре валик — корпус приспособления, найдем силу трения в этой паре. Для этого надо определить реакции в опорах. Равнодействующую их  $S$  в данном случае можно найти из уравнения моментов сил  $W_2$  и  $S$  относительно точки приложения силы  $P$ :

$$SL - W_2 (L - r_H) = 0,$$

откуда  $S = W_2 \frac{L - r_H}{L}$ , а соответствующую силу трения  $F_s$  можно найти из уравнения

$$F_s = fS = fW_2 \frac{L - r_H}{L}. \quad (106)$$

Следовательно, с учетом трения в опорах валика 7 на скалку 2 передавалась бы сила  $W_3$ , которую можно определить из уравнения

$$W_3 r_H = W_2 r_H - F_s r_s, \quad (107)$$

где  $r_s$  — радиус опорных частей валика 7 (рис. 150, а).

Приняв этот радиус равным радиусу  $r_H$  начальной окружности зубчатого венца валика, из формул (106) и (107) с учетом формулы (105) получим

$$W_3 = W_2 - F_s = W_2 \left( 1 - f \frac{L - r_H}{L} \right) = W_1 K_1 K_2. \quad (108)$$

Затем необходимо определить потери, вызываемые силами трения между деталями 8 и 10 (рис. 150, в), т. е. в кинематической паре скалка — корпус. Эти силы возникают под действием реакции  $R$  от горизонтальной составляющей силы  $Q$  в реечно-зубчатом зацеплении (рис. 150, а) и реакций  $N$  (рис. 150, в), возникающих в направляющем отверстии для скалки в связи с перекосом скалки.

Сила трения от силы  $R$  определяется из выражения

$$F_R = fR = fQ \sin \alpha_0 = fW_3 \operatorname{tg} \alpha_0,$$

где  $\alpha_0$  — угол зацепления зубьев валика и скалки.

Силы  $N$  найдем из равенства моментов от пар сил  $W_4$  и  $N$ :

$$N \frac{2}{3} l_1 = W_4 l, \text{ откуда } N = W_4 \frac{3}{2} \cdot \frac{l}{l_1}.$$

Силы трения от двух сил  $N$  найдем из выражения

$$F_N = 2f \frac{3}{2} W_4 \frac{l}{l_1} = 3f W_4 \frac{l}{l_1}.$$

Таким образом, с учетом силы трения  $F_R$  получаем силу  $W_4$ , передаваемую на скалку,

$$W_4 = W_3 - fW_3 \operatorname{tg} \alpha_0 = W_3 (1 - f \operatorname{tg} \alpha_0) = W_1 K_1 K_2 K_3,$$

а с учетом и силы трения  $F_N$  найдем действительную силу зажима обрабатываемой детали

$$W = W_4 - 3f W_4 \frac{l}{l_1} = W_4 \left( 1 - 3f \frac{l}{l_1} \right) = W_1 K_1 K_2 K_3 K_4.$$

Следовательно, коэффициент потерь в скальчатом кондукторе с роликовым замком определится из отношения моментов

$$\eta = \frac{W r_H}{P L} = \frac{W r_H}{W_1 r_H} = K_1 K_2 K_3 K_4,$$

а силовой коэффициент из отношения сил

$$\eta_c = \frac{W}{P} = \frac{W L}{W_1 r_H} = K_1 K_2 K_3 K_4 \frac{L}{r_H} = \eta \frac{L}{r_H}.$$

Если принять во всех кинематических парах одинаковые углы трения ( $5^\circ 43'$ ) и, следовательно, одинаковые коэффициенты тре-



ния (0,1), то при угле ролика-клина  $\alpha = 7^\circ$ , угле зацепления  $\alpha_0 = 20^\circ$ , отношениях  $\frac{l}{l_1} = 0,75$  и  $\frac{L}{r_n} = 12$  получим

$$\begin{aligned} \eta &= K_1 K_2 K_3 K_4 = \\ &= \frac{(\cos \alpha - f \sin \alpha) \sin \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \left[ 1 - f \left( \frac{L - r_n}{L} \right) \right] (1 - f \operatorname{tg} \alpha_0) \left( 1 - 3f \frac{l}{l_1} \right) = \\ &= \frac{(\cos 7^\circ - 0,1 \sin 7^\circ) \sin 7^\circ}{\operatorname{tg}(7^\circ + 5^\circ 43') + \operatorname{tg} 5^\circ 43'} \left( 1 - 0,1 + 0,1 \frac{1}{12} \right) \times \\ &\quad \times (1 - 0,1 \operatorname{tg} 20^\circ) (1 - 0,3 \cdot 0,75) \approx 0,25 \end{aligned}$$

и

$$\eta_c = \eta \frac{L}{r_n} \approx 0,25 \cdot 12 = \frac{W}{P} \approx 3.$$

Повысить силовой коэффициент можно в результате увеличения плеча  $L$  силы  $P$ . При этом, однако, следует проверить контактную прочность: ролика 3, сопряженных с ним деталей 4 и 6, зубьев валика 9 и рейки скалки 8 по формуле (22), в которую вместо  $W$  следует подставить силу  $F$  (при проверке деталей 3, 4 и 6) или силу  $Q = W_1 : \cos \alpha_0$  (при проверке деталей 8 и 9).

Кроме проверки прочности деталей по контактным напряжениям, следует также проверить изгибную прочность зубьев деталей 7 и 8 по формуле

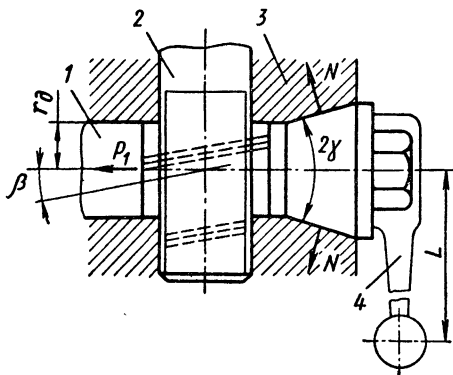


Рис. 151. Схема конического замка

$$\sigma_u = \frac{W_1}{b y m} \leq [\sigma_u],$$

где  $b$  — длина линии контакта зубьев рейки и валика;  
 $y$  — коэффициент формы зубьев берется из справочников или из учебников по деталям машин;  
 $m$  — модуль зацепления зубьев;  
 $[\sigma_u]$  — допускаемое напряжение изгиба.

Величины допускаемых контактных  $[\sigma_{кн}]$  и изгибных  $[\sigma_u]$  напряжений также находят в справочниках. Для приближенных расчетов можно принимать:

$$[\sigma_{кн}] \approx 15\,000 \text{ даН/см}^2; \quad [\sigma_u] \approx 2000 \text{ даН/см}^2.$$

**Скальчатые кондукторы с коническим замком.** Такие кондукторы (рис. 151) отличаются от кондукторов с роликовым замком только конструкцией замка. Силовое замыкание в кондукторах с коническим замком осуществляется в результате сил трения,

возникающих на конусной поверхности зубчатого валика 1, затягиваемого в конусное отверстие корпуса 3 приспособления и приводящего в движение реечные скалки 2 с кондукторной плитой.

Чтобы создать затягивающую силу, на оси валика при поворачивании его рукояткой 4, зубцы на валике и на рейке выполнены наклонными под углом  $\beta$ . Величина силы затягивания зависит от величины силы  $P$ , приложенной к рукоятке, и от угла  $\beta$ , а величина силы трения на сопряженных конусных поверхностях еще и от степени точности и шероховатости этих поверхностей, например от степени совпадения конусов. Угол  $\gamma$ , равный половине угла при вершине конусов, обычно не превышает  $10^\circ$ , поэтому при сравнительно небольшой осевой силе на валике возникает большая сила трения на конических поверхностях, надежно удерживающая валик от проворачивания под действием силы  $W$ , возникающей на скалках после снятия силы  $P$  с рукоятки и равной силе зажима обрабатываемой детали.

Величину силы зажима можно найти так же, как в предыдущей конструкции, по величине момента на оси валика 1. Если бы не было потерь на трение в опорах валика, на поверхностях зубьев валика и рейки, в направляющем отверстии для скалки, то обрабатываемая деталь зажималась бы силой  $W_1$ . Так как указанные потери неизбежны, то сила зажима детали с помощью и этого приспособления должна определяться с учетом коэффициентов потерь по формуле (108).

В эту формулу необходимо подставить другие коэффициенты  $K_1$  и  $K_3$ . Коэффициент  $K_1$  учитывает потери на трение в коническом сопряжении, поэтому определяется он по формуле

$$K_1 = 1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sin \gamma} \cdot \frac{r_{cp}}{r_H},$$

где  $r_{cp}$  — радиус среднего поперечного сечения конусного участка валика;

$\gamma$  — половина угла при вершине конуса.

Коэффициент  $K_3$  учитывает потери на трение в кинематической паре скалка — корпус под действием реакций  $R$  и  $R_1$ , вызываемых прижатием скалки к стенкам направляющего отверстия в двух перпендикулярных направлениях двумя силами: осевой составляющей силы  $N = N \sin \gamma$  и радиальной составляющей силы в реечно-зубчатом зацеплении  $Q = W_1 \operatorname{tg} \alpha_0$ . Этот коэффициент определяется из выражения

$$K_3 = 1 - \sqrt{\operatorname{tg}^2 \beta + \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_0}{\cos^2 \beta}} f.$$

Коэффициенты  $K_2$  и  $K_4$  определяются аналогично коэффициентам, определяемым в формуле (108).

**Скальчатые кондукторы с клиновым замком.** Конструкция скальчатого кондуктора с клиновым замком показана на рис. 152. В этой конструкции вертикальное перемещение рейки (скалки 2)

осуществляется, как и в предыдущих, при помощи рукоятки 1, надетой на зубчатый валик 4, но в этом случае зубчатый валик расположен в отверстии подвижного клина 5. В момент соприкосновения кондукторной плиты с обрабатываемой деталью движение рейки вниз прекращается, и зубчатый валик под действием силы, приложенной к рукоятке, начинает перемещаться вверх по рейке, увлекая за собой клин 5.

Так как угол  $\alpha = 5 \div 6^\circ$ , клин надежно запирает рейку в затянутом положении. Поворотом рукоятки вверх механизм открывается, и рейка вновь поднимается. Пружина 3 возвращает клин в исходное положение. Чем жестче эта пружинка, тем с большей силой зажимается обрабатываемая деталь, однако при этом приходится затрачивать больше труда для вращения рукоятки. В основе расчета силы зажима обрабатываемой детали должны быть приняты следующие положения:

1) при повороте зубчатого валика 4 он под действием клина 5 прижимается к своим опорам и возникающая при этом сила трения соответственно уменьшает силу, передаваемую на зуб рейки;

2) сила вертикального отжима зубчатого валика стремится приподнять клин и тем самым прижать рейку 2 к ее направляющей, возникающая при этом сила трения также уменьшает силу, действующую на зуб рейки;

3) уменьшается эта сила вследствие потерь на трение в зацеплении и в направляющих от перекоса плиты с рейкой.

Исходя из этих положений, силу  $W$  зажима обрабатываемой детали можно определить по формуле, аналогичной формуле (108), в которую вместо произведения коэффициентов  $K_1 K_2$  должна быть подставлена разность коэффициентов

$$K_2 - K_1 = \left[ 1 - f \left( \frac{L - r_H}{L} \right) \right] - \left[ \frac{1 - \frac{r_H}{L} - R \frac{r_H}{PL}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \right],$$

где  $R$  — сила сопротивления пружин 3 (при тех же значениях коэффициентов  $K_3$  и  $K_4$ ).

Следовательно,  $W = (K_2 - K_1) K_3 K_4$ .

**Скальчатые кондукторы с пружинным зажимом.** Конструкция кондуктора с пружинным зажимом показана на рис. 153. При смене обрабатываемой детали кондукторная плита 6, находясь

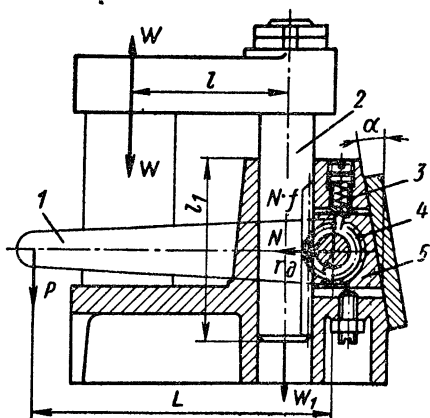


Рис. 152. Схема клинового замка

в верхнем положении, совершенно независима от зажимной пружины 8 и поэтому не угрожает рукам рабочего. В приподнятом положении плита удерживается специально для этой цели предназначенными пружинами 4, действующими на торцы скалок 5, укрепленных в кондукторной плите. Подъем и опускание плиты осуществляются коленчатым валом 2 при помощи рукоятки 10. Шейка вала, находящаяся в пазу крючка 1, при вращении вокруг опорных шеек вала приподнимает скалку 9 с надетой на нее плитой или (через пружину 8) опускает ее до соприкосновения плиты с обрабатываемой деталью. При дальнейшем поворачивании ко-

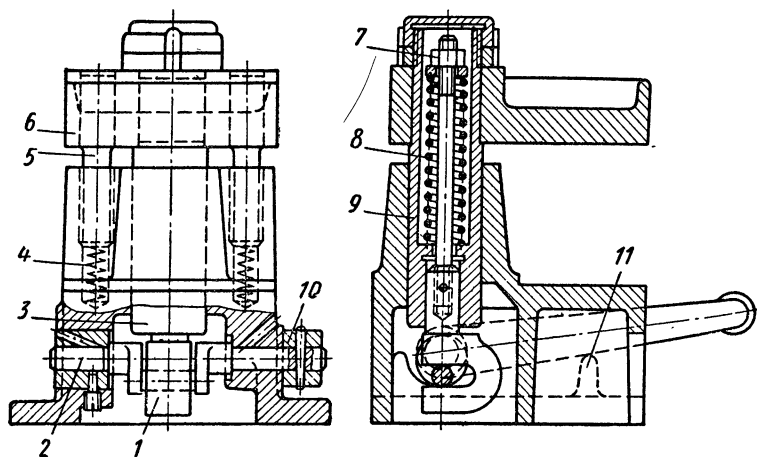


Рис. 153. Скальчатый кондуктор с пружинным зажимом

ленчатого вала пружина 8 сжимается и закрепляет с необходимой силой обрабатываемую деталь. В момент, когда рукоятка 10 дойдет до упора 11 на корпусе приспособления, шейка вала пройдет нижнее «мертвое положение», вследствие чего исключается произвольное ослабление силы зажима после снятия руки с рукоятки.

Сила зажима может быть отрегулирована при помощи гайки 7 и, следовательно, она пропорциональна предварительному натяжению пружины, и величина дополнительного сжатия пружины для перевода шейки коленчатого вала через «мертвое положение» в этой конструкции не велика, чем существенно облегчается работа с приспособлением.

## § 67. МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ СКАЛЬЧАТЫХ КОНДУКТОРОВ

Скальчатые кондукторы с ручным приводом могут работать со скоростью, не меньшей, чем любые пневматические зажимы. Тем не менее, неизбежная утомляемость при интенсивной работе вручную и не всегда достаточная сила (5—10 дан) для привода механизма вынуждают механизировать эти приспособления.

Обслуживание сверлильного станка, оснащенного скальчатым кондуктором, включает время на следующие вспомогательные операции движения: подъем кондукторной плиты; смену обрабатываемых деталей; опускание плиты; включение механической подачи, подъем шпинделя станка, очистку приспособления от стружки. Чем меньше машинное время на обработку, тем в большем процентном отношении к нему растёт вспомогательное время. Для сокращения вспомогательного времени на обработку необходимо механизировать и автоматизировать скальчатые кондукторы.

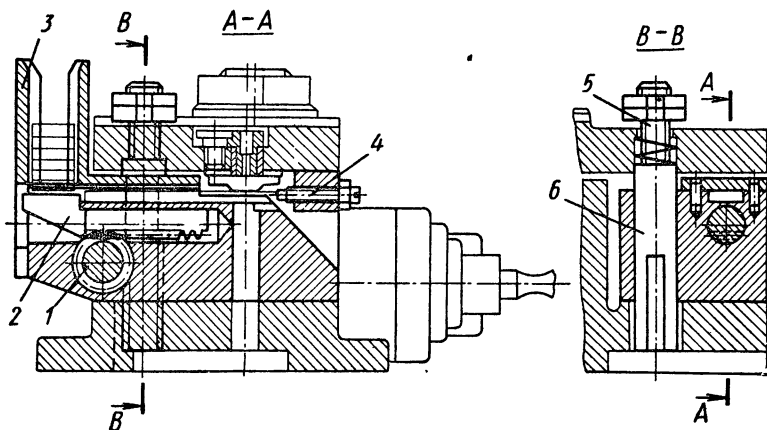


Рис. 154. Схема автоматизации скальчатого кондуктора

Скальчатый кондуктор, в котором загрузку и удаление деталей, а также очистку установочных поверхностей от стружки производят автоматически, показан на рис. 154. При повороте рукоятки, которой обычно осуществляются подъем и опускание кондукторной плиты, реечный валик 6 приводит в действие зубчатый валик 1 и рейку 2. Валик 1 и рейка 2 служат для подачи деталей из бункера 3 к рабочему месту (под кондукторную втулку). При подъеме кондукторной плиты рейка 2 перемещается влево настолько, что очередная обрабатываемая деталь падает из бункера и передвигается выступом рейки вправо при опускании плиты. Одновременно происходит передвижение вправо по горизонтальному направляющему желобу всех деталей, включая и обработанную, причем последняя падает на стол станка, а очередная, дойдя до опустившегося вместе с плитой винта 4, занимает место обработанной детали. При перемещении деталей по желобу одновременно происходит очистка его от стружки. В рассматриваемой конструкции предусмотрена пружина 5, без которой вследствие отклонений размеров длин деталей невозможно осуществить одновременно крепление детали и поджим ее к винту 4.

Движение кондукторной плиты в рассмотренном приспособлении производится вручную. Поэтому дальнейшей ступенью усовершенствования скальчатых кондукторов является передача ручных функций механизму подачи шпинделя станка.

Модернизированный механизм подачи показан на рис. 155. Установка новых деталей не требует дополнительной обработки корпуса станка. На место зубчатого валика сверлильной головки станка поставлен ступенчатый пустотелый валик с закрепленным на его конце кулачком 4. При вращении кулачок действует на рычаг 3, который с помощью хомута 2 осуществляет подачу шпинделя 1.

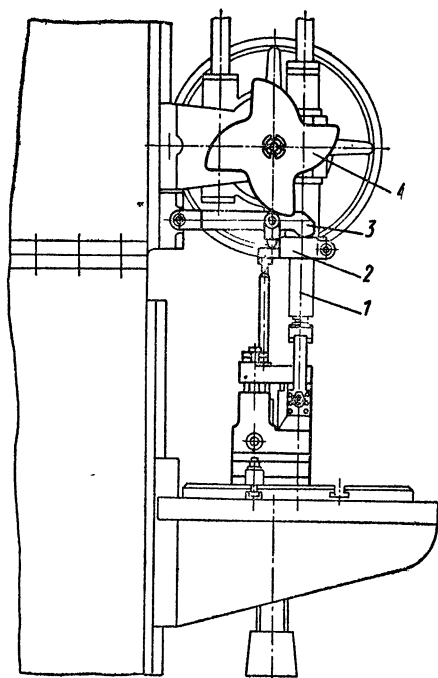


Рис. 155. Схема установки автоматизированного кондуктора

Возвратное движение шпинделя осуществляется контргрузом, помещенным в станине станка.

Дальнейшая механизация скальчатых кондукторов может быть направлена на замену ручного привода пневматическим. Так как управление золотником пневматического устройства может осуществляться ножной педалью, при использовании таких устройств освобождаются обе руки рабочего.

Конструкция пневматического скальчатого кондуктора с горизонтальным расположением цилиндра и с автоматическим переключением

воздуха разработана и внедрена на ЗИЛе. Для переключения воздуха использован распределительный кран (рис. 156). На валу 2 управления подачей станка закреплен кулачок 5, который при своем вращении вместе с валом, действуя на ролик 3 крана, обеспечивает впуск воздуха в цилиндр 1 для зажима детали. В исходное положение кран приводится пружиной 4.

Существуют конструкции скальчатого кондуктора, в которых станочник только устанавливает деталь в приспособление, остальные процессы, включая выталкивание обработанной детали, производятся автоматически. Для этого применяют, например, подпружиненный упор для обрабатываемой детали, который в конце своего хода соприкасается с электроприбором включения соленоидов пневмораспределителей зажима и подачи. По истечении вре-

мени обработки другой упор на шпинделе станка с помощью других переключателей реверсирует ход шпинделя, выключает зажим, и подпружиненный упор выталкивает готовую деталь. Производительность процесса весьма значительна, достигает при непрерывной работе 2000 сверлений в час.

Такой способ работы возможен при использовании на станках сверльной головки с пневмогидравлической подачей инструмента.

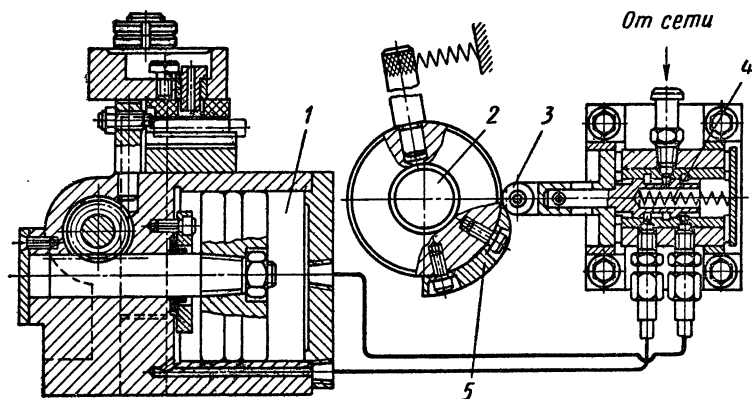


Рис. 156. Пневматический скальчатый кондуктор с автоматически действующим воздухораспределительным краном

Дальнейшей ступенью автоматизации кондукторов с пневматическим приводом следует считать автоматизацию загрузки деталей. При помощи рассмотренных скальчатых кондукторов большей частью обрабатываются сравнительно мелкие детали, однако такие приспособления применяются и для крупных тяжелых деталей. Известны приспособления с расстоянием между колонками до 2 м. Необходимость механизации работы в этом случае вызывается большим весом кондукторной плиты и трудностью загрузки детали.

## Глава XI

### МНОГОШПИНДЕЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ ДЛЯ ОДНОШПИНДЕЛЬНЫХ СВЕРЛИЛЬНЫХ СТАНКОВ

#### § 68. ГОЛОВКИ С НЕИЗМЕННЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ШПИНДЕЛЕЙ ДЛЯ ИНСТРУМЕНТОВ

Многошпиндельные головки обеспечивают одновременную работу несколькими одноименными или разноименными инструментами (сверлами, развертками, зенкерами, метчиками) и могут быть специальными и универсальными.

Специальные головки предназначаются для обработки деталей с определенным расположением отверстий, поэтому шпиндели таких головок не могут изменять своего положения. Такие головки используют в крупносерийном и массовом производстве, где станки часто предназначаются для выполнения одной определенной операции.

Универсальные головки отличаются от специальных тем, что в них положение шпинделей можно изменять, вследствие чего при помощи одной головки можно обрабатывать различные детали. Поэтому в массовом производстве такие головки применяются сравнительно редко. В серийном же производстве они находят довольно широкое применение.

Шпиндели многошпиндельных головок приводятся во вращение от шпинделя станка с помощью зубчатых передач. Колеса передач с внешним зацеплением располагаются между опорами шпинделей, колеса внутреннего зацепления — консольно. При небольших расстояниях между отверстиями, колеса иногда размещают в два яруса.

На рис. 157 показано устройство специальной головки с одноярусным расположением колес, так как диаметр окружности расположения обрабатываемых отверстий достаточно велик 122 мм и позволяет разместить паразитные колеса в одной плоскости с рабочими колесами. Головка предназначается для сверления четырех отверстий.

От ведущего валика 6 вращение передается двум паразитным зубчатым колесам 2, каждое из которых, в свою очередь, вращает два колеса 9 рабочих шпинделей 10. Паразитные колеса помещены на осях 1 с напряженной посадкой, рабочие колеса удерживаются



на шпинделях при помощи сегментных шпонок, на ведущем валике зубчатое колесо фиксируется двумя такими же шпонками.

Оси паразитных колес, так же как шпиндели и центральный валик 6, смонтированы на шариковых подшипниках. На шпин-

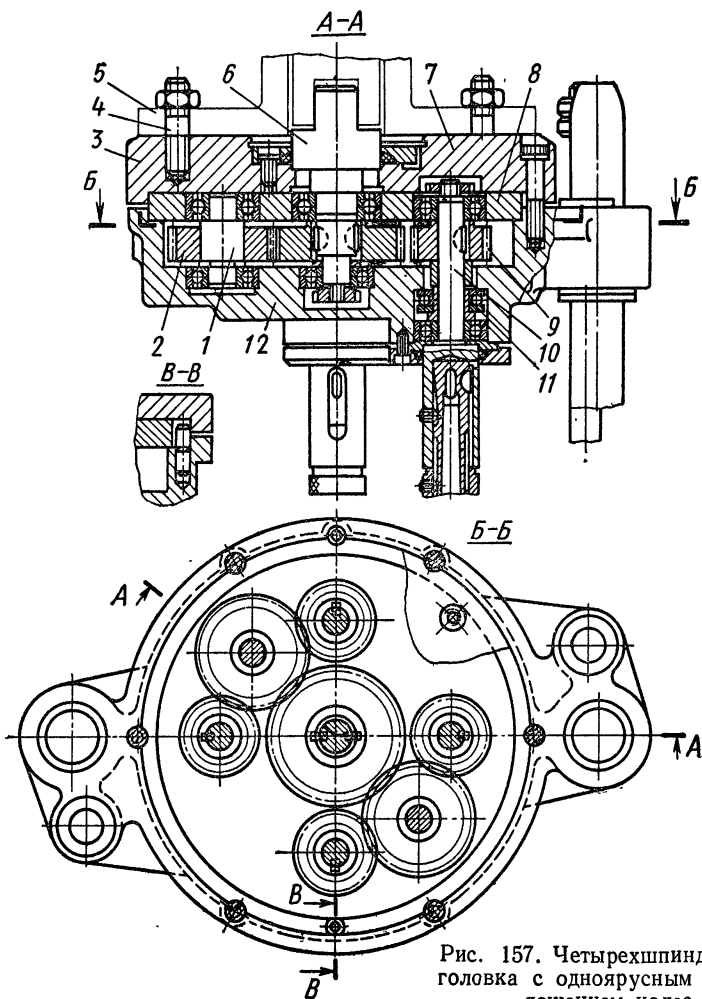


Рис. 157. Четырехшпиндельная головка с одноярусным расположением колес

делях для инструментов, кроме того, помещены упорные подшипники 11. Вследствие того, что гнезда для подшипников паразитных колес трудно обработать вместе, если эти подшипники находятся в верхней 3 и в нижней 12 половинках корпуса, то в данной конструкции используется специальный промежуточный диск 8, отверстия в котором обрабатываются вместе с отверстиями в нижней половине корпуса головки. Этот диск центрируется в точно обработанной выточке корпуса.

Головку устанавливают на фланце гильзы 5 станка и укрепляют на нем с помощью шпилек 4. При использовании нормализованных деталей высота  $H$  головки получается в пределах 200—280 мм (табл. 4).

На рис. 158 показана конструкция специальной головки, предназначенная для обработки шести отверстий, расположенных равномерно по окружности. Ввиду чрезмерной близости обрабатываемых отверстий друг к другу, рабочие колеса расположены в два яруса и приводятся во вращение двумя парами паразитных колес, также расположенных на шпинделях.

В нижнем ярусе — два паразитных колеса 2, каждое из которых приводит во вращение через рабочие колеса 9 два соседних шпинделя 10.

Таблица 4

Шпиндель	Конус Морзе	Высота $H$ в мм
1	1	200
2	1	210
3	1—2	235
4	1—2	245
5	2—3	280

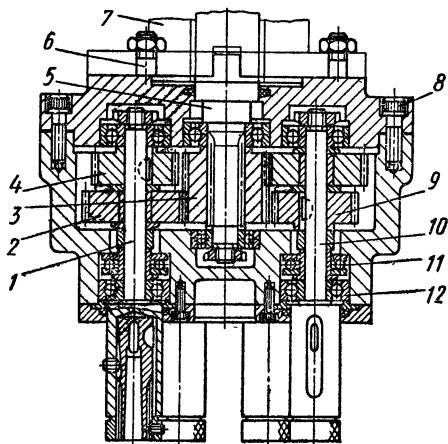


Рис. 158. Головка с двухъярусным расположением колес

Оставшиеся два шпинделя 1 приводятся во вращение от рабочих колес 4 с помощью двух паразитных колес 8, находящихся в верхнем ярусе. На двух шпинделях головки паразитных колес нет.

Колесо 3 ведущего валика 5 удвоенной ширины, так как приводит во вращение колеса, размещенные в двух ярусах. Ведущий валик и шпиндели смонтированы на радиальных шариковых подшипниках 12. Кроме них, на каждом шпинделе предусмотрен упорный подшипник 11, через который возникающая в процессе сверления осевая составляющая силы резания передается корпусу головки. Величина нагрузки на каждый радиальный подшипник зависит от величины горизонтальной составляющей силы, действующей в зацеплении колес, и обратно пропорциональна расстоянию от среднего сечения колеса до среднего сечения подшипника. На гильзе 7 шпинделя станка головка центрируется при помощи цилиндрической выточки и прикрепляется к фланцу гильзы шпильками 6.

Головки, зубчатые колеса которых располагаются за опорами шпинделей, более просты в изготовлении по сравнению с головками, в которых колеса располагаются между опорами шпинде-

лей, но они чаще требуют ремонта. Кроме того, вследствие консольного расположения колес подшипники шпинделей таких головок работают не в одинаковых условиях: реакция в ближайшем к колесу подшипнике складывается из силы, действующей в зацеплении колес, и реакции во втором подшипнике, а в последнем она равна разности указанных сил.

Головки с консольным расположением зубчатых колес необходимы для обработки отверстий, расположенных на очень близком расстоянии друг от друга, что не позволяет разместить между шпинделями паразитные колеса. В таких случаях для обеспечения требуемого направления вращения шпинделей приходится применять зубчатые передачи с внутренним зацеплением, осуществить которые можно только при консольном расположении колес на шпинделях.

Одна из конструкций головок с консольным расположением зубчатых колес внутреннего зацепления показана на рис. 159. Предназначается эта головка для обработки четырех отверстий. Ведущий валик 4 связан двумя сегментными шпонками с ведущим зубчатым колесом 3, находящимся в зацеплении одновременно со всеми зубчатыми колесами 2 рабочих шпинделей 1. Для обеспечения по возможности малой высоты головки подшипники ведущего валика посажены на ступицу зубчатого колеса. Колеса и подшипники смазываются через отверстие, которое закрывается резьбовой пробкой 5. Головка устанавливается и крепится на станке аналогично предыдущим.

Во второй конструкции головки с колесами внутреннего зацепления (рис. 160) ведущий валик 8 выполнен за одно целое с ведущим зубчатым колесом и опирается на подшипник скольжения 7 и упорный шарикоподшипник 6. Для шпинделей приняты также подшипники скольжения 1. Вместо отдельных упорных подшипников для каждого шпинделя принят один общий подшипник 5 для всех шпинделей. Для уменьшения трения между кольцом этого подшипника и шпинделями в выточках зубчатых колес 2 шпинделей помещены на закаленных опорах 3 шарики 4.

Сверла 9 крепятся при помощи цанг 10 гайками 11. Боковая площадка П на хвостовике сверла дополнительно предохраняет сверло от проворачивания.

Для обработки отверстий на близком расстоянии друг от друга могут быть использованы также головки, в которых привод от шпинделя станка к шпинделям головки осуществляется без помощи зубчатых колес.

Конструкция такой головки, предназначенной для обработки двух отверстий диаметром 5,5 мм на расстоянии 15 мм друг от друга, дана на рис. 161. В этой конструкции конический хвостовик 9, с помощью которого головка укрепляется в шпинделе станка, выполнен за одно целое с цилиндрическим фланцем 7, в котором обработано отверстие со смещением оси на 4 мм от оси хвостовика. В этом отверстии помещается цилиндрический хвостовик детали 5,

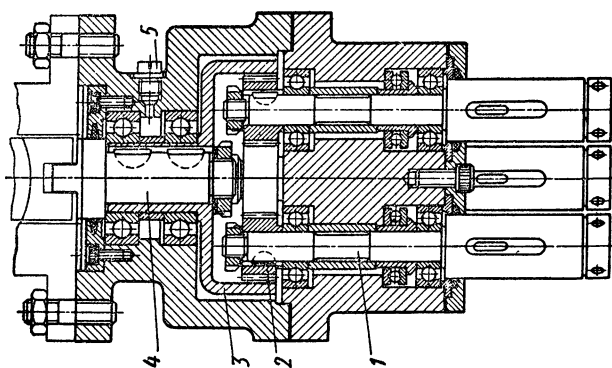


Рис. 159. Головка с консольным расположением колес

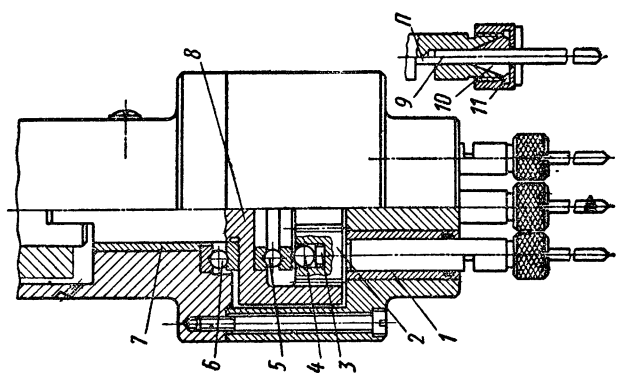


Рис. 160. Головка для сверления отверстий малого диаметра

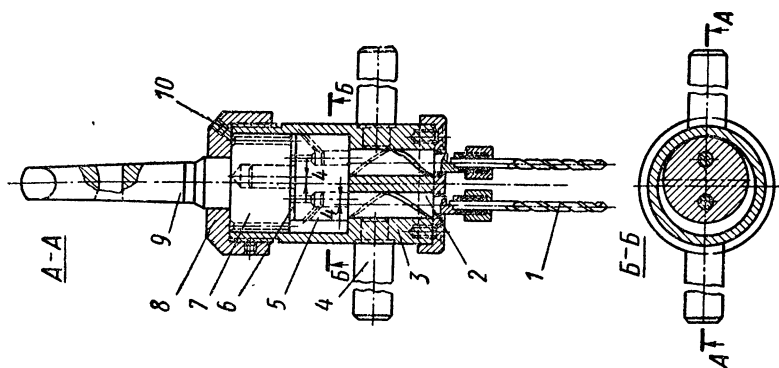


Рис. 161. Головка без зубчатых колес

в отверстия которой входят расположенные также с эксцентриситетом 4 мм хвостовики рабочих шпинделей 2. При вращении шпинделя станка деталь 5 совершает плоское движение, при котором ось ее и все остальные линии, параллельные оси, а следовательно, и оси хвостовиков шпинделей головки, будут описывать окружности радиусом 4 мм. При этом шпиндели будут вращаться с таким же числом оборотов, как и шпиндель станка. Чтобы предотвратить вращение корпуса головки, предусмотрены два стержня 4, которые перед началом работы должны соприкасаться с неподвижной частью станка — станиной, стойкой и т. п.

Для более надежного крепления головки на станке в коническом хвостовике предусмотрено сквозное отверстие для клина. Крепление сверл 1 осуществляется так же, как в конструкции, изображенной на рис. 160. Для уменьшения потерь на трение и износа трущихся деталей корпус 3 головки, с которым соприкасаются все трущиеся детали, изготавливается из фосфористой бронзы, между деталью 5 и фланцем 7 помещается бронзовая шайба 6 и все трущиеся детали смазываются. Для этой цели в крышке 8 предусмотрено смазочное отверстие с резьбовой пробкой 10, в деталях 5 и 7 — соответствующие отверстия, а на шпинделях — спиральные канавки. В нижней крышке головки предусмотрено необходимое уплотнение.

#### § 69. ГОЛОВКИ ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБЫ И УНИВЕРСАЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ

Многошпиндельные головки позволяют производить одновременно сверление одних отверстий и нарезание резьбы в других.

Автоматизированная наладка со специальной резьбонарезной головкой показана на рис. 162. Многошпиндельная головка 4 неподвижно связана с рабочим приспособлением 1 и поэтому головка и шпиндель станка 5 вертикально не перемещаются. Со шпинделями головки телескопически связаны державки 10 для патронов 11 с инструментом 12. Державки 10 имеют наружную резьбу того же шага, что и резьба обрабатываемых отверстий. Такую же резьбу имеют неподвижные втулки 9, через которые пропущены державки 10. Поэтому при вращении последних метчики образуют в отверстиях детали нужную резьбу. На неподвижной плите 8 закреплены выключатели 3 и 7. Первый служит для изменения направления вращения шпинделя станка, второй — для остановки станка по возвращении инструмента в исходное положение. Для приведения в действие выключателей служат детали 6 и 2, связанные с державками 10. Достоинство этого метода заключается в возможности одновременной обработки резьб разных шагов.

На рис. 163 показана одна из головок, с помощью которой производится одновременное сверление одних отверстий и нарезание резьбы в других. Для осуществления указанной обработки необ-

ходимо по выполнении операции изменять направление вращения резьбонарезных шпинделей при сохранении направления вращения других.

Для этой цели на центральном валике 9 головки помещены две обгонные муфты 3 и 10. Зубчатое колесо 5 шпонкой связано с валиком 9 и служит для передачи вращения резьбонарезному шпинделю 11. Зубчатые колеса 4 и 7 свободно надеты на кулачки 1 и 8 обгонных муфт. Зубчатое колесо 7 находится в зацеплении с зубчатым колесом 6 сверлильного шпинделя 2. Зубчатое колесо 4 связано с тем же шпинделем через паразитное зубчатое колесо.

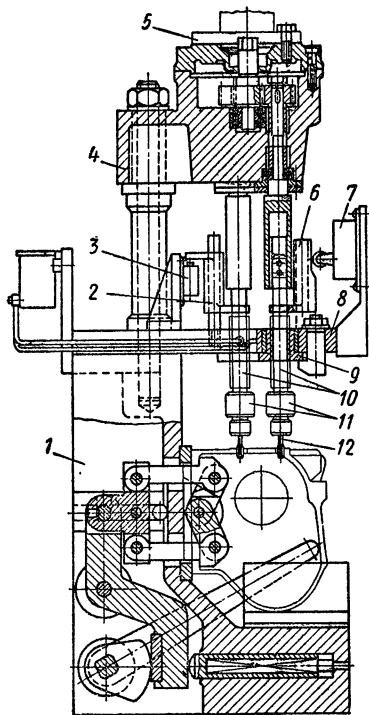


Рис. 162. Многошпиндельная головка для автоматизированного нарезания резьбы

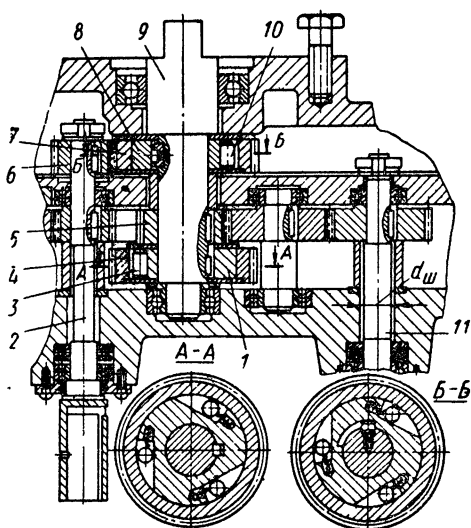


Рис. 163. Головка для последовательного сверления и нарезания резьбы

При вращении валика 9 по часовой стрелке рабочие шпиндели головки вращаются в ту же сторону, причем шпиндель 2 приводится от муфты 3 (муфта 10 не работает). При изменении направления вращения шпинделя станка изменяет направление вращения и резьбонарезной шпиндель. Сверлильный же шпиндель при помощи обгонной муфты 10 сохраняет прежнее направление вращения (муфта 3 не работает).

Универсальные головки, в которых шпиндели для инструментов располагаются в специальных поворотных кронштейнах, компактнее головок с раздвижными шарнирными валками [7].

Если головка предназначена только для обработки отверстий, одинаково расположенных по окружности разных диаметров, ее

конструкция может быть упрощена удалением некоторых деталей.

В практике используется ряд конструкций универсальных многошпиндельных головок для обработки отверстий, расположенных по прямой линии.

Пример конструкции одной из таких головок показан на рис. 164. Эта головка позволяет изменять расстояние  $l$  между

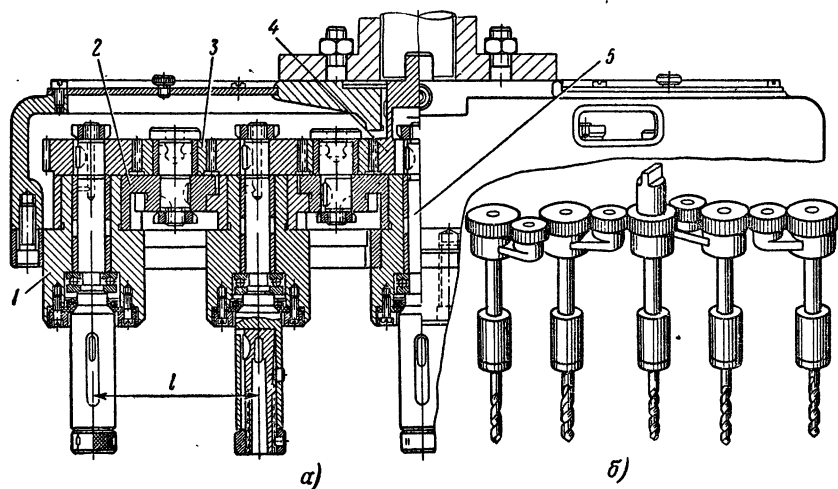


Рис. 164. Головка для обработки отверстий, расположенных по прямой линии

двумя соседними шпинделями в пределах 62—100 мм. Центральный шпиндель 5 головки не меняет своего положения и приводится во вращение непосредственно от центрального зубчатого колеса 4. Остальные шпиндели вращаются при помощи паразитных зубчатых колес 3 и могут изменять свое положение относительно центрального шпинделя. С этой целью оси паразитных колес 3 помещены в кронштейнах 2, которые можно повернуть относительно корпусов 1 шпинделей, что позволяет сблизить шпиндели (рис. 164, б) или удалить их друг от друга.

## § 70. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ ГОЛОВОК

Проектирование головок, как и любого другого механизма, выполняется на основании проектного задания. Проектное задание должно содержать сведения о характере операции, для которой предназначается головка (например, при проектировании многошпиндельной сверлильной головки должны быть сведения о количестве, взаимном расположении, диаметрах и глубине сверления отверстия); о механических свойствах материала, о габаритных размерах и форме обрабатываемых деталей; об инструментах (тип, конструкция, материал), которые будут укрепляться в головке, и т. д.

Проектирование должно выполняться с максимальным использованием стандартов и нормалей в последовательности, обеспечивающей наиболее экономное расходование времени на разработку конструкции при затрате минимального труда. Исходя из этого можно рекомендовать следующую последовательность проектирования, например, сверлильной головки: 1) выбор кинематической схемы головки, определение потребной мощности привода к головке и выбор соответствующего этой мощности станка или проверка пригодности заданного станка; 2) предварительный расчет основных деталей; 3) выбор типа подшипников и конструирование деталей и узлов; 4) проработка возможных вариантов компоновки узлов, связи головки со станком и с обрабатываемой деталью, выбор способа смазки трущихся деталей и уплотнений подвижных соединений; 5) поверочный расчет прочности основных деталей и по результатам этого расчета уточнение конструкции головки; 6) разработка чертежей общего вида головки и рабочих чертежей ее деталей.

1. Кинематическая схема головки выбирается на основании заданного расположения подлежащих сверлению отверстий. Поэтому на чертеже прежде всего отмечается положение осей будущих отверстий и находится точка приложения равнодействующей всех осевых сил, которые будут возникать при сверлении отверстий. Через эту точку должна проходить ось ведущего центрального валика головки. Иногда для упрощения конструкции головки может быть допущено некоторое смещение оси ведущего валика относительно точки приложения равнодействующей осевых сил. После этого по нормативным материалам выбирается подходящая кинематическая схема и на чертеже изображаются (в произвольном масштабе) начальные окружности колеса ведущего валика, паразитных колес и колес шпинделей сверл. При этом начальные окружности колес ведущего валика и паразитных колес должны касаться друг друга, а между окружностями колес шпинделей и ведущего валика должны быть достаточно большие зазоры (не менее трех модулей зацепления). Число паразитных колес должно быть минимальным.

Диаметр начальной окружности колеса ведущего валика головки следует принимать по возможности равным диаметру колес, располагаемых на шпинделях инструментов, или близких к нему. Диаметры окружностей паразитных колес приходится подбирать из условия постоянного и нормального зацепления этих колес с колесами шпинделей инструментов и с колесом центрального ведущего валика. При этом иногда не удастся осуществить такой подбор при использовании нормальных прямозубых колес, так как габаритные размеры таких колес не всегда могут обеспечить заданное расстояние между осями обрабатываемых отверстий. В таких случаях приходится прибегать к корригированию колес или к применению нормальных косозубых колес.



Мощность электродвигателя привода зависит от силы, расходуемой на подачу инструмента, от момента, необходимого для вращения инструмента, и от скорости вращения инструмента. Сила  $P$ , расходуемая на подачу инструмента, и момент  $M$ , в свою очередь, зависят от диаметра  $d$  инструмента, от величины подачи  $s$  инструмента, от механических свойств материалов обрабатываемой детали и инструмента, и от других технологических факторов, а скорость  $v$  вращения инструмента (скорость резания) зависит от стойкости  $T$  инструмента. Некоторые из этих данных берутся из технологической карты операции, для которой проектируется головка, а некоторые данные находятся из существующих нормативов и справочников или определяются по формулам, приведенным ниже <sup>1</sup>:

$$s = C_s d^{0,6}; \quad P_1 = C_p d^{1,9} s^{0,9};$$

$$v = \frac{C_v d^{2,0}}{T^m s^{0,9}}; \quad M_1 = C_m d^{1,9} s^{0,9};$$

По найденным тем или другим путем величинам момента  $M$ , силы  $P$ , подачи  $s$  и скорости  $v$ , по которой вычисляется число оборотов  $n$ , определяется мощность, необходимая для вращения одного сверла, по формуле

$$N_s = \frac{M_i n_i}{97400} \text{ кВт},$$

и мощность, необходимая для подачи одного сверла, по формуле

$$N_n = \frac{P_i s_i n_i}{6,12 \cdot 10^6} = 0,163 P_i s_i n_i 10^{-6}.$$

В этих формулах индексом  $i$  обозначены порядковые номера сверл. Если диаметры сверл одинаковы, то необходимая мощность электродвигателя определится из выражения

$$N_s = (N_s + N_n) \frac{\kappa}{\eta},$$

где  $\kappa$  — количество сверл;

$\eta$  — к. п. д. головки и механизма привода к ней (ориентировочно  $\eta \approx 0,7$ ).

Если диаметры сверл различны, то

$$N_s = [(N_{s1} + N_{s2} + \dots + N_{sn}) + (N_{n1} + N_{n2} + \dots + N_{nk})] \frac{1}{\eta}.$$

Если станок задан, полученное значение  $N_s$  необходимо сравнить с мощностью двигателя станка, и если последняя ока-

<sup>1</sup> В формулах буквами  $C$  с соответствующими индексами обозначены коэффициенты, характеризующие механические свойства материалов сверл и обрабатываемой детали, а также технологические факторы: точность обработки, чистота обрабатываемых поверхностей и т. п.

жется меньше полученной расчетом, потребуется изменить режим обработки или сменить двигатель.

2. Предварительный расчет головки включает расчет основных деталей (зубчатых колес и валов). При этом прежде всего находятся числа зубьев и модуль колес, а затем диаметры начальных окружностей, основных окружностей, окружностей выступов и впадин и ширина зубчатых венцов колес. Числа зубьев легко найти по величине передаточного числа от шпинделей сверл к валику головки:

$$i = \frac{n_c}{n_g} = \frac{560}{320} = \frac{56}{32} = \frac{28}{16} = \frac{14}{8} = \frac{35}{20} = \frac{z_g}{z_c}.$$

Следовательно, число зубьев для колеса ведущего валика можно принять равным 56 или 35, а для колес шпинделей сверл 32 или 20. Остальные значения не удовлетворяют условию неподрезания зубьев.

Диаметр начальной окружности колеса может быть определен по формуле

$$d_n = mz,$$

где  $m$  — модуль зубьев в мм;

$z$  — число зубьев колеса.

Число зубьев наименьшего колеса передачи, работающей с переменным режимом, должно удовлетворять следующему неравенству:

$$z_{\min} < z < z_{\max},$$

где  $z_{\min} = 17$  — минимальное число зубьев по условию неподрезания, для нормальных (некорректированных) колес с эвольвентным профилем зубьев;

$z$  — число зубьев рассчитываемого колеса;

$z_{\max}$  — максимально допустимое число зубьев.

Максимально допустимое число зубьев находят из условия равнопрочности по контактным  $[\sigma_{кн}]$  и по изгибным  $[\sigma_u]$  напряжениям;

$$\frac{z_{\max}}{y} = \left( \frac{1450}{[\sigma_{кн}]} \right)^2 \frac{i \pm 1}{i} [\sigma_u],$$

где  $y$  — коэффициент формы зубьев (определяется по справочникам);

$i$  — передаточное число, равное отношению числа зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего колеса.

Следовательно, для определения необходимого числа зубьев меньшего колеса рассчитываемой пары сначала требуется определить допускаемые контактные и изгибные напряжения, передаточное число и коэффициент формы зубьев.

Допускаемые контактные напряжения при переменном режиме работы колес одностороннего вращения можно определить по формуле

$$[\sigma_{кн}] = [\sigma_{кн}]_{10^7} K_s,$$

где  $[\sigma_{кн}]_{10^7}$  — контактное напряжение, допускаемое при числе циклов нагружений, равном  $10^7$  (берется из справочников);

$K_s = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_s}}$  — коэффициент эквивалентных напряжений, зависящий от режима работы и срока службы головки ( $N_s = (1,1 \div 1,2) 60 anT$  — эквивалентное число циклов нагружений зубьев, зависящее от числа оборотов  $n$  колеса, от числа нагружений  $a$  зубьев за один оборот, от заданного срока службы  $T$  головки).

Допускаемое напряжение изгиба может быть найдено в зависимости от величины предела прочности  $\sigma_b$  или предела текучести  $\sigma_T$  по следующим приближенным формулам:

при твердости сердцевины зубьев  $HB \leq 350$

$$[\sigma_u] \approx 0,4\sigma_b;$$

при твердости сердцевины  $HB \geq 350$

$$[\sigma_u] \approx 0,7\sigma_b.$$

Модуль  $m$  зубчатых колес предварительно может быть найден в зависимости от  $[\sigma_u]$ , числа зубьев малого колеса передачи и крутящего момента  $M_k$  на его оси по следующей приближенной формуле:

$$m = A \sqrt[3]{\frac{M_k}{[\sigma_u] z^2 y}} \approx (3,5 \div 3,6) \sqrt[3]{\frac{M_k}{z^2 \sigma_b}}.$$

Для ведущего валика  $b$  головки, показанной на рис. 157, величина момента  $M_k$  может быть определена по формуле  $M_k = 4M_c \frac{i}{\eta}$ , в которой  $M_c$  — момент на оси сверла,  $i$  — передаточное число и  $\eta$  — к. п. д.

Ширину колес обычно выбирают на этапе предварительного расчета в зависимости от отношения этой величины к диаметру начальной окружности наиболее нагруженного колеса. Это отношение обычно находится в пределах 0,2—0,3.

Предварительный расчет шпинделей и ведущего валика сводится к определению приближенных значений диаметров: шпинделей в местах расположения их нижних опор, а ведущего валика — в месте расположения колеса, так как, именно, в этих местах такие детали наиболее нагружены.

Для расчета может быть использована формула

$$d = (0,28 \div 0,3) \sqrt[3]{M_k}.$$

Результаты по этой формуле получаются приближенными, потому что она выведена из формулы

$$[\tau] = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{0,2d^3}.$$

В этой формуле вместо действительного допускаемого напряжения кручения  $[\tau]$  подставлено значительно пониженное (в 5—6 раз) напряжение. Это сделано для того, чтобы учесть влияние на размер диаметра вала обязательно действующего и пока не известного изгибающего момента, а вместо полярного момента сопротивления  $W_p$  — его приближенное значение.

Оси паразитных колес на этом этапе не рассчитываются, так как в процессе работы головки на них действует только изгибающий момент, который можно определить после того, как будут определены расстояния между опорами этих осей, т. е. после выявления конструкции узлов головки на следующем этапе проектирования.

3. На этапе конструирования, как отмечалось выше, прорабатываются все узлы головки, окончательно выявляется конструкция деталей, подбираются подшипники по предварительно найденным размерам посадочных мест для них, решаются вопросы монтажа и смазки головки.

Наиболее сложными деталями при конструировании следует считать рабочие шпиндели (валы, несущие инструменты). Сложность обусловлена тем, что эти валы должны быть консольными, причем с весьма большой консолью. Вместе с инструментом консоль шпинделей превышает в 1,5—2 (а иногда и больше) раза длину той части шпинделя, которая находится в опорах корпуса головки. Кроме того, шпиндель подвергается воздействию значительных радиальных и осевых нагрузок, приложенных на конце консоли (на режущей кромке инструмента) и в промежутке между опорами в корпусе (на зубьях колеса). Поэтому шпиндели необходимо устанавливать на радиальных и упорных подшипниках, или на радиально-упорных подшипниках.

Наиболее компактную конструкцию шпинделей обеспечивают радиально-упорные двухрядные шариковые подшипники. Применение конических роликовых подшипников нецелесообразно, так как при той же нагрузке они изнашиваются по сравнению с упорными шарикоподшипниками значительно быстрее.

При расчете шарикоподшипников для головок необходимо руководствоваться сроком их работы (машинного времени 2000 ч), что практически приводит к смене подшипников не чаще 1 раза в год. Между радиальными шарикоподшипниками устанавливаются распорные втулки, исключающие перегрузку подшипников от силы натяжения гайки при регулировании шпинделей. В головках, предназначенных для легких работ, вместо радиальных шарикоподшипников могут быть использованы подшипники скольжения.

В последние годы быстроходные шпиндели, предназначенные для сверления отверстий диаметров 0,75—2,75 мм, монтируют на газостатических или воздушных «подшипниках». На рис. 165 показана схема одной из конструкций такого шпинделя. В этой конструкции газ по каналу 4 подается к высокооборотной ( $n = 10\,000 \div 250\,000$  об/мин) турбине 5, связанной со шпинделем, несущим сверло 7. По каналу 3 газ подается к шпинделю в зазоры 1 и к торцам турбинки в зазоры 2 и удерживает шпиндель вместе с турбинкой во взвешенном состоянии. Так как при этом вращающиеся детали не соприкасаются с другими металлическими деталями, срок службы таких шпинделей возрастает в 4—10 раз по сравнению с обычными шпинделями. Газовые подушки при этом выполняют одновременно функции опор и смазки.

Результаты использования газовых опор и смазки в других машинах и механизмах позволяют считать вполне возможным применение их и в многошпиндельных головках.

Оси паразитных зубчатых колес в головках монтируются также на шариковых или на обычных подшипниках скольжения. Если паразитное зубчатое колесо вращает не более двух рабочих шпинделей, то используют радиальные подшипники для осей тех же размеров, что и для рабочих шпинделей. Если же паразитное зубчатое колесо приводит во вращение три рабочих шпинделя, диаметры осей для подшипников принимают равными 1,3 диаметра направляющей части рабочего шпинделя.

Ответственной деталью головки является центральный ведущий валик, связанный непосредственно со шпинделем станка. От ведущего валика вращение передается рабочим шпинделям головки. Поэтому модуль зацепления всех зубчатых колес головки определяется по нагрузке на зуб зубчатого колеса этого валика.

Ведущий валик обычно разгружают от осевых сил и монтируют в связи с этим только на радиальных шарикоподшипниках.

Связь валика со шпинделем станка осуществляется при помощи переходной детали с коническим хвостовиком, входящим в коническое отверстие шпинделя, и с торцовым пазом, захватывающим шпонкообразный конец центрального вала головки. Применять центральный валик, выполненный за одно целое с коническим хвостовиком, не рекомендуется, так как в этом случае трудно

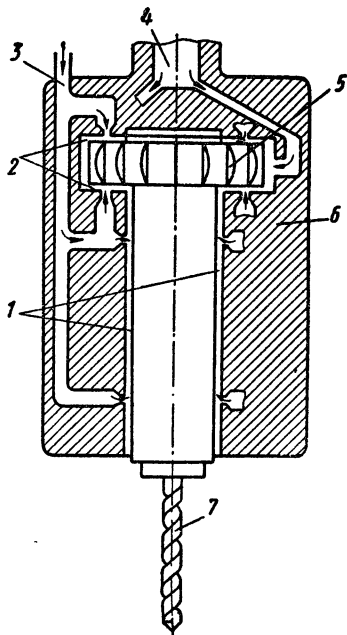


Рис. 165. Схема быстроходного шпинделя на воздушных опорах

координировать оси этого валика и хомута, закрепляющего головку на шпинделе станка, с осью шпинделя.

Корпус головки изготавливается из чугуна или алюминиевого сплава и, как уже отмечалось, для облегчения монтажа должен состоять из нескольких частей. Конструкция верхней части должна обеспечивать удобство крепления ее к пиноли шпинделя станка, конструкция остальных частей определяется формой и удобством размещения узлов головки в корпусе.

Отверстия в корпусе головки для шпинделей обычно выполняются ступенчатыми по размерам направляющей части шпинделя и по размерам наружных диаметров подшипников. Существует более технологичная конструкция этого узла. В этой конструкции в корпусе головки делают отверстие по размерам наружного диаметра подшипников, а между подшипниками помещается специальная втулка, которая стопорится пальцем и при работе головки воспринимает осевые силы. -

Так как опоры шпинделей головки находятся, как правило, в различных частях корпуса, то эти части должны быть точно сцентрированы относительно друг друга и зафиксированы в определенном угловом положении. Центрирование частей корпуса осуществляется концентрическими выточками и выступами, создаваемыми на каждой части корпуса, фиксация углового положения — штифтами (см. рис. 157) (сечение *BB*).

4. Компоновка узлов головки выбирается такой, чтобы можно было обеспечить минимальные габаритные размеры головки и максимальную надежность ее работы. Для этого иногда бывает целесообразно опробовать несколько вариантов компоновки, вплоть до изменения не только конструкции отдельных деталей, но и намеченной ранее кинематической схемы. При этом должны быть обеспечены следующие основные технические условия на сборку: биение шпинделей не должно превышать  $0,05$  мм на длине выступающей из корпуса головки части; непараллельность шпинделей к направляющим колонкам, а также перпендикулярность любого шпинделя к верхней плоскости прилегания крышки к корпусу головки не должна превышать  $0,03$  мм на длине  $300$  мм; биение конусного отверстия державки для инструмента в рабочем шпинделе не должно быть более  $0,05$  мм на длине  $300$  мм.

При компоновке головок необходимо тщательно решать вопрос о смазке трущихся деталей. Тип смазки зависит от окружных скоростей зубчатых колес. Для тихоходных головок с двумя-тремя шпинделями применяется простейший способ смазки — заполнение корпуса головки консистентной смазкой при монтаже. Для быстроходных головок такой способ непригоден, так как сплошное заполнение смазкой шарикоподшипников и зубчатых колес вызывает значительные потери мощности на трение; связанное с этим нагревание подшипников приводит к разжижению смазки, вследствие чего уплотнения, например, фетровые кольца, рассчитанные на консистентную смазку, не могут удержать ее;

при утечке смазки детали головки, находящиеся в верхней ее части, не смазываются при работе, что заставляет постоянно следить за головкой и пополнять ее смазкой; данный способ не обеспечивает хорошего смазывания подшипников скольжения, поэтому для быстроходных головок необходима принудительная смазка. Простейшей принудительной смазкой является фитильная, которая осуществляется при помощи шерстяных, обвитых вокруг проволоки, фитилей, помещенных в масляный резервуар, расположенный в верхней части корпуса головки. Резервуар наполняется смазкой через специальную масленку 1—2 раза в смену.

Рациональным способом принудительной смазки следует считать смазку при помощи специального насоса, обеспечивающего непрерывную подачу ее к трущимся поверхностям. Такой способ обладает следующими достоинствами: смазка находится в специальном резервуаре и попадает в головку только к трущимся поверхностям, при этом устраняется попадание смазки в полости головки, где она совершенно не нужна; создаваемая насосом постоянная циркуляция обеспечивает наиболее надежную смазку трущихся поверхностей; смазка всех сопряжений как в нижней, так и в верхней частях головки производится одинаково; постоянная циркуляция смазки способствует более равномерному распределению и отводу тепла.

Головка с шестеренчатым масляным насосом показана на рис. 166. Когда головка не работает, все масло собирается в прикрепленном к ней специальном поддоне 2. Насос 1, погруженный в масло поддона, находится под ведущим валиком 5 головки, от которого приводится в действие. Во время работы головки масло нагнетается насосом в продольное отверстие ведущего валика и через верхнее радиальное отверстие в нем разбрасывается по всей поверхности промежуточной плиты 4. По нижнему радиальному отверстию валика смазка поступает к верхней его втулке. Масло, находящееся на поверхности промежуточной плиты 4, попадает в зону расположения зубчатых колес через отверстие *M* в плите, отверстия в осях 3 паразитных зубчатых колес и через зазоры верхних подшипников рабочих шпинделей. Смазав зубчатые колеса и верхние подшипники, масло протекает через нижние подшипники шпинделей и осей паразитных зубчатых колес и собирается в резервуаре поддона, откуда снова подается вверх.

Внутри насоса движение масла происходит следующим образом. Из резервуара оно поднимается по вертикальному отверстию в левую полость между зубчатыми колесами насоса (разрез *B—B*), а зубчатые колеса перегоняют его в правую полость. Далее через отверстие в крышке насоса масло идет в канавку на внешней поверхности крышки (разрез *B—B*) и в полость, расположенную под насосом. Отверстие в ведущем валике головки сообщается с этой полостью через поперечный паз на торце валика, который одновременно является поводком для привода насоса в действие. Вследствие трудности точно согласовать количество масла, подаваемого насо-

сом, с количеством масла, протекающим через подшипники, необходимо выбирать насос с некоторым избытком подачи масла по сравнению с количеством его, проходящим через подшипники.

Чтобы в верхних полостях головки при этом не скопилось с течением времени все масло, так как в головку масло заливают в ограниченном количестве и все полости связаны между собой отверстиями, верхний край которых несколько возвышается над дном полости. Таким образом, в каждой из них постоянно под-

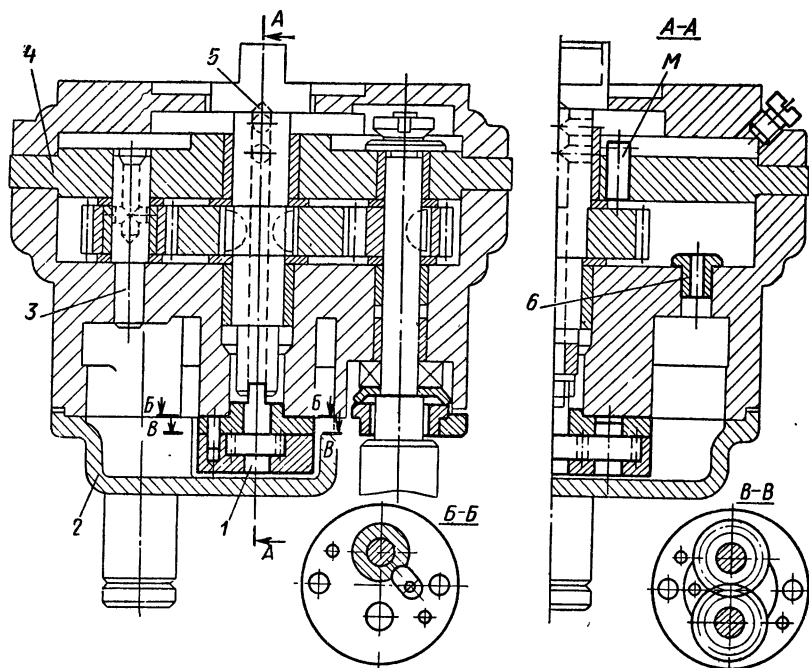


Рис. 166. Головка с шестеренчатым масляным насосом

держивается некоторый уровень масла, а избыток его свободно стекает в нижнюю полость. В данной головке нужный уровень масла поддерживается высотой буртика втулки 6, через которую избыток масла стекает в поддон.

Для предупреждения утечки смазки в головках, как и в других механизмах с быстровращающимися валами и подшипниками, предусматриваются уплотнения. Применяются различные типы уплотнительных устройств. Чаще всего используют обычные фетровые или кожаные кольца с предварительной затяжкой при монтаже головок или с постоянным натяжением, осуществляемым специальным пружинным устройством.

Предварительная затяжка осуществляется винтами и гайками, специально для этой цели предназначенными, или стягиванием деталей, несущих эти уплотнения. Уплотнительные кольца надо



сжимать так, чтобы они плотно прилегали к поверхности вращающейся детали.

Преимущество первой конструкции заключается в простоте смены уплотнительного кольца. Однако чрезмерная близость соседних шпинделей иногда не позволяет разместить подобное крепление. В этих случаях прибегают к срезу сегментов на прижимной шайбе или используют более компактные конструкции опisanного типа. В некоторых конструкциях вместо уплотнительных устройств применяют маслоотражательные кольца.

5. Поверочный расчет прочности основных деталей выполняется для того, чтобы убедиться насколько точно удовлетворяет разработанная конструкция головки предъявляемым к ней требованиям и, кроме того, найти возможные ошибки, которые могли быть допущены при выполнении расчетов и в процессе конструирования.

Как в любом другом механизме, поверочному расчету обычно подлежат зубчатые колеса, валы и подшипники.

Зубчатые колеса проверяются по величине контактных  $\sigma_{\kappa\kappa}$  и изгибных  $\sigma_u$  напряжений, которые будут возникать в зубьях в процессе работы головки. Эти напряжения можно определить по формулам:

$$\sigma_{\kappa\kappa} = \frac{2150}{d_n} \sqrt{\frac{K_\kappa K_\delta M_\kappa (i \pm 1)}{bi}} \leq [\sigma_{\kappa\kappa}] \text{ дан/см}^2; \quad (109)$$

$$\sigma_u = \frac{2K_\kappa K_\delta M_\kappa z}{d_n^2 b \cos \alpha y} \leq [\sigma_u], \quad (110)$$

где  $K_\kappa$  и  $K_\delta$  — коэффициенты концентрации и динамичности нагрузки.

При отношении ширины колеса  $b$  к начальному диаметру  $d_n$  в пределах 0,2—0,4 принимают: при симметричном расположении колес относительно опор  $K_\kappa = 1,00$ ; при несимметричном расположении  $K_\kappa = 1,04 \div 1,08$  и при консольном расположении  $K_\kappa = 1,08 \div 1,15$ ; при окружной скорости колес 2—8 м/сек  $K_\delta = 1,30 \div 1,45$ .

Размерность напряжений в формуле (109) приведена потому, что все линейные величины в этой формуле в см, крутящий момент  $M_\kappa$  в дан·см и модуль упругости материала колес, которым определяется коэффициент 2150, в дан/см<sup>2</sup>. В формуле (110) размерность не приведена, так как она зависит от того, в каких единицах будут приняты входящие в нее величины  $M_\kappa$ ,  $d_n$  и  $b$ .

Центральный и шпиндельные валы во многих случаях целесообразно проверить на прочность в опасных сечениях. Опасные сечения валов, нагрузка на которые расположена между опорами, находятся, как правило, в местах расположения колес. В этих местах опоры ослаблены шпоночными канавками для колес или шлицами и, кроме того, находятся под действием крутящего и максимального изгибающего моментов, для определения которого

предварительно находят реакции в опорах валов. При расчете можно пользоваться следующей формулой приведенного напряжения:

$$\sigma_{np} = \frac{10 \sqrt{M_u^2 + (\alpha M_k^2)}}{d^3} \leq [\sigma_{-1}]_u,$$

где  $\alpha$  — коэффициент (с помощью которого касательные напряжения кручения, изменяющиеся по пульсирующему циклу, приводятся к напряжениям симметричного цикла), равный  $[\sigma_{-1}]_u / [\sigma_0]_u$ ;

$[\sigma_{-1}]_u$  и  $[\sigma_0]_u$  — допускаемые напряжения изгиба при симметричном и пульсирующем циклах).

Опасные сечения двухопорных валов с консолью находятся под ближайшим подшипником к консоли в случаях, когда между опорами вала нет нагрузки. При наличии такой нагрузки опасные сечения могут быть и между опорами. Проверку шпинделей можно не производить в случаях, когда отношение диаметра  $D$  той части шпинделя, которая находится в корпусе головки, к диаметру  $d$  сверла меньше указанных ниже значений:

$d$ в мм . . . . .	9—13	$\geq 13$ до 16	$\geq 16$ до 19	$\geq 19$
$\frac{D}{d}$ . . . . .	1,3	1,2	1,1	1

Однако во многих случаях указанные опасные сечения могут оказаться не опасными, как это встречается, например, в случаях, когда вал передает момент двум одинаково нагруженным валам и расположенным в диаметральной плоскости с двух сторон от ведущего вала. Для проверочного расчета вала необходимо в каждом конкретном случае сначала определить опасные сечения вала.

Оси паразитных колес иногда также следует проверить на прочность, так как их диаметры предварительно не рассчитывались, и выбирались из конструктивных соображений. Производя проверку, не следует забывать, что эти детали находятся только под действием изгибающих моментов.

Подшипники качения проверяются по коэффициенту работоспособности  $C$ , который определяется по следующим формулам:

для радиально-упорных подшипников

$$C = (RK_k + mA) K_b K_T (nh)^{0,3};$$

для упорных подшипников

$$C = AK_b K_t (nh)^{0,3},$$

где  $R$  — фактическая радиальная нагрузка в дан;

$K_k$  — коэффициент, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается — внутреннее или наружное (для подшипников с вращающимся внутренним кольцом  $K_k = 1$ );

- $m = 1,5$  — коэффициент, которым учитывается неодинаковое влияние радиальных и осевых нагрузок на долговечность подшипников для однорядных шарикоподшипников;
- $A$  — фактическая осевая нагрузка, которая для радиальных подшипников допускается до 70% от неиспользованной радиальной нагрузки в дан;
- $K_b$  — коэффициент, зависящий от рода нагрузки (для механизмов станков  $K_b = 1 \div 1,2$ );
- $K_t$  — коэффициент, которым учитывается влияние температурного режима работы на долговечность подшипника (при температуре до 100 °С  $K_t = 1$ );
- $n$  — число оборотов вала в минуту;
- $h$  — долговечность работы подшипника в ч.

### § 71. КРЕПЛЕНИЕ ГОЛОВОК НА ШПИНДЕЛЯХ СТАНКОВ И ПАТРОНЫ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ МЕТЧИКОВ В МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ ГОЛОВКАХ

**Крепление головок на шпинделях станков.** Способ крепления головки на шпинделе станка зависит от конструкции конца шпинделя или гильзы станка. У современных вертикально-сверлильных станков, рассчитанных на использование многошпиндельных головок, гильза шпинделя (пиноль) имеет на своем нижнем конце фланец, к которому крепится головка.

Основными преимуществами такого крепления являются: восприятие силы подачи телом гильзы, а не ее подшипниками, и относительная компактность головки по высоте вследствие отсутствия на вращающемся шпинделе станка места для конического хвостовика инструмента. Последнее существенно потому, что при укорочении головки можно располагать приспособления на высоте, более удобной для обслуживания. Недостатком является то, что при применении таких станков для одношпиндельной обработки необходимо иметь специальную переходную часть с коническим отверстием для инструмента.

Другие конструкции, допускающие передачу осевой силы на гильзу, имеют в хвостовой части отверстие для конуса инструмента, что снижает эксплуатационные качества станка при многошпиндельной обработке, так как чем больше высота головки, тем меньше возможная высота обрабатываемых деталей и рабочей части приспособления. При конструировании головок к станкам с таким шпинделем целесообразно использовать его конец в качестве базы для центрального ведущего зубчатого колеса головок.

Существенное практическое значение имеет способ присоединения центрального валика головки к вращающемуся шпинделю станка. Так как плоскости симметрии паза на торце шпинделя или на промежуточной конической детали и выступа центрального валика могут не совпадать, это приводит к перегрузке радиальных подшипников.

Вопрос крепления инструментов в головке решается, исходя из требования обеспечить равномерную нагрузку на все механизмы головки. Для обеспечения этого требования необходимо, чтобы все инструменты вступали в работу одновременно. Этого можно достигнуть при использовании регулируемых державок для инструмента. Требуемое положение державки по оси шпинделя фиксируется гайкой с контргайкой или гайкой со стопорным винтом, для которого на резьбовой части державки предусмотрены четыре паза (см. рис. 157).

В конструкции с фиксирующими гайками достигается любая точность регулирования, в то время как при использовании винта точность регулирования равна 0,25 шага резьбы. Поэтому в некоторых случаях, например при одновременной подрезке торцов, предпочтительнее первый способ регулирования.

Для удаления инструмента в державках и во втулках шпинделей предусматриваются продолговатые отверстия.

Связь головок с кондукторной плитой и с приспособлением в случаях, когда плита выполнена за одно целое с приспособлением, осуществляется до закрепления последнего на столе станка. Для этого головка с укрепленными в ней инструментами, опускается до тех пор, пока инструменты войдут в кондукторные втулки, после чего приспособление закрепляется.

В тех случаях, когда кондукторная плита выполняется подвесной, что облегчает установку и снятие обрабатываемой детали, а также наблюдение за установочными деталями приспособления, она соединяется с головкой при помощи специальных скалок. С приспособлением для обрабатываемой детали плита соединена при помощи двух неподвижных пальцев, укрепляемых в корпусе приспособления. При такой конструкции направляющие втулки для пальцев находятся в кондукторной плите, что исключает заедание скалок и аварии. При работе с многошпиндельной головкой большое значение имеют удобство отсоединения плиты от головки и точность ее повторной установки. Это отсоединение необходимо при каждой установке или смене инструмента.

На некоторых заводах применяются конструкции, в которых кондукторную плиту можно быстро отсоединить от головки (рис. 167). В них кондукторная плита 1, помимо скалок 4, соединена с головкой дополнительно при помощи двух подвесок 5, которые зафиксированы в плите специальными быстродействующими замками. Чтобы облегчить смену инструмента, кондукторная плита быстро освобождается от подвесок и опускается. Для этого валики 3 замков задвигают внутрь плиты и поворачивают так, чтобы цилиндрические лыски на этих валиках совпали с подвесками 5, при этом плита может быть опущена без каких-либо затруднений. После смены инструмента плиту надевают на концы подвесок, валики замков поворачивают до тех пор, пока пружины 2 вытолкнут их и тем самым зафиксируют плиту в том же положении, в котором она была до смены инструмента.

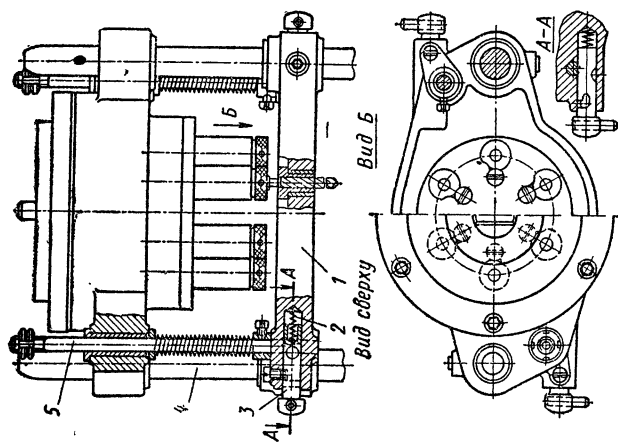


Рис. 167. Головка с быстро отсоединяемой кондукторной плитой

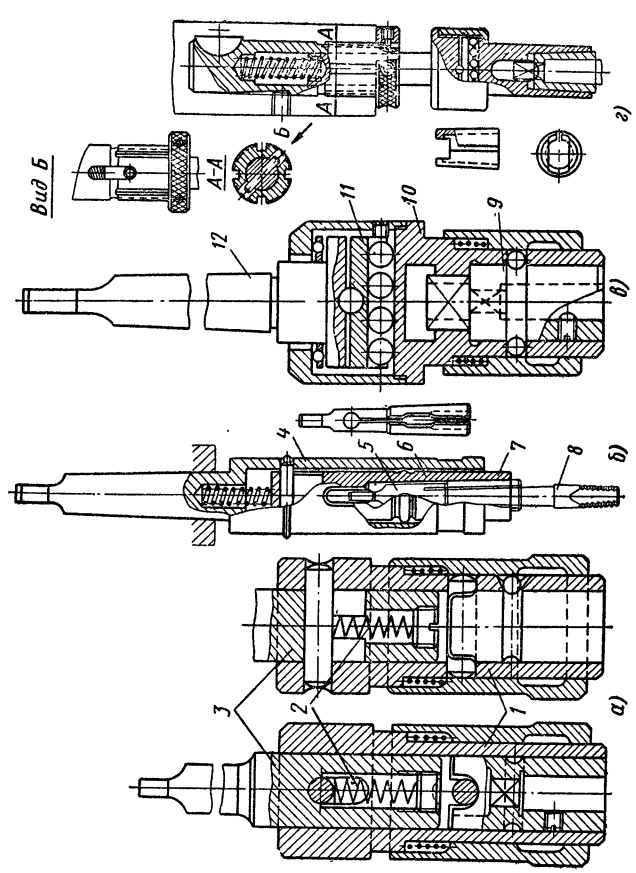


Рис. 168. Типы патронов для крепления метчиков в многошпindelных головках

**Патроны для крепления метчиков в многошпиндельных головках.** Одновременно нарезать группу отверстий можно в том случае, если метчики могут немного перемещаться параллельно своей оси и если каждый метчик может вступить в работу не одновременно с другими метчиками. Эти условия обеспечивают метчикам возможность самоустанавливаться по нарезаемым отверстиям и тем самым предотвращают срыв резьбы или поломку инструмента.

На рис. 168 приведены некоторые конструкции патронов. Патрон (рис. 168, *а*) часто применяют при многошпиндельном нарезании резьб. Особенность его заключается в компенсации неодинаковой длины метчиков путем взаимного осевого перемещения корпуса *1* и хвостовика *3* в результате сжатия пружины *2*. Это перемещение происходит по мере самоуглубления метчика в нарезаемое отверстие и компенсирует возможную неодновременную работу метчиков. Метчик в данном патроне не может перемещаться параллельно самому себе.

Патрон, показанный на рис. 168, *б*, отличается от предыдущего тем, что в нем метчик *8* вместе с втулкой *7* может немного перекашиваться относительно оси шпинделя станка из-за скругленного пояса *6*, выполненного точно по диаметру втулки *4*. Метчик удерживается в патроне при помощи цанги *5*.

В патроне (рис. 168, *в*) отсутствует механизм, компенсирующий неодинаковую длину метчиков, но предусмотрен механизм, позволяющий метчику смещаться параллельно его оси. Это достигается при помощи промежуточной шайбы *11* с двумя рядами шариков, помещенных во взаимно перпендикулярных пазах шайбы. Один ряд шариков связывает шайбу со шпинделем станка через конический стержень *12*, второй — с втулкой *10*, несущей державку *9* для метчика.

В конструкции, приведенной на рис. 168, *г*, предусмотрена компенсация различия положения метчика и в осевом направлении, и в направлении, перпендикулярном к оси, так как в ней используется такое же шариковое устройство, как в предыдущей конструкции, но, кроме того, этот патрон может перемещаться в осевом направлении относительно шпинделя станка вследствие сжатия пружины, как в патронах, приведенных на рис. 168, *а* и *б*.

Все рассмотренные конструкции могут быть использованы только на станках, имеющих реверсивные механизмы. Для предотвращения вытаскивания патрона с метчиком из шпинделя должно быть предусмотрено соответствующее их крепление.

## Глава XII

### ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ АГРЕГАТНЫХ СТАНКОВ

#### § 72. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Силовые головки агрегатных станков могут быть разделены на три группы: 1) подвижные головки с гидравлической и электро-механической подачей; 2) подвижные головки с пневматической подачей; 3) неподвижные головки с пневмогидравлической подачей.

Головки первых двух групп в процессе обработки совершают возвратно-поступательное перемещение (подачу) вместе с проектируемой инструментальной многшпindelной головкой. В головках третьей группы такое перемещение получает только подвижная пиноль, на конце которой монтируется проектируемая многшпindelная головка или специальная насадка.

Все силовые головки располагаются относительно обрабатываемой детали по-разному и управляются обычно автоматически.

Компоновка агрегатного станка с головками для обработки отверстий в корпусе насоса показана на рис. 169.

Зажимное приспособление 3 (рис. 169) с пневмоприводом показано на рис. 170. Деталь 2 надета на два пальца 3 и 6 и прижата к обработанной установочной плите 4 двумя поворачивающимися прихватами-кулачками 1 и 5, действующими от плавающего пневмопривода, поршень 9 и цилиндр 10 которого двигаются в противоположные стороны и через реечно-зубчатые передачи 7 и 8, и 11 и 13 управляют кулачками 1 и 5. Управление пневмоприводом — ручное, при помощи крана 12.

На рис. 171 показан люнет 2 (см. рис. 169) с инструментами для обработки отверстий, расстояние между осями которых меньше суммы радиусов отверстий, а торцы должны быть подрезаны с высокой точностью в осевом направлении.

Подрезка происходит под осевым давлением пружин 3 (рис. 171), когда подача головки приостанавливается. Глубина подрезки регулируется кольцами 4, упирающимися в буртики втулок 6. Муфты 2 обеспечивают поперечную плавающую связь скалок 5 с державками 1. Одновременная обработка перекрывающихся отверстий становится возможной вследствие соответствующего взаим-

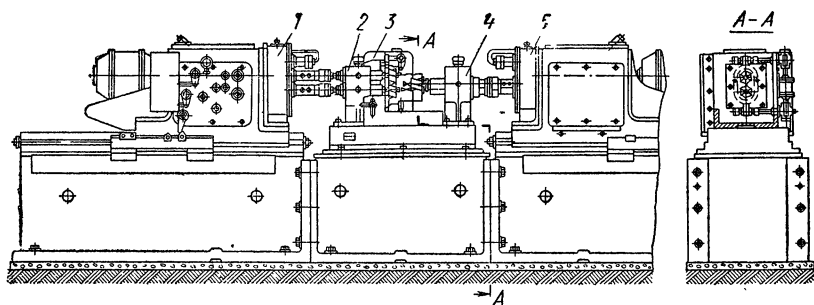


Рис. 169. Пример компоновки агрегатного станка:

1 и 5 — многшпindleвые головки; 2 и 4 — люнеты; 3 — зажимное приспособление

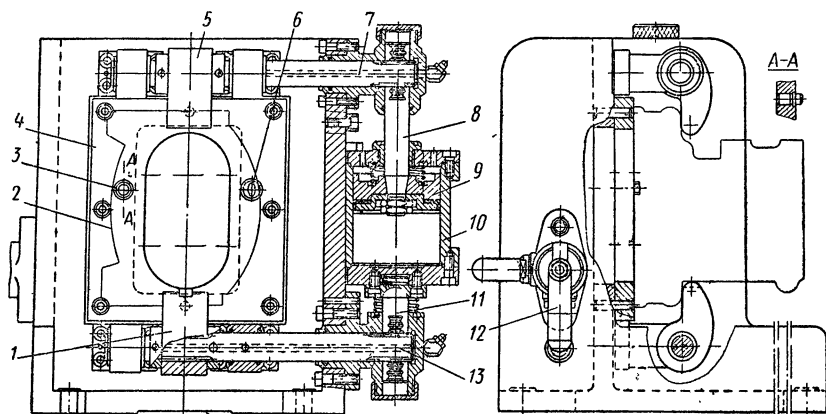


Рис. 170. Установочно-зажимное приспособление

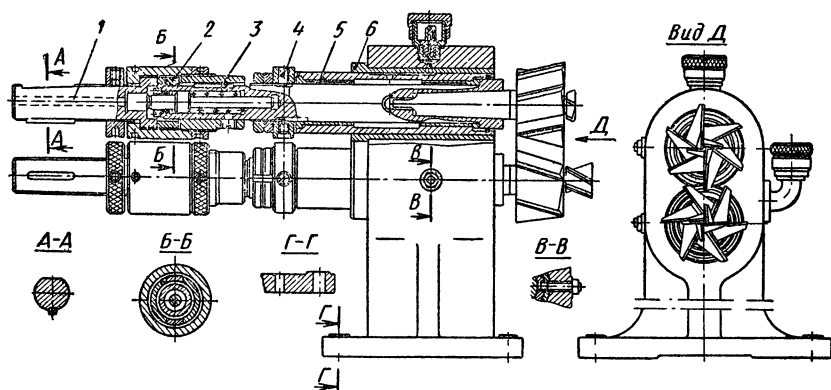


Рис. 171. Люнет с инструментами



ного расположения инструментов (зубья одного расположены против впадин другого).

Двухшпindelная расточная головка в этом случае (рис. 172) закрепляется на корпусе силовых головок 1 и 5 (см. рис. 169). Шпindel 10 (рис. 172) приводится во вращение непосредственно от шпинделя 2 силовой головки с помощью одной пары зубчатых колес 1 и 3, а шпindel 9 — с помощью двух пар колес 3, 4, 6

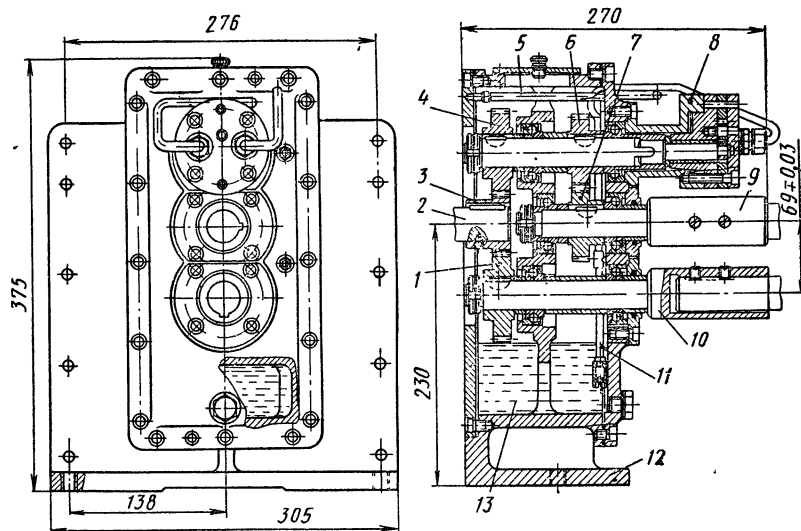


Рис. 172. Двухшпindelная головка

и 7. Таким образом, шпиндели 9 и 10 вращаются во встречных направлениях. Встречное вращение можно получить и без дополнительных колес соединением шпинделей 2 и 9, но для этого необходим дополнительный привод к масляному насосу 8, создающему циркуляцию масла во время работы головки. Масло залито в нижнюю часть полости 13 корпуса 12 и по трубке 11 перекачивается вверх, откуда через отверстия трубки 5 разбрызгивается в требуемых направлениях.

### § 73. ОСОБЕННОСТИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ РАСТОЧКИ ОТВЕРСТИЙ

При конструировании расточных приспособлений особое внимание приходится обращать на выбор типа и метода направления инструмента, так как ни в одном из видов механической обработки режущий и, главным образом, вспомогательный инструменты не связаны так тесно с конструкцией приспособлений, как при расточке отверстий. Конструирование приспособления до выбора типа

инструмента и выявления его габаритных размеров может привести к тому, что приспособление окажется непригодным для данной обработки. К таким же последствиям может привести проектирование инструмента вне зависимости от конструкции приспособления. Точность обработки отверстий на горизонтально-расточных (и токарных) станках зависит от жесткости инструмента (оправки) и способа расположения его на станке.

На рис. 173 показаны типовые схемы расточных операций и схемы для определения максимальной стрелы прогиба  $y$  оправки с инструментом под действием силы резания  $P$ . При расточке

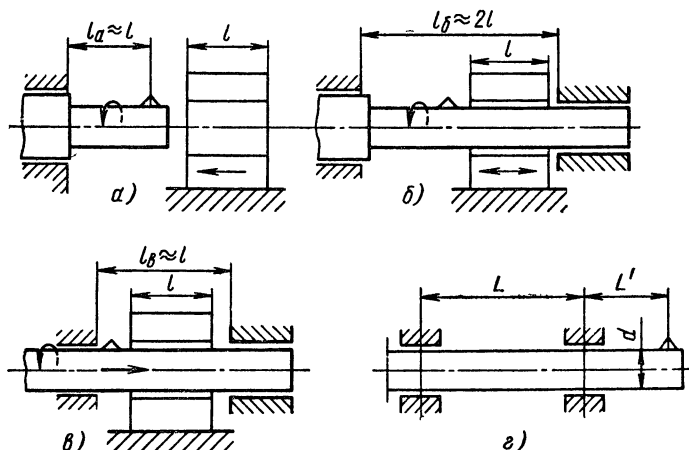


Рис. 178. Типовые схемы расточных операций

(рис. 173, а), т. е. при расположении резца на консоли с вылетом  $l_a = l$ , стрела прогиба может быть определена по формуле

$$y_a = \frac{Pl^3}{3EJ}. \quad (111)$$

После подстановки в эту формулу значений модуля упругости материала оправки (сталь)  $E = 2 \cdot 10^4 \text{ даи/мм}^2$  и осевого момента инерции круглого поперечного сечения оправки  $J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ мм}^4$  получим

$$y_a = 35P \frac{l_a^3}{d^4} 10^{-5} \text{ мм.}$$

При расточке по схеме, показанной на рис. 173, б и в, т. е. при расположении резца между двумя опорами, максимальная стрела прогиба будет в середине между опорами и может быть определена (для балки, опирающейся на две опоры) по следующей формуле:

$$y = \frac{Pl^3}{48EJ}.$$

Следовательно, при  $l_6 = 2l$  (рис. 173, б)

$$y_6 = \frac{P (2l_a)^3}{48EJ} = \frac{Pl_a^3}{6EJ},$$

т. е. в 2 раза меньше, чем для схемы, показанной на рис. 173, а.  
При  $l_6 = l_a$  (рис. 173, в)

$$y_6 = \frac{Pl_a^3}{48EJ}.$$

Когда инструмент помещен на консоли (рис. 173, а), расстояние  $L$  между опорами оправки (рис. 173, г) должно быть в пределах 1,5—5 $l$ , а вылет  $L'$  не должен превышать 5 $d$ .

Расточное приспособление должно обеспечивать требуемую точность обработки независимо от точности станка и от умения рабочего. Поэтому направляющие для оправки должны находиться в самом приспособлении, связь же оправки со шпинделем станка должна быть плавающей. При таком соединении снижаются требования к точности станка и тем самым затраты на его изготовление становятся меньше.

Обычно в качестве инструмента для расточных работ используются оправки, несущие индивидуальные резцы, двухрезцовые блоки или многолезвийные головки. Нередко требуется применение разнообразных комбинаций перечисленных инструментов. Для конструирования соответствующих направляющих и для решения вопроса об удобстве и безопасности включения инструмента в работу и вывода его из детали и направляющих после окончания обработки, необходимы сведения о типах этого инструмента. Не менее важное значение имеет знание типового инструмента также и для правильного конструктивного решения вопроса о смене его при обработке в несколько переходов и для установки обрабатываемой детали.

В условиях серийного и массового производства предпочтается консольное расположение режущего инструмента, так как при этом достигается необходимая точность обработки, относительная быстрота смены режущего инструмента и удаления оправки.

Смена инструмента на оправке необходима, когда отверстие, подлежащее обработке и расположенное во внутренних стенках детали, имеет больший диаметр, чем расположенное во внешних стенках. Поэтому более технологичными следует считать детали, в которых диаметры растачиваемых отверстий уменьшаются от внешней стенки к внутренней, так как при этом ступенчатое расположение инструмента на оправке позволяет производить обработку отверстий в нескольких стенках одновременно. Одновременно можно обрабатывать и отверстия одинакового диаметра при их расположении на одной оси в нескольких стенках детали. В этом случае резцы помещают с одной стороны оправки и для

ее ввода в необработанное отверстие деталь приподнимают над опорами, а когда резцы пройдут входное отверстие, деталь опускается на установочные элементы приспособления и закрепляется. Для этого в приспособлениях должен быть предусмотрен соответствующий подъемный механизм. Смена расточного инструмента возможна путем последовательного использования системы оправок, расположенных в поворотном барабане, имеющем соответствующие кондукторные втулки для оправок и механизм, фиксирующий положение барабана при каждом рабочем переходе. Если станок одношпиндельный, то каждый из инструментов поочередно подключается к нему при помощи быстродействующего шарнирного патрона.

## § 74. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ДЛЯ РАСТОЧНОГО ИНСТРУМЕНТА

Направляющие для инструмента обычно выполняются в виде неподвижных или вращающихся втулок. При вертикальной расточке глухих и относительно неглубоких отверстий инструмент направляется только с одной стороны детали. Чем глубже отвер-

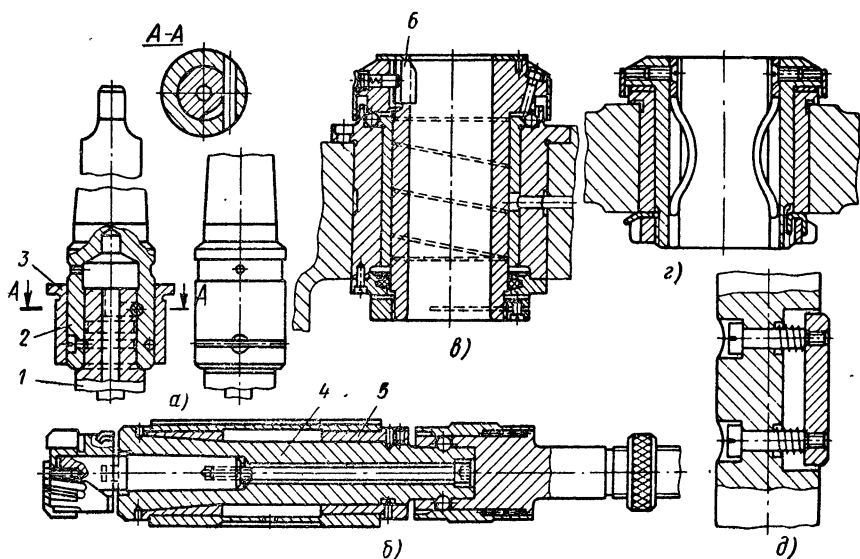


Рис. 174. Переходные оправки (а, б) и направляющие втулки (в, г, д) для расточных оправок

стие, тем длиннее должна быть направляющая втулка. Так как такая обработка производится расточными инструментами в несколько проходов, то в целях экономии времени на смену кондукторных втулок и для повышения точности обработки инструмент 1

иногда помещают (рис. 174, а) цилиндрическим хвостовиком в переходную оправку 2, которая направляется неподвижной втулкой 3. При значительной величине диаметра обрабатываемых отверстий (100 мм и более) инструментальную державку 4 (рис. 174, б) изготавливают составной, вращающейся в промежуточной втулке 5, которая поступательно перемещается в направляющей втулке приспособления. Этим уменьшается окружная скорость вращающегося элемента, уменьшается возможность засорения и обеспечивается надежная смазка трущихся поверхностей.

Если при вертикальной обработке инструмент направляется с двух сторон (под деталью и над ней), то нижний его конец, как правило, направляется вращающейся втулкой, так как при неподвижной втулке вращающийся и поступательно движущийся хвостовик инструмента затягивает во втулку мелкую стружку, которая способствует заеданию и повреждению трущейся пары.

Практика показала, что в таких случаях вращение втулки должно быть принудительным и для лучшего отвода стружки бурт втулки следует выполнить коническим. Принудительное вращение достигается автоматическим соединением втулки с оправкой при помощи пружинящего элемента 6 (шпонки), помещенного во втулке (рис. 174, в, г) или в оправке (рис. 174, д). В случае несовпадения шпонки со шпоночным пазом при вводе оправки во втулку, шпонка утопает, а затем при проворачивании оправки относительно втулки попадает в шпоночный паз автоматически под действием пружины.

Вращение верхней втулки требуется, когда из оправки выступают индивидуальные резцы или блоки резцов. В этих случаях для ввода оправки через втулку в ней создается один или два паза для прохода резцов. Чтобы обеспечить попадание резцов в эти пазы при вводе и выводе инструмента, оправка снабжается дополнительной шпонкой, непрерывно связанной с соответствующим пазом втулки. При горизонтальной расточке применение вращающихся втулок вызвано стремлением предотвратить быстрый износ и заедание оправки.

В отличие от обычных кондукторных втулок, расточные втулки выполняются по системе отверстия, по посадке движения 2-го класса точности. В целях повышения точности расточки иногда применяют втулки с регулированием зазора для оправки. Рабочие втулки выполняют из стали 20Х с цементированием и закалкой до твердости *HRC* 55—60. Втулка-подшипник часто выполняется из бронзы. В оправках со скользящей гильзой (рис. 174, б) втулку выполняют из бронзы, а гильзу — из стали 20 с цементацией и закалкой. Закалке подлежат также втулки, запрессованные в корпус приспособления. Иногда направляющие втулки выполняют из стали ХГ с закалкой, оправку же изготавливают из стали 45 с закалкой и хромированием рабочей поверхности. Зазоры, появляющиеся в направляющих втулках, устраняют поднятием сменных пластинок, врезанных в оправку с последующим шлифованием в сборке.

## § 75. РАСТОЧНОЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЕ С МЕХАНИЗИРОВАННЫМ ЗАЖИМОМ

Конструкция приспособления для обработки несквозного отверстия показана на рис. 175. Обрабатываемая деталь 7 предварительно надета на цилиндрический выступ опорного кольца 12 и дополнительно центрируется по запрессованному в нее коническому кольцу 8 при помощи пружинного центрирующего элемента 9 приспособления. В горизонтальной плоскости деталь устанавливается двумя винтами 6. Инструмент направляется вращающимися

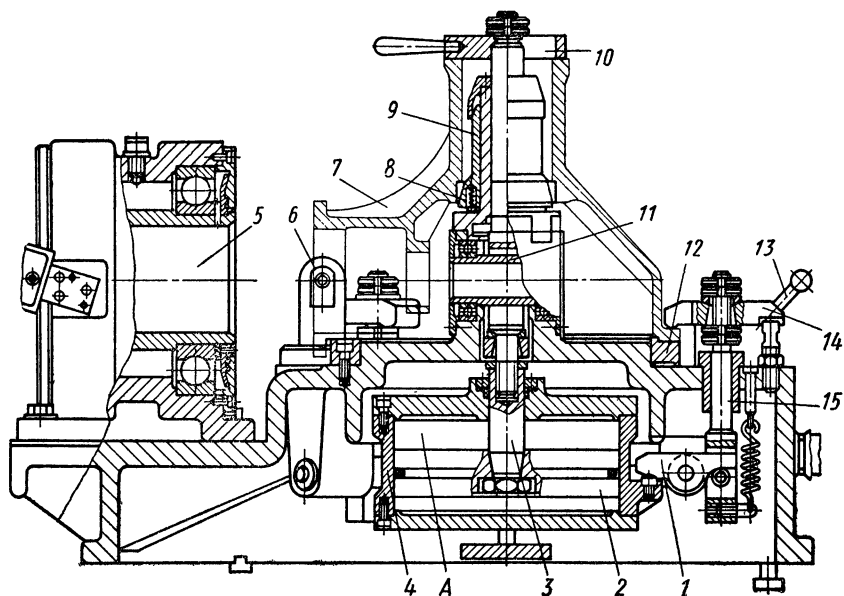


Рис. 175. Расточное приспособление с пневматическим зажимом

втулками 5, 11. Зажим детали производится в двух местах: за патрубок при помощи съемной шайбы 10 и за фланец при помощи трех прихватов 14. Все зажимы приводятся в действие пневмоприводом.

Когда сжатый воздух подается в полость А, поршень 2 опускается, а цилиндр 4 движется вверх. Первое движение передается на шайбу 10 штоком 3, второе с помощью рычагов 1 и тяг 15 — на прихваты 14. Отвод прихватов для смены детали производится вручную, поворотом их за рукоятки 13.

Иногда бывает необходимо налаживать обычные токарные станки для расточки одного или нескольких параллельных отверстий с применением направляемых оправок. В таких случаях поперечный суппорт снимается со станка и рабочее приспособление монтируется на продольной каретке (рис. 176). Для этого на

площадках, предназначенных для крепления люнетов, крепятся два бруска 4 и 15 верхний уровень которых несколько выше выступа «ласточкин хвост» каретки. Бруски используются в качестве опоры для расточного приспособления. Такое крепление приспособления упрощает и удешевляет наладку. Обрабатываемая деталь 12 устанавливается на четыре пластины 3 и упирается в две пластины 1 справа и одну пластину 2 сзади. К пластинам 1 она

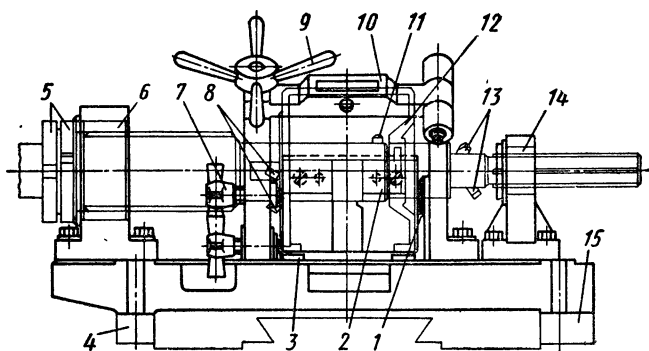


Рис. 176. Расточное приспособление к токарному станку

собирается упрощает и удешевляет наладку. Обрабатываемая деталь 12 устанавливается на четыре пластины 3 и упирается в две пластины 1 справа и одну пластину 2 сзади. К пластинам 1 она

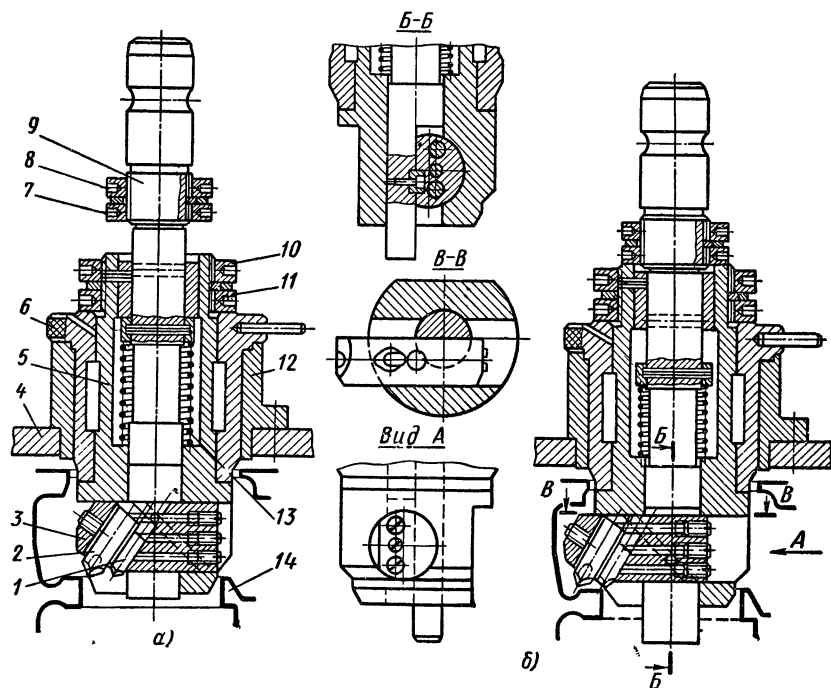


Рис. 177. Специальный инструмент для обработки в труднодоступных местах

поджимается винтами 7, к пластинам 2 и 3 — поворотным прихватом 10 с помощью откидного винта со штурвальной головкой 9.

Направляющие втулки 6, 14 приспособления располагаются с двух сторон обрабатываемой детали 12. Связь инструмента со шпинделем станка — свободная. Резцами 13 обрабатывается малое отверстие в задней стенке детали, резцами 11 — большое отверстие в передней стенке, резцами 8 подрезается внешний торец детали. Ограничителями подрезки служат гайки 5. Подача осуществляется в результате перемещения каретки станка в сторону передней бабки. Обработка производится в две операции на разных станках.

Для обработки труднодоступных мест деталей применяют специальные инструменты.

Инструмент для подрезки торца и снятия фаски в углублении детали показан на рис. 177. На рис. 177, а показан инструмент в момент начала обработки, а на рис. 177, б — в момент ее окончания. В плите 4 приспособления закреплена втулка 12, в которой помещается втулка 6 с собранным в ней инструментом. Последний состоит из корпуса 5 стержня 9 и державки 3 с резцами 1 и 2, из которых один служит для подрезки торца, второй — для снятия фаски. Радиальная подача резцов достигается при вертикальном перемещении стержня 9 при помощи шпонки Б—Б, помещенной в стержне и входящей в наклонный паз державки 3. Глубина подрезки регулируется гайками 10 и 11, а диаметр фаски гайками 7 и 8. Пружина 13 позволяет вернуть стержень 9 и резцы в исходное положение, прежде чем корпус 5 начнет выходить из детали.

## § 76. ТОЧНОСТЬ СВЕРЛИЛЬНЫХ И РАСТОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Точность сверлильных и расточных приспособлений определяется требованиями к точности обработки деталей, для которых эти приспособления предназначаются. При конструировании таких приспособлений необходимо согласовать с точностью обрабатываемой детали координаты центров кондукторных втулок относительно установочных деталей, расстояние между центрами этих втулок и зазоры между сменными и постоянными втулками, а также между инструментом и сменной втулкой.

Постоянные втулки и гнезда для сменных втулок помещаются в плиту или корпус приспособления по глухой или легкопрессовой посадке 2-го класса точности. Сменные втулки пригоняются к гнезду по посадке движения 2-го или 1-го класса точности. Скользящую посадку 2-го класса не следует применять, так как при этой посадке расширяющаяся от нагрева втулку трудно удалять из гнезда.

Инструменты помещаются своей рабочей частью в сменную втулку со следующими посадками: сверла, зенкеры и черновые раз-



вертки — с ходовой посадкой 2-го класса точности, а чистовые развертки — с посадкой движения 2-го или 1-го класса точности системы вала. Когда инструмент направляется во втулке не рабочей частью, а цилиндрическим хвостовиком, расположенным над или под этой частью, посадки сохраняются те же, но выполняются они по системе отверстия. Посадки 1-го класса применяются при повышенных требованиях к точности координат центров кондукторных втулок.

При расчете исполнительного размера отверстия рабочей втулки (постоянной или сменной) исходят из наибольшего откло-

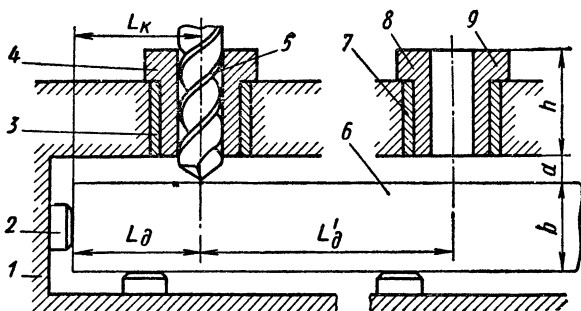


Рис. 178. Схема для расчета допуска на расстояние между кондукторными втулками

нения размера инструмента. При расчете допусков на межцентровые расстояния кондукторных втулок, а также на положение кондукторных втулок относительно установочных элементов приспособления приходится учитывать весь комплекс погрешностей обработки с тем, чтобы суммарная погрешность по своей величине не превосходила соответствующего допуска детали.

Схема для расчета допуска на межцентровое расстояние кондукторных втулок показана на рис. 178. Эта же схема может быть использована для выбора посадок кондукторных втулок по заданной точности межцентровых расстояний в детали и кондукторной плите.

Допуск  $\delta_d$  на расстояние  $L_d$  между осью отверстия обрабатываемой детали  $b$  и боковой установочной плоскостью при обработке с помощью кондуктора может быть определен по следующему неравенству:

$$\delta_d \geq \sqrt{\delta_k^2 + s_1^2 + s_2^2 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2},$$

где  $\delta_k$  — допуск на расстояние  $L_k$  между осью запрессованной в корпус  $1$  втулки  $3$  и боковым упором  $2$  для обрабатываемой детали;

$s_1$  — зазор посадки инструмента  $5$  в сменной втулке  $4$ ;

$s_2$  — зазор посадки сменной втулки  $4$  в постоянной втулке  $3$ ;

$\varepsilon_1$  — эксцентриситет втулок;

$\varepsilon_2$  — погрешности от перекоса инструмента  $5$  во втулке  $4$ .

Допуск  $\delta'_\partial$  на расстояние  $L'_\partial$  между двумя отверстиями детали может быть определен по формуле

$$\delta'_\partial \geq \sqrt{\delta_x^2 + s_1^2 + s_2^2 + (s'_1)^2 + (s'_2)^2 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + (\varepsilon'_2)^2},$$

где  $\delta_x$  — допуск на расстояние между осями запрессованных втулок 3 и 7;

$s_1$  — зазор посадки инструмента 5 в сменной втулке 4;

$s'_1$  — зазор посадки инструмента во втулке 8;

$s_2$  — зазор посадки сменной втулки 4 во втулке 3;

$s'_2$  — зазор посадки сменной втулки 8 во втулке 7;

$\varepsilon_1$  — эксцентриситет втулок;

$\varepsilon_2 = (D - d) \frac{a+b}{h}$  — погрешность от перекоса инструмента в первой втулке;

$\varepsilon'_2 = (D' - d') \frac{a+b}{h}$  — погрешность от перекоса инструмента во второй втулке ( $D$  и  $D'$  — диаметры отверстий во втулках;  $d$  и  $d'$  — диаметры инструментов).

В случаях, когда глубина отверстия меньше его диаметра или когда инструмент направляется двумя втулками, расположенными над и под обрабатываемой деталью, погрешности  $\varepsilon_2$  и  $\varepsilon'_2$  незначительны и поэтому не учитываются. В рассмотренном примере кондукторная плита закреплена на корпусе неподвижно и деталь касается упора 2 без зазора.

Когда плита надета на пальцы или имеет шарнирное соединение с корпусом, а также когда сама деталь надета на установочный палец с зазором или касается упора не исходной базой, возникающие при этом погрешности установки плиты и обрабатываемой детали подлежат включению в правую часть формул как слагаемые.

Рассчитанная по этим формулам сумма возможных погрешностей, даже когда эта сумма не превосходит заданный допуск детали, не может считаться контрольным допуском на межцентровые расстояния при приемке изготовленного в металле приспособления со сменными втулками. Это объясняется неизбежными ошибками в процессе измерения.

Ввиду этого в практике конструирования приспособлений приняты следующие допуски контрольных размеров.

Для кондукторов, предназначенных для обработки отверстий на проход болтов и винтов, а также под резьбу, контрольный допуск на межцентровые расстояния втулок принимается в пределах от  $\pm 0,05$  до  $\pm 0,1$  мм. В кондукторах для обработки с многошпindelной головкой, а также для обработки отверстий под более точную сборку, как например, под подшипники для осей зубчатых колес и других случаев, предъявляющих высокие требования к параллельности осей отверстий, контрольные допуски ужесточаются до  $\pm 0,02$  мм. В таких кондукторах посадки втулок выполняются по 1-му классу точности или используются конструкции, позволяющие регулировать зазор до требуемых пределов.

## Глава XIII

### ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

#### § 77. ОСОБЕННОСТИ ФРЕЗЕРНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Эту группу приспособлений подобно сверлильным будем в дальнейшем называть просто фрезерными приспособлениями. Фрезерные приспособления, как и сверлильные, обычно состоят из корпуса и размещенных в нем установочных, зажимных и направляющих элементов. Конструкции установочно-зажимных элементов этого типа приспособлений в большинстве случаев такие же, как и для сверлильных приспособлений. Однако, так как при фрезеровании возникают значительные вибрации обрабатываемой детали, сила зажима детали, а следовательно, и жесткость всей конструкции приспособления должны быть большими, чем при сверлении. Фрезерные приспособления отличаются от сверлильных также способом установки на станке и устройством элементов, направляющих инструмент.

Правильная установка приспособлений на станке, обеспечивающая снятие стружки в определенном месте детали, достигается применением направляющих шпонок и установов (габаритов).

Направляющие шпонки служат для правильного расположения приспособления относительно оси стола станка. Направляющие шпонки (не более двух) закрепляются на нижнем основании корпуса приспособления и вводятся в один из пазов стола. Этим достигается совмещение продольной оси приспособления с направлением продольного хода стола, что имеет особенно большое значение при обработке поверхностей, строго координированных относительно оси детали.

Но шпонки не только обеспечивают соответствующее положение приспособления на столе, они повышают также устойчивость приспособления при обработке. Поэтому их целесообразно применять и при обработке плоскостей, положение которых определяется только расстоянием от основания детали, т. е. таких поверхностей, для обработки которых не обязательно точное совмещение осей стола станка и приспособления. В этих случаях шпонки воспринимают крутящий момент от сил резания и значительно разгружают крепежные болты приспособления.

Установами (рис. 179) называют детали в виде пластин, уголков, призм и т. п., с помощью которых проверяется положение стола станка вместе с приспособлением относительно инструмента. Помещаются такие детали обычно на корпусе приспособления на определенном расстоянии от уровня обработки; это расстояние проверяется с помощью щупа толщиной 4—5 мм.

Пластинчатый установ 3 (рис. 179, а), на котором фреза 1 устанавливается при помощи щупа 2 для обработки плоскости детали 4. Угловой установ 3 (рис. 179, б) служит для установки фрезы 1

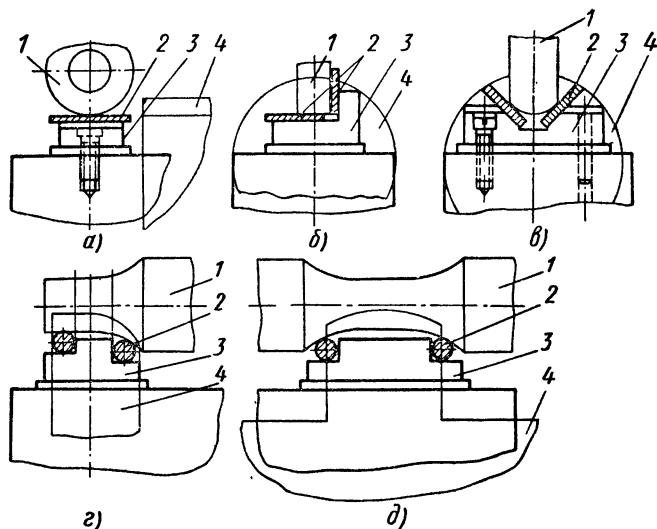


Рис. 179. Типы установов

при помощи щупа 2 по двум плоскостям установа, так как требуется обработать шпоночный паз, расположенный в плоскости симметрии цилиндрической детали 4. Призматический установ 3 (рис. 179, в), по которому устанавливается фасонная фреза 1 с помощью щупа 2, служит также для обработки симметричного паза в детали 4. На рис. 179, г, д показаны специальные установы 3, служащие для установки фасонных фрез 1 с помощью цилиндрических щупов 2. Обработке подвергаются криволинейные поверхности детали 4.

Стол станка вместе с установленным на нем приспособлением подводится к инструменту на расстояние от инструмента до установа, равное толщине щупа, и это расстояние в продолжение всей дальнейшей обработки остается неизменным. Правильность этого расстояния проверяется при обязательном повертывании фрезы. Непосредственное соприкосновение установа с фрезой не допускается во избежание повреждения последней закаленной поверхностью установа.

Если стол не имеет поперечного и вертикального хода и не может быть подведен к инструменту, необходимое положение приспособления относительно инструмента достигается перемещением фрезы. Так как такое перемещение часто бывает весьма ограниченным, то высота и ширина проектируемого приспособления в этих случаях должны быть строго увязаны с соответствующими размерами станка.

Не рекомендуется использование в качестве установов установочных или зажимных элементов приспособления. При одновременной обработке детали группой фрез, надетых на одну или несколько оправок, с помощью установов проверяется только одна фреза на каждой оправке. Размеры фрез и их взаимное расположение должны контролироваться вне станка. Во всех случаях проверка осуществляется только по рабочим поверхностям фрез.

Установы должны располагаться на приспособлении так, чтобы удобно было оперировать щупом и наблюдать за его положением. С этой же целью рекомендуется указанную проверку производить до установки обрабатываемой детали в приспособлении.

Чтобы указанный на чертеже приспособления размер «под щуп» обеспечил получение потребного размера при обработке детали, необходимо, чтобы рабочие поверхности установов были связаны точными размерами с установочными элементами для детали. Обычно эти размеры выполняются с допуском  $\pm 0,05$  мм. Для грубой обработки (обдирки) этот допуск может быть увеличен до  $\pm 0,1$  мм. Поэтому при смене изношенных установочных элементов положение их выверяется по рабочим поверхностям установов.

Признаками для классификации фрезерных приспособлений приняты: характер подачи детали при обработке и степень использования машинного времени на установку и снятие детали. По первому признаку деление производится на приспособлениях к станкам с прямолинейной, круговой и сложной подачами. По второму признаку приспособления бывают без совмещения времени на установку и снятие обрабатываемой детали с машинным временем и с использованием машинного времени для этой цели.

Приспособления, имеющие один из первых признаков, могут сочетать в себе любой из вторых признаков. Так, например, приспособление может работать на станке с прямолинейной подачей и одновременно допускать использование машинного времени на установку и снятие обрабатываемых деталей. Приспособления для фрезерования могут быть специальными, универсально-наладочными, универсально-сборными и агрегатированными.

#### **§ 78. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ТИПА МАШИННЫХ ТИСКОВ ДЛЯ ФРЕЗЕРОВАНИЯ БЕЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИННОГО ВРЕМЕНИ НА СМЕНУ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ**

Приспособления этой группы характерны тем, что для смены деталей приходится останавливать станок, а это приводит к непроизводительной затрате времени. Нередко эти затраты состав-

ляют 50% и более от штучного времени. Чем короче машинное время, тем сильнее сказываются эти затраты. Для увеличения производительности этого метода используют последовательное или параллельное расположение групп деталей с общим зажимом.

При последовательной обработке возможна экономия не только в результате сокращения вспомогательного времени, но в некоторых случаях, например, когда холостой ход фрезы между смежными деталями не превосходит величину врезания, и вследствие экономии машинного времени. Это время может быть определено по следующей формуле:

$$T - T' = \frac{C - b}{s_m} \cdot \frac{n - 1}{n},$$

где  $T$  — машинное время при индивидуальной обработке детали;  
 $T'$  — машинное время при последовательной обработке по одной детали;

$C$  — длина врезания фрезы;

$b$  — холостой ход фрезы между двумя смежными деталями;

$s_m$  — подача в мм/мин;

$n$  — число последовательно расположенных деталей.

При параллельном расположении деталей экономия времени получается вследствие одновременной обработки нескольких деталей группой фрез, надетых на общую оправку за время, требующееся на обработку одной детали.

При обработке рассматриваемым методом детали иногда закрепляют в разных положениях и меняют эти положения после каждого рабочего хода стола, т. е. концентрируют ряд операций на одном станке, что уменьшает число приспособлений и рабочих мест.

К приспособлениям, работающим без совмещения вспомогательного времени с машинным (так для краткости будем называть их в дальнейшем), могут быть отнесены поворотные приспособления для одновременной обработки только одной детали и машинные тиски. Таким образом, типы фрезерных приспособлений этой группы, как и последующих, рассматриваются не по признакам, характеризующим обрабатываемые детали, а по методам фрезерования на различных станках.

Наиболее распространенными приспособлениями (работающими без совмещения вспомогательного времени с машинным) являются машинные тиски с толкающим и тянущим зажимом, с ручным или механизированным приводом. По характеру наладки тиски могут быть специализированными и универсально-наладочными. В последнем случае предусматривается быстрая смена так называемых рабочих губок, позволяющих устанавливать детали различных размеров и форм. Губки надеваются на пальцы или скрещивающиеся шпонки и закрепляются винтами.

При выборе конструкции машинных тисков для серийного производства следует предпочесть те из них, которые допускают

фрезерование детали против неподвижной губки и препятствуют подъему детали при зажатии. Подъем обычно происходит в тисках с толкающим зажимом и вследствие перекоса подвижной части тисков за счет зазора в ее направляющих. Следовательно, чем короче эти направляющие, тем больше перекося. В тисках с тянущим зажимом это обеспечивает более устойчивое положение детали и относительно небольшие вибрации при обработке.

Наиболее характерными эксплуатационными показателями машинных тисков являются: расстояние между вертикальными плоскостями для крепления губок (раствор); глубина (высота крепежных площадок для губок); ширина (длина крепежных площадок) и зажимная сила. Ручные зажимы тисков выполняются в виде винтов или эксцентриков. Более надежными, хотя и менее быстродействующими, являются тиски с винтом.

Тиски с винтовым и с эксцентриковым зажимом показаны на рис. 180. Толкающая часть 3 (рис. 180, а) приводится в действие винтом 4. Сменные рабочие губки 1 и 2 закалены до высокой твердости HRC 54—58. Эта конструкция не обеспечивает надежного прилегания детали к основанию тисков, что обязывает оператора специально следить за установкой детали и дополнительным постукиванием по ней исправлять положение детали. Тиски, показанные на рис. 180, б, не имеют этих недостатков. В этом случае часть 6 винтами 9 неподвижно прикреплена к корпусу 8, а подвижной является часть 7, управляемая винтом 5.

Для ускорения подвода к детали и отвода подвижной части, между буртом винта и стенкой помещают откидную планку, играющую роль съемной шайбы. Машинные тиски обычно снабжены продольным и поперечным пазами под шпонки, что позволяет их ставить вдоль или поперек стола фрезерного станка. В условиях мелкосерийного и серийного производства тиски крепятся на специальной подставке с делениями, что позволяет расположить их под любым углом к направлению движения стола (рис. 180, в).

Машинные тиски с винтовым зажимом в отношении времени, необходимого на обслуживание, не всегда удовлетворяют требованиям. Например, при расположении тисков вдоль фрезерного стола гаечный ключ управления зажимом можно повернуть не более чем на  $180^\circ$ , поэтому для получения нужной силы зажима требуется несколько раз переставлять ключ. В связи с этим для относительно нетрудных операций в целях ускорения работы применяют тиски с эксцентриковыми зажимами с поворотом рукоятки в горизонтальной плоскости, причем такие тиски, как и винтовые, изготавливают с толкающим и тянущими зажимами.

На рис. 180, в показана распространенная конструкция эксцентриковых тисков. На хвостовой части подвижной губки 10, скользящей по прямоугольному пазу корпуса 17, укреплена ось 14 эксцентрика 15. Последний, действуя на неподвижную губку 12, отталкивается от нее и через ось 14 тянет подвижную губку 10,

осуществляя таким образом крепление детали 11. При повороте эксцентрика в обратную сторону губка 10 под действием пружин 16 возвращается в исходное положение, освобождая обработанную деталь.

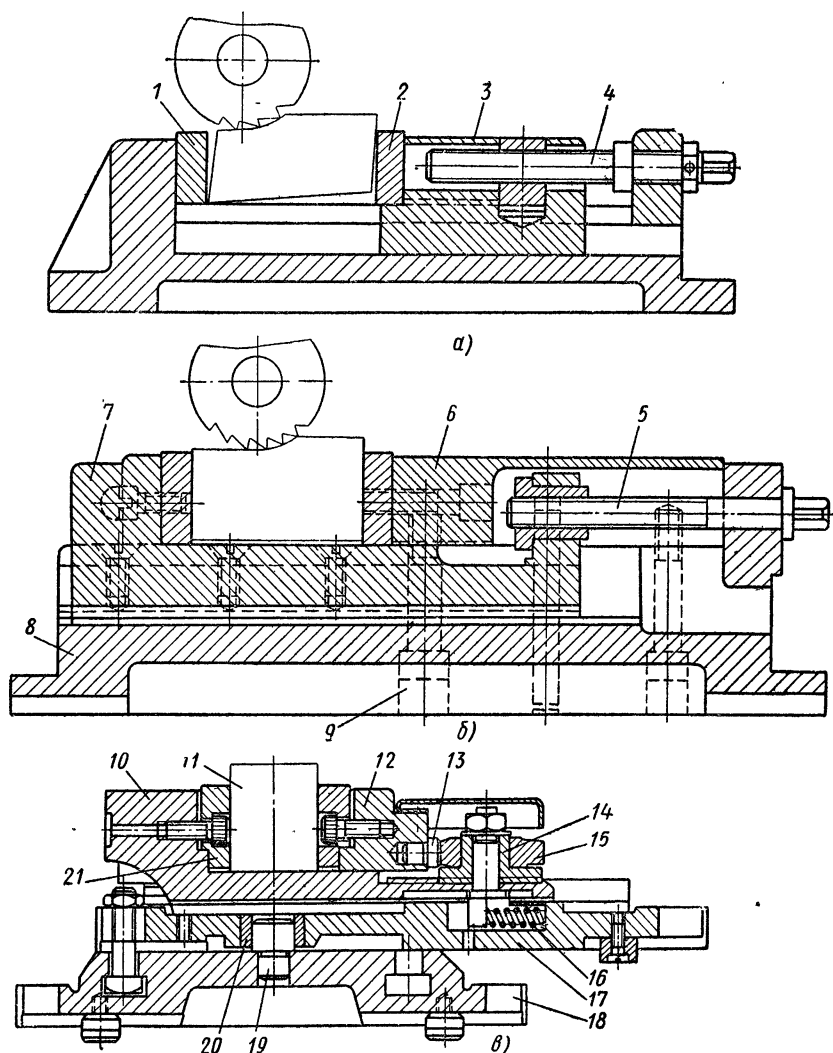


Рис. 180. Типы машинных тисков:

а и б — с винтовым зажимом; в — с эксцентриковым зажимом

Раскрытие тисков по размеру детали достигается перестановкой оси эксцентрика на рифленной поверхности подвижной губки. Для надежности зажима рифление имеет пилообразный профиль.



Более точного регулирования эксцентрика иногда достигают с помощью резьбового упора 13.

Четыре проушины позволяют крепить тиски двумя болтами вдоль или поперек стола станка. Для установки тисков на столе под нужным углом в плане их связывают со специальной градуированной подставкой 18, которая отдельно закрепляется на столе станка. С этой целью на нижнем основании тисков предусматривается закаленная втулка 20, с помощью которой корпус 17 надевается на палец 19 подставки 18. Отсчет угла по лимбу подставки производится по риску, находящейся сбоку цилиндрического основания тисков. Для надежной работы часто требуется точное фик-

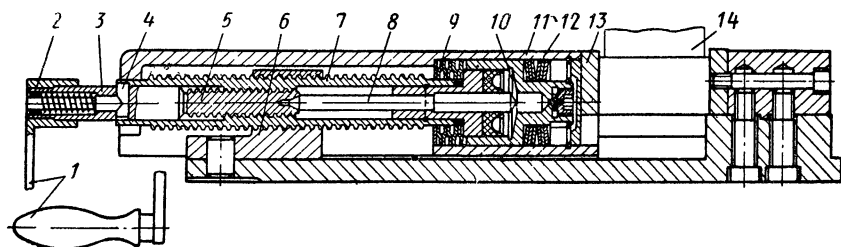


Рис. 181. Тиски с гидравлическим усилителем зажима

сирование положения сменных губок. С этой целью в рассматриваемой конструкции предусмотрены накрест расположенные выступы в деталях 21.

В настоящее время находят применение тиски ручного управления с механизмами-усилителями. Необходимость усилителей обусловлена тем, что часто с помощью тисков приходится удерживать деталь только силами трения (например, при фрезеровании вдоль губок), когда требуется большая сила зажима — иногда свыше 10 000 *дан*. Следует отметить, что механические усилители (рычаги, клинья) не всегда обеспечивают требующуюся величину хода губок, что вызывает необходимость предварительно перемещать губку вручную или с помощью отдельного — чаще всего винтового механизма.

Тиски с гидравлическим механизмом-усилителем показаны на рис. 181. После того, как полый винт 7, расположенный в неподвижной гайке 6 переместит салазки 11 вправо до соприкосновения губки 13 с обрабатываемой деталью 14, он останавливается и в работу вступает винт 5 значительно меньшего шага, для которого полость винта 7 является гайкой. Последовательность действия двух винтов 5 и 7 достигается с помощью пружинной защелки 3, связывающей винты плунжером 4, западающим верхним своим концом в скошенный паз винта 7. Когда крутящий момент винта, вращаемого рукояткой 1, достигает определенной величины, плунжер 4 опускается, отжимает защелку 3 и в работу вступает

винт 5. Подтягиванием гайки 2 можно регулировать момент вступления в действие механизма-усилителя. С помощью винта 5 через стержень 8, сжимается масло или гидропластмасса, залитая в цилиндр 10.

Давление жидкой среды передается на цилиндр и на подвижную часть тисков через системы тарельчатых пружин 9 и 12, поставленных в полости салазок 11 с зазором. Пружины обеспечивают постоянную силу зажима во время рабочей операции, снижение потребной силы на ключе и поддержание некоторого предварительного давления в цилиндре, необходимого для активизации действия применяемого в этом случае уплотнения. Это может иметь особое значение при использовании жидкого масла, когда пополнение возможной утечки является первостепенным требованием.

Сила зажима обрабатываемой детали в таких тисках определяется из выражения

$$W = P \frac{D^2}{d^2} \eta,$$

где  $P$  — сила на оси винта 5;

$D$  — диаметр полости цилиндра 10;

$d$  — диаметр утолщенной части стержня 8;

$\eta$  — к. п. д. тисков.

Следует отметить, что механизм-усилитель, примененный в этих тисках, нуждается в регуляторе давления жидкости и в предохранителе против чрезмерного давления. Рекомендуется также дополнительно использовать специальную передачу, которая обеспечивала бы вращение рукоятки 1 в горизонтальной плоскости.

Конструкции тисков с механизированным приводом весьма разнообразны, что объясняется необходимостью сочетать достаточную силу зажима с компактностью. Так как при относительно небольшом давлении сжатого воздуха (4—5  $\text{дан}/\text{см}^2$ ) такое сочетание невозможно, прибегают к использованию усилителей до гидравлических включительно.

Надежное крепление деталей в тисках легче всего достигается с помощью описанных ранее пневмогидравлических приводов.

Пневматические тиски с усилителем давления и с толкающей губкой показаны на рис. 182. Цилиндр 2 и распределительный кран 1 выполнены в виде отдельного агрегата, прикрепленного к корпусу тисков 4. Сила зажима возрастает в результате использования рычага 6. Винт 3 служит для регулировки величины раствора губок, которая в данном случае не превосходит 150 мм. Съёмные губки 7 надеваются на пальцы 5 и внизу опираются на корпус тисков.

Тиски с тянущим зажимом, показанные на рис. 183, а, имеют усилитель в виде рычага 3. Губка 4 неподвижна, губка 6 перемещается вместе с ползуном 5, на котором она переставляется и закрепляется болтом с высокой гайкой 6. Когда воздух

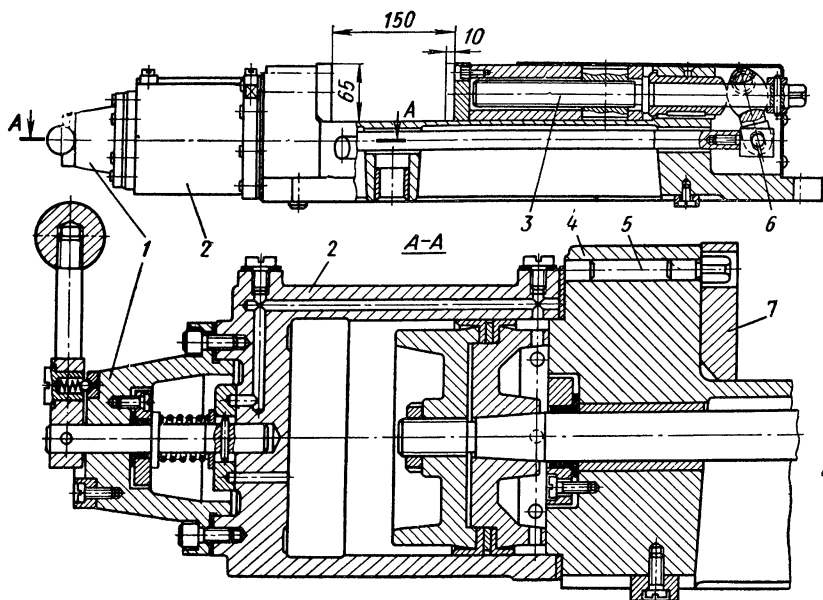
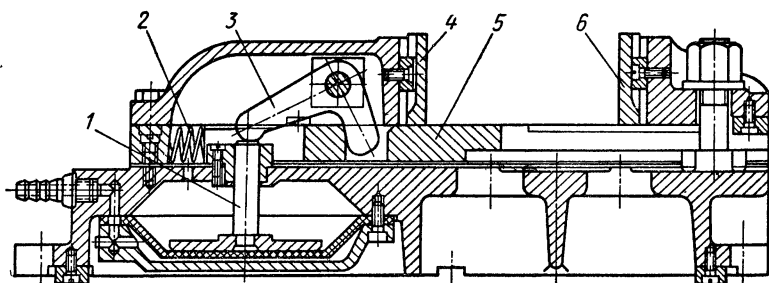


Рис. 182. Тиски с рычажным усилителем зажима



а)

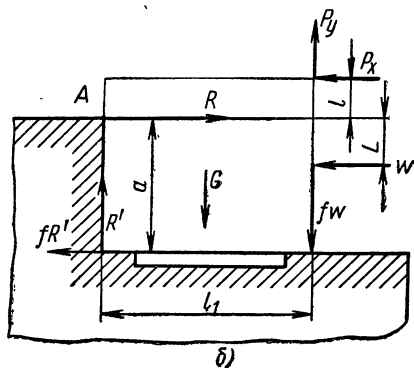


Рис. 183. Пневматические тиски с тянущим зажимом (а) и схема к расчету зажимной силы (б)

из пневмопривода удаляется, две пружины 2 перемещают ползун вправо в исходное положение. Одновременно шток 1 пневмокамеры опускается.

В случае, когда горизонтальная составляющая  $P_x$  (рис. 183, б) силы резания направлена перпендикулярно зажимным плоскостям губок, а составляющая  $P_y$  — параллельно этим плоскостям, потребная сила зажима  $W$  может быть определена приближенно из уравнения моментов относительно точки  $A$  всех сил, действующих на обрабатываемую деталь, т. е. из уравнения

$$P_x l + P_y l_1 - G \frac{l_1}{2} - W f l_1 - W L - F a,$$

где  $l$  — плечо силы  $P_x$ ;

$l_1$  — плечо силы  $P_y$  при максимальном удалении инструмента от неподвижной губки;

$G$  — вес детали;

$f$  — коэффициент трения;

$L$  — плечо силы  $W$ ;

$F = (G + W f - P_y) f$  — сила трения на опорной поверхности;

$a$  — высота неподвижной губки над установочной поверхностью для обрабатываемой детали.

Подставив значение  $F$  в уравнение моментов и решая это уравнение относительно  $W$ , получим

$$W = \frac{P_y (b + a f) + P_x l - G \left( \frac{b}{2} + a f \right)}{a f^2 + b f + L}.$$

В крупносерийном и массовом производстве рационально применять специальные приспособления типа машинных тисков, предназначенные для обработки деталей вполне определенных размеров и форм. Если обрабатываемая деталь снимается с производства, то рабочая часть таких приспособлений не используется. Приводной же агрегат (обычно нормализованный пневмоцилиндр с распределительным краном) может быть использован и для других приспособлений.

## § 79. ПОВОРОТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ И ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ

К приспособлениям, работающим без использования машинного времени для смены деталей, относятся также круглые поворотные столы. В отличие от сверлильных они должны иметь надежное крепление поворотной части к неподвижной. Это вызывается необходимостью противодействовать вибрации при обработке. Однако это усложняет управление приспособлением, так как для каждого поворота стола необходимо тратить время на управление фиксатором и креплением поворотной части.

Конструкция поворотного стола с ручным приводом была показана на рис. 133. Пример рабочей наладки такого стола показан на рис. 184.

Приспособление предназначается для последовательного фрезерования четырех проушин в детали 6. Последняя устанавливается на четыре опоры 5 и два пальца 7 и 10, помещенные в плите 13, и закрепляется двумя прихватами 8. Для усиления зажима, создаваемого винтом 4, применены шарнирные рычаги 9. Приспособление центрируется на столе при помощи пальца 3, который входит в центральную втулку 1. Угловое положение приспособления обеспечивается, как и в других фрезерных приспособлениях, при помощи шпонки, укрепленной на плите 13 и входящей в один из пазов плиты 14 поворотного стола.

Установом для фрезы служит уголковая деталь 12, закрепленная на плите 13 двумя винтами и двумя штифтами. Крепление приспособления на столе производится четырьмя винтами, прямоугольные

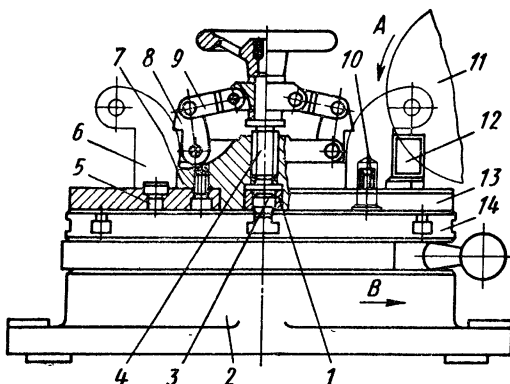


Рис. 184. Пример рабочей наладки поворотного стола с вертикальной осью поворота

гайки которых помещаются в пазы плиты 14. Фреза 11 должна вращаться по направлению стрелки А при подаче стола по стрелке В (фрезерование с попутной подачей).

Управление поворотом фрезерных приспособлений можно механизировать и автоматизировать, используя для этого соответствующие приводы или блокируя движения механизмов приспособления с движением стола станка. Простейшим способом механизации поворота является использование пневмопривода.

Пример такой механизации будет рассмотрен ниже.

Поворотное приспособление с горизонтальной осью вращения с ручным управлением показано на рис. 185, а. Это приспособление позволяет обрабатывать деталь, закрепленную в самоцентрирующем патроне или поставленную на центры 8 и 9. В первом случае на фланце шпинделя 6 устанавливают патрон обычной конструкции. Для этой цели на фланце предусмотрен точный цилиндрический выступ и резьбовые отверстия. Во втором случае деталь ставится на центры и поджимается к ним с помощью пиноли 10 задней бабки. Против поворота относительно центров деталь удерживается надетым на нее хомутиком, конец которого крепится винтом в одном из пазов поводковой планшайбы 11, надетой на место патрона.

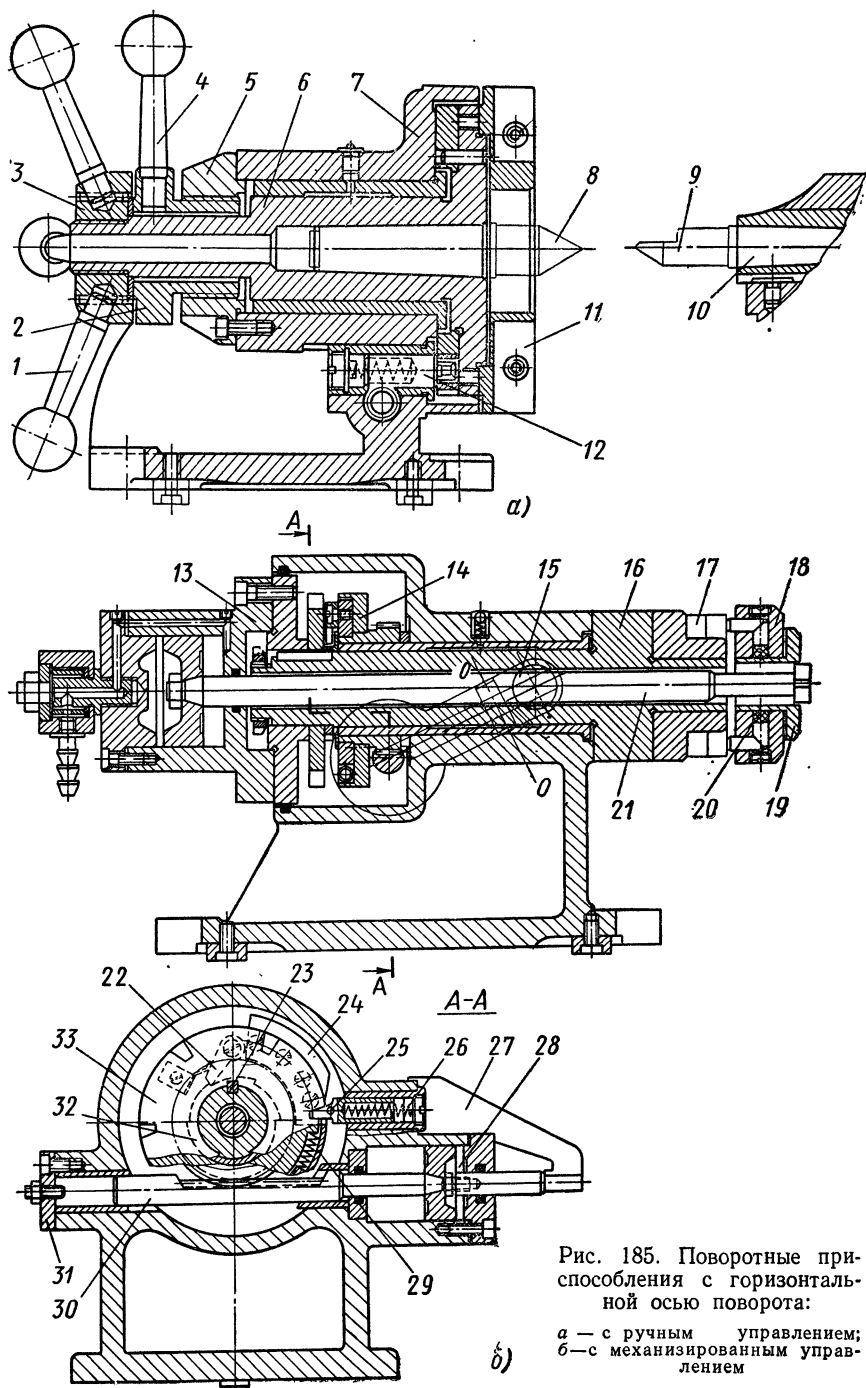


Рис. 185. Поворотные приспособления с горизонтальной осью поворота:

а — с ручным управлением;  
 б — с механизированным управлением

Поворот шпинделя производится рукоятками 1, а его затяжка в осевом направлении — рукояткой 4. Втулка 2 при вывинчивании ее из неподвижной гайки 5 упирается в гайку 3 и затягивает шпиндель 6. Приспособление допускает смену длительного диска 7 для обработки деталей с другим числом отверстий для фиксатора 12.

Приспособление с механизированным зажимом и поворотом шпинделя 16 с обрабатываемыми деталями 17 показано на рис. 185, б. Поворот шпинделя 16 и его зажим производятся при движении рейки 30 вправо при помощи пневмопривода 28. Пружина 29 позволяет рейке последовательно повернуть шпиндель и после попадания фиксатора 25 в паз диска 33 дальнейшим движением этой рейки зажать шпиндель упором 15 через качающийся около оси 00 рычаг 27. При движении рейки влево происходит поворачивание системы, несущей пружину 29 и собачку 22 относительно храповика 32, шпонкой 23 связанного со шпинделем. При этом винт 31 ограничивает движение рейки для взвода собачки относительно храповика. Выключение фиксатора производится при помощи сектора 24, прикрепленного к диску 14 и упирающегося в боковой штифт 25 фиксатора. Цилиндрическая часть сектора предохраняет от повторного попадания фиксатора в один и тот же паз делительного диска 33. Зажатие обрабатываемых деталей 17 производится приводом 13 через шток 21, втулку 19 и специальную плунжерную шайбу 18. Плунжеры удерживают разрезанные кольца 17. Одновременная работа всех плунжеров достигается при помощи пластической массы 20. В практике находят применение приспособления этой группы с двумя и более шпинделями для одновременной обработки с автоматизацией поворота.

В приспособлениях для фрезерования применяются и делительные устройства с «шагающим» механизмом (см. рис. 136).

#### § 80. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ГРУППЫ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНО ЗАКРЕПЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МАШИННОГО ВРЕМЕНИ НА ИХ СМЕНУ

Наиболее простой способ использования машинного времени для установки и снятия обрабатываемых деталей на станках с прямолинейной подачей заключается в последовательном фрезеровании группы отдельно закрепленных деталей, расположенных вдоль стола станка.

Станок включается после закрепления первой или первых двух деталей, остальные же устанавливаются во время работы станка. По мере выхода обработанных деталей они могут быть сняты также во время работы станка. После окончания рабочего хода стола он быстро возвращается в исходное положение.

При конструировании подобных приспособлений надо располагать соседние детали ближе одну к другой, чтобы сократить

холостой ход стола. Когда же приспособления предназначаются для обработки крупных деталей (картеров двигателей, коробок скоростей и т. п.), рекомендуется проектировать отдельное приспособление для каждой детали. В этом случае допускается располагать один и тот же зажимной механизм для двух соседних приспособлений.

При обработке мелких деталей достигают повышения производительности применением так называемых кассетных приспособлений. Предварительная загрузка деталей в запасную кассету повышает степень совмещения машинного и вспомогательного времени.

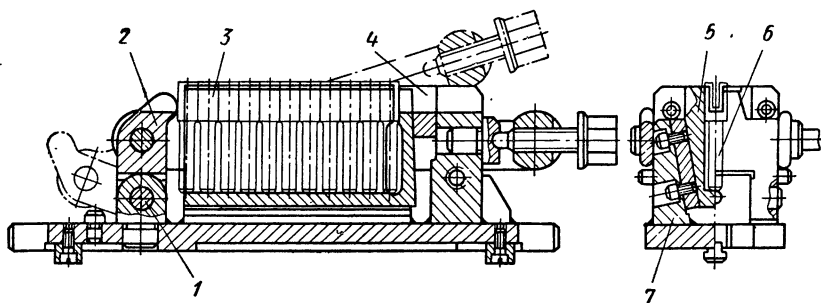


Рис. 186. Кассетное приспособление

На рис. 186 показано кассетное приспособление для фрезерования глубоких пазов в деталях 3 типа вилки. Кассета 5 представляет одну клинообразную деталь, в продольном пазу которой располагаются вплотную друг к другу обрабатываемые детали. Поверхности соприкосновения деталей между собой и с приспособлением обработаны. Будучи заложеной между пластинами 6, укрепленными в клинообразном пазу корпуса 7 приспособления, кассета несколько деформируется в поперечном направлении и сжимает детали. Это способствует выдерживанию допуска на ширину обрабатываемого паза. Кроме того, детали непосредственно сжимаются в продольном направлении.

Так как прихват 2 покачивается около оси 1 и кассета упирается в наклонную деталь 4, прикрепленную к корпусу, зажим смещает кассету и детали вниз. Прорезь кассеты способствует получению необходимой поперечной деформации кассеты. Сила резания в этой конструкции воспринимается корпусом, а не зажимом. Специального устройства для фрезы в конструкции не предусмотрено, а установка фрезы осуществляется по крайнему пазу кассеты.

Значительного повышения производительности можно достичь при использовании стола, поворачивающегося на 180°, с установкой на нем двух совершенно одинаковых приспособлений. Во время обработки детали, установленной в одном из них, на другом осуществляется смена детали. Поворот стола производится



при остановленном станке. Поворотные столы обычно изготавливают на станкостроительных заводах и прилагаются к выпускаемым станкам. Столы должны удовлетворять следующим техническим требованиям: должны быть возможно более низкими; поворотная плита должна иметь достаточную жесткость, точно фиксироваться при повороте и надежно притягиваться к неподвижной части стола; время на фиксирование и зажим стола при повороте должно быть минимальным; рычаг управления должен быть переставным, чтобы можно было подавать стол вправо и влево, во избежание

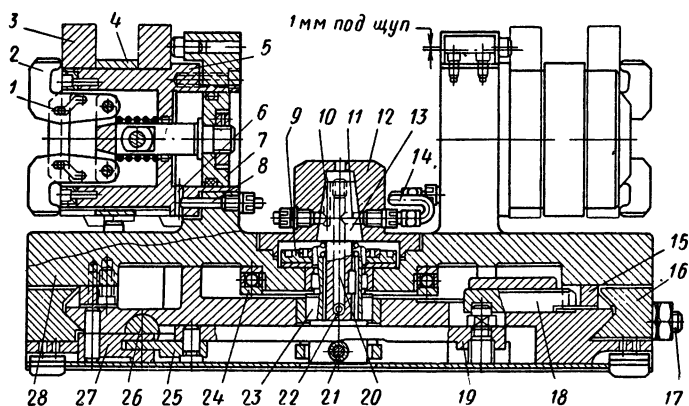


Рис. 187. Поворотный стол с механизированным зажимом и автоматизированным воздухораспределителем

попадания стружки на стыковую поверхность корпуса во время поворота плиты с боков должны быть прикреплены щитки из тонкой листовой стали.

Для облегчения работы при использовании таких столов, а следовательно, и для повышения производительности труда при обработке, целесообразно предусмотреть возможность использования сжатого воздуха для закрепления обрабатываемых деталей.

При использовании таких столов на станках, нагруженных обрабатываемыми деталями, целесообразно механизировать поворот верхней плиты.

Конструкция подобного стола с механизацией зажима и автоматизацией переключения воздуха показана на рис. 187. Для уменьшения общей высоты приспособления поворотная плита отлита заодно с кронштейнами корпусов зажимных приспособлений. Практически такое объединение целесообразно в случаях, когда стол используется постоянно для обработки одних и тех же деталей.

Поворот плиты, переключение фиксатора и затягивающего механизма производят вручную, так же как в нормализованных

столах. В рабочем положении поворотная плита 28 притягивается к неподвижному корпусу в двух местах — на конце стола, где затягивание производится подвижной призмой 16, перекрывающей всю ширину стола, и в центре, где зажим достигается натяжением вертикальной цапфы 23 при помощи уступа на передвигной планке 19. Призма 16 перемещается двумя штангами 17, связанными с планкой 19 двумя рычагами. Таким образом, планка 19, затягивающая цапфу 23, фактически управляет также призмой 16. Это достигается тем, что ролик 21 цапфы 23 катится не по наклонной поверхности планки 19, а по горизонтальной. Произвольное возвратное движение планки невозможно, так как она несколько деформируется натяжением цапфы.

Таким образом, механизм оказывается закрепленным силой упругой деформации системы, поэтому работу его можно считать вполне надежной. Регулирование зажима производится шестигранными гайками на штангах 17 и круглой гайкой на цапфе 23. С планкой 19 связан также фиксатор 18, попадающий в прямоугольный паз матрицы 15. Для развития значительной силы закрепления плиты 28 предусмотрен реечно-рычажный механизм 25. Доступ к местам крепления этого приспособления к столу станка обеспечивается наличием четырех отверстий в неподвижном корпусе, открывающихся при повороте плиты 28 на  $90^\circ$ . Для облегчения поворота плиты применен шарикоподшипник 24 специальной конструкции, подпираемый пружинными плунжерами (на рисунке не показаны). Под действием этих плунжеров шарикоподшипник приподнимается совместно с поворотной плитой на величину, обычно не превышающую 0,5 мм.

Каждое из рабочих приспособлений представляет собой полый палец 5, наружная поверхность которого служит для установки двух обрабатываемых деталей 3, а полости используются для размещения пневмопоршня 7 и двух зажимных рычагов 2. Применение промежуточных втулок 4 вызвано тем, что детали имеют выступ, не позволяющий их сблизить и прижать непосредственно друг к другу. Сжатый воздух подается через специальный распределительный кран, расположенный в центре поворотного стола. Кран состоит из подпружиненной конической пробки 13 и конической втулки 12. Пробка расположена в отверстии невращающейся цапфы 23, втулка закреплена на поворотной плите 28.

Сжатый воздух к пробке подается через радиальный канал 22, а по каналам 20 и трубке 14 поступает в рабочий цилиндр зажимного устройства. В это время отработавший воздух выходит в атмосферу из другого приспособления по каналам 6, 8, 10. Так как пробка находится все время в одном положении, то при повороте стола воздух автоматически переключается. Расположение каналов на рис. 187 указывает, что рабочим является правое приспособление, а загрузочным — левое. Поэтому в показанном положении рычаги левого приспособления должны быть сближены

для съема деталей (условно они изображены в рабочем положении).

Радиальные перемещения рычагов происходят вследствие наличия фасонных пазов, через которые проходят неподвижные штифты 1. Во избежание ослабления поперечного сечения рычагов пазы не следует делать сквозными, а лишь обработанными с одной стороны на некоторую глубину. Обработка с совмещением вспомогательного времени с машинным возможна и при использовании круглых столов.

## **§ 81. АВТОМАТИЗАЦИЯ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ПРИ ПОМОЩИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ С РУЧНОЙ ПОДАЧЕЙ**

Автоматизация обработки деталей на станках имеет большое экономическое значение, так как столы таких станков в большинстве своем не имеют автоматического переключения, что приводит к непроизводительным затратам времени на ручное управление, достигающим половины (и более) штучного времени.

В данном разделе рассматриваются механизмы для так называемой малой, т. е. частичной, автоматизации рабочего процесса и способы превращения обычного станка в полуавтомат и даже в автомат. Задача эта практически решается модернизацией: станка; приспособления; станка и приспособления.

Автоматизация путем модернизации станка может быть достигнута в результате использования двустороннего рабочего движения стола станка для поочередной обработки деталей, устанавливаемых в двух одинаковых приспособлениях, на противоположных концах стола. Возможна также такая модернизация станка, при которой после одного двойного движения (вперед и назад) стола он автоматически останавливается для перезарядки приспособления. При автоматизации желательно, чтобы холостой ход происходил с большей скоростью, чем рабочие. При внесении в конструкцию рабочего приспособления ряда специальных механизмов и при их соответствующей блокировке с автоматическим движением станка можно осуществить обработку с полуавтоматическими и автоматическими циклами.

Автоматизация в результате модернизации конструкции приспособлений чаще всего основывается на осуществлении подачи не столом станка, а приспособлением. Обычно в таких случаях не ограничиваются автоматизацией только подачи, а нередко автоматизируется почти весь комплекс рабочих и вспомогательных движений.

При фрезеровании относительно небольших деталей длина хода и машинное время иногда бывают настолько незначительными, что использовать механическую подачу станка становится нецелесообразным. Частое же вращение маховичка подачи вручную утомляет рабочего и приводит к непроизводительной затрате времени.

В связи с этим используются маленькие станки с ручной подачей при помощи рычага и реечной передачи к столу станка. С той же целью приходится иногда создавать такой же механизм на неподвижном столе станков более крупных моделей. Преимущество этого метода фрезерования — в быстроте холостых ходов.

Пользуясь таким механизмом подачи, можно легко автоматизировать поворот детали при ее обработке с нескольких сторон (рис. 188).

При холостом ходе суппорт 1, несущий поворотный шпindelь 2 и помещенный на корпусе 13, движется слева направо. На рис. 188 показано крайнее левое положение суппорта в момент окончания поворота. При этом упор 7 с помощью рычага выключает фикса-

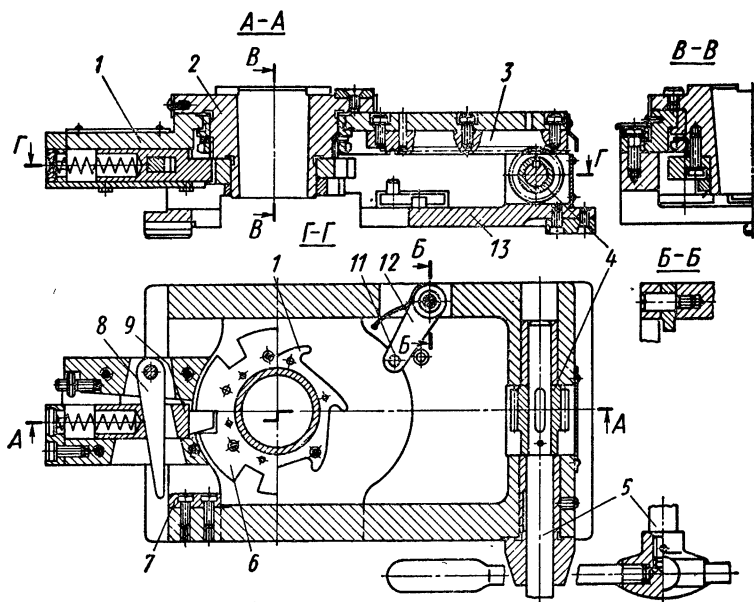


Рис. 188. Автоматизированное приспособление с ручным управлением

тор 9, а при дальнейшем движении упор 11 поворачивает храповое колесо 10 на нужный угол (в данном случае на  $60^\circ$ ). При перемещении суппорта в сторону рабочей подачи (справа налево), пружинный рычаг 12 пропускает колесо 10, фиксатор западает в делительный паз шайбы 6 и начинается фрезерование. Механизм управляется штурвалом 5 и зубчато-реечной передачей 3 и 4. Поворотная часть (шпindelь 2) затяжки не имеет. На ней крепится зажимное приспособление для обрабатываемой детали. Характерной для описанного устройства является также вертикальная ось вращения шпинделя.

## § 82. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИ ПОДАЧЕ СПЕЦИАЛЬНЫМ КАССЕТНЫМ ПРИСПОСОБЛЕНИЕМ

Наиболее просто достигается автоматизация при помощи приспособления, показанного на рис. 189. Ходовой винт 11 располагается в корпусе 6 приспособления, установленного на неподвижном столе 14 станка, и приводится во вращение от ходового винта

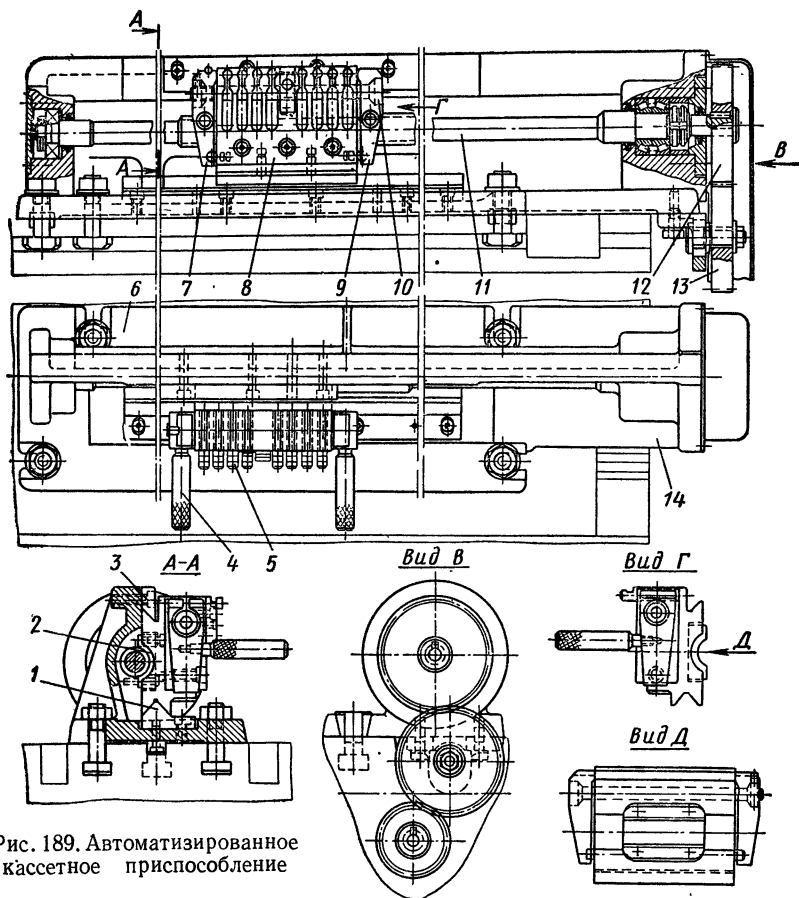


Рис. 189. Автоматизированное кассетное приспособление

станка с помощью зубчатых колес 12 ( $m = 2 \text{ мм}$ ,  $z = 55$ ), 15 ( $z = 35$ ) и паразитного колеса 13 ( $z = 50$ ). Расположение винта в глубине боковой стенки корпуса сохраняет винт от засорения стружкой.

Винт перемещает кассету 8, несущую обрабатываемые детали 5, загрузка которых производится вне станка. Сцепление кассеты с резьбой винта осуществляется с помощью полугайки 2, расположенной позади кассеты. Для безопасности установки кассеты на левом конце винта 11 имеется гладкий участок без резьбы, где предварительно устанавливается кассета и откуда она сво-

бно перемещается вправо до сцепления полугайки 2 с резьбовой частью винта 11. В зоне рабочего движения кассеты она направляется призмой 1 и планкой 3. На правом конце винта 11 также имеется гладкая часть, где подача кассет прекращается и где их можно свободно и безопасно снимать вручную. В этом месте можно обеспечить автоматическое удаление кассет.

Зажим деталей в кассете может быть механизирован при помощи электро- или пневмодрели. Кроме того, детали, предварительно свободно вставленные в кассету вне станка, можно автоматически закрепить. Для этого на корпусе приспособления, в зоне фрезерования необходим пружинный упор. Детали, проходя мимо этого упора, должны зажиматься автоматически. Так как при этом возрастает нагрузка на винт, его рекомендуется подпереть против отжатия от полугайки. Возможность такой автоматизации зависит от формы и расположения деталей в кассете. Кассеты должны быть компактными и легкими для того, чтобы как можно большее количество их можно было расположить по длине приспособления. С этой целью головка и гайка зажимного винта 10 выполнены утопленными в тело прихватов 7 и 9. Рукоятки 4 облегчают установку и снятие кассеты. Данное приспособление рассчитано для одновременного зажима восьми деталей с производительностью 500 деталей за 1 ч работы при минутной подаче 250 мм.

Число деталей  $k$ , обрабатываемых в год (годовая производительность) с помощью такого приспособления, может быть вычислено по формуле

$$k = \frac{60T}{T_1},$$

где  $T$  — годовой фонд времени станка в ч;

$T_1 = \frac{l_1 + l_2}{s_m k_1}$  — время обработки одной детали (штучное время) в мин ( $l_1$  — полная длина кассеты в мм;  $l_2$  — длина промежутка между двумя кассетами в мм;  $k_1$  — число деталей в одной кассете;  $s_m$  — минутная подача в мм).

В предварительных расчетах  $l_2 = 10 \div 15$  мм; фактически  $l_2$  зависит от отношения времени перезарядки кассеты к времени, потребному для прохождения пути  $l_1$ ; чем больше это отношение, тем больше величина  $l_2$ .

Минутная подача определяется по формуле

$$s_m = \frac{1000v}{\pi D} s_2 z,$$

где  $v$  — скорость резания в м/мин;

$D$  — диаметр фрезы в мм;

$s_2$  — подача на зуб фрезы в мм;

$z$  — число зубьев фрезы.

Шаг резьбы ходового винта приспособления определяется из выражения

$$t = \frac{s_m}{x n_0},$$

где  $x$  — число заходов резьбы винта;

$n_g$  — число оборотов винта в *мин.*

Число зубьев колеса определяется следующим образом:

$$\frac{n_1}{n_g} = \frac{z_2}{z_1},$$

где  $n_1$  — число оборотов в минуту ходового винта станка и помещенного на нем колеса с числом зубьев  $z_1$ ;

$z_2$  — число зубьев колеса, помещенного на винте приспособления.

Чтобы определить размеры диаметров винта или проверить прочность винта, размеры которого выбраны из конструктивных соображений, необходимо знать нагрузки, которые будут действовать на винт в процессе работы приспособления, т. е. осевую силу, необходимую для перемещения кассеты, и крутящий момент, необходимый для вращения винта.

Осевая сила  $Q$  в данном случае складывается из силы резания  $P_o$  и сил трения  $F$ , возникающих в кинематической паре кассета — корпус приспособления. Сила резания определяется по формулам курса теории резания или находится по существующим номограммам. Силы трения можно определить, руководствуясь следующими соображениями.

Если бы кассета представляла прямоугольную деталь  $l$  (рис. 190, а), то под действием силы резания  $P_o$ , приложенной к кассете на расстоянии  $l_1$  на верхней и нижней плоскостях кассеты возникали бы давления, изменяющиеся по линейному закону от максимального значения по краям кассеты до нуля в средней ее части. Равнодействующие этих давлений  $N_1$  образуют пару сил с плечом  $l = \frac{2}{3} L$ , где  $L$  — длина кассеты. Момент этой пары уравновешивается моментом силы  $P_o$ , следовательно,

$$N_1 \frac{2}{3} L = P_o l_1,$$

откуда

$$N_1 = \frac{3}{2} P_o \frac{l_1}{L}.$$

Суммарная сила трения от двух сил  $N_1$  определится из выражения

$$F_1 = 2N_1 f = 3P_o \frac{l_1}{L} f.$$

Одновременно на боковых поверхностях кассеты (рис. 190, б) возникали бы аналогично изменяющиеся давления под действием момента  $P_o l_2$ , сила трения от которых имеет следующий вид:

$$F_2 = 2N_2 f = 3P_o \frac{l_2}{L} f.$$

Так как кассета представляет не прямоугольную деталь (рис. 190, в), то под действием момента  $P_0 l_1$ , на нижних наклонных поверхностях трения кассеты возникнут другие реакции  $N'_1 = \frac{N_1}{\sin \alpha}$ , на верхней наклонной поверхности  $N''_1 = \frac{N_1}{\sin \beta}$  и на верхней вертикальной поверхности  $N'''_1 = N_1 \operatorname{ctg} \beta$ .

Соответствующие силы трения от этих реакций определяются

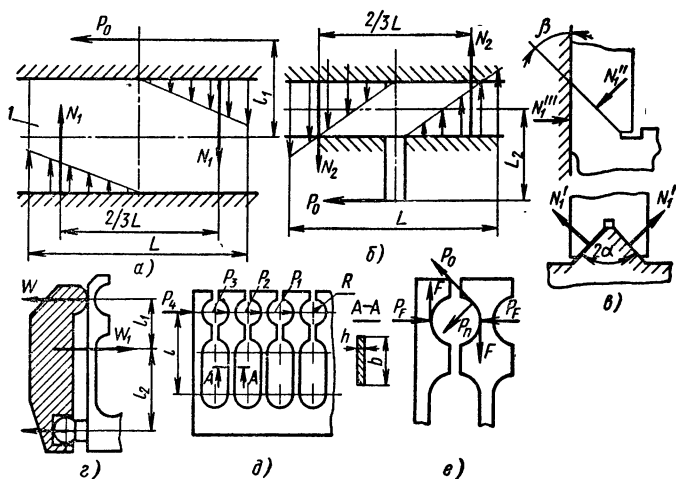


Рис. 190. Схемы для силового расчета кассетного приспособления

из выражений  $F'_1 = \frac{N_1}{\sin \alpha} f$ ,  $F''_1 = \frac{N_1}{\sin \beta} f$  и  $F'''_1 = N_1 \operatorname{ctg} \beta f$ .

Под действием момента  $P_0 l_2$  на указанных поверхностях возникнут аналогично силы трения соответственно:  $F'_2 = \frac{N_2}{\cos \alpha} f$ ,

$F''_2 = \frac{N_2}{\cos \beta} f$  и  $F_2 = N_2 f$ .

Наконец, под действием веса кассеты  $G$  и отжимающей силы резания  $P_H$  на нижней направляющей кассеты возникнет сила трения

$$F_3 = \frac{G + P_H}{\sin \alpha} f.$$

Таким образом, силу  $Q$ , которую необходимо приложить к винту  $II$  в осевом направлении, чтобы преодолеть влияние силы резания  $P_0$  и всех сил трения, можно определить из выражения

$$Q = P_0 + 2 \frac{N_1}{\sin \alpha} f + \frac{N_1}{\sin \beta} f + N_1 \operatorname{ctg} \beta f + 2 \frac{N_2}{\cos \alpha} f + \\ + \frac{N_2}{\cos \beta} f + N_2 f + \frac{G + P_H}{\sin \alpha} f.$$



Под действием этой силы в поперечных сечениях винта будут возникать напряжения растяжения и кручения:

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}; \quad \tau = \frac{M_k}{0,2d_1^3} = \frac{Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{0,2d_1^3},$$

где  $d_1$  — диаметр внутренней поверхности резьбы;  
 $d_{cp}$  — средний диаметр резьбы винта;  
 $\lambda$  — угол подъема винтовой линии резьбы;  
 $\rho'$  — приведенный угол трения.

Прочность винта, испытывающего такие напряжения, может быть проверена по формуле (24). Прочность зубчатых колес привода от ходового винта к винту приспособления может быть проверена по формулам (109) и (110).

### § 83. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ЗАЖИМА ДЕТАЛЕЙ В КАССЕТЕ

В рассматриваемом приспособлении сила зажима  $W$  создается с помощью винта 10 (рис. 189) с гайкой и прихватов 7 и 9 и может быть найдена из соотношения (рис. 190, *з*)

$$W = W_1 \frac{l_2}{l_1 + l_2},$$

где  $W_1$  — сила, создаваемая винтовой парой с учетом трения в резьбе и на опорной поверхности гайки [см. формулы (17) и (18)].

При этом необходимо, чтобы удовлетворялось условие:

$$W \geq Q_1 + Q_2, \quad (112)$$

где  $Q_1 = \sum_1^n P_i$  — сила, требующаяся для изгиба всех лепестков, кассеты в пределах зазоров посадки обрабатываемых деталей в гнездах;

$P_i$  — сила, требующаяся для изгиба каждого лепестка, определяется по величине стрелы прогиба  $y$  лепестка, различной для каждого из них и связанной с силой  $P_i$  зависимостью, подобной зависимости (111), так как лепесток кассеты представляет консольную балочку длиной  $l$ ;

$Q_2$  — сила, необходимая для закрепления деталей против проворачивания их в гнездах при фрезеровании; определяется величиной силы резания  $P_o$ , которую можно найти по формулам курса резания металлов или взять из таблиц справочников.

Считая силу резания  $P_o$  касательной к обрабатываемой детали и обозначив радиус детали  $R$ , а силу трения  $F$  (рис. 190, *е*), из условия равновесия детали найдем  $P_o R = 2FR$ .

Так как  $F = Q_2 f$ , то из этих равенств получим  $Q_2 = \frac{P_0}{2f}$ .

Таким образом, формула (112) силы зажима принимает следующий вид:

$$W \geq \sum_1^n \frac{3y_i E J_i}{l_i^3} + \frac{P_0}{2f}.$$

Кассета приспособления, показанного на рис. 189, состоит из восьми лепестков — по четыре с каждой стороны утолщенного среднего лепестка, который поэтому при закреплении деталей не деформируется. Максимально деформируются крайние лепестки. Стрела прогиба их  $y_4$  равна сумме четырех зазоров (4s) посадки обрабатываемых деталей в гнездах кассеты, а сила, вызывающая такой прогиб, определится из выражения

$$P_4 = \frac{3y_4 E J_4}{l_4^3}.$$

Поэтому проверяют прочность только крайних лепестков, в которых напряжение изгиба можно определить по формуле

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_z} = \frac{P_4 l_4 b}{b_4 h_4^3},$$

где  $b_4$  и  $h_4$  — размеры прямоугольного поперечного сечения крайних лепестков (рис. 190, e, разрез А—А).

Размеры кассет и их количество зависят от размеров и количества обрабатываемых деталей.

#### § 84. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИ ПОДАЧЕ БЕСКОНЕЧНОЙ ЦЕПЬЮ И С ПОМОЩЬЮ КРУГЛЫХ ДЕЛИТЕЛЬНЫХ СТОЛОВ

В приспособлении, показанном на рис. 191, обрабатываются детали, представляющие пластины с центральным отверстием, базирующиеся в гнездах звеньев 4 бесконечной цепи. Обработке подлежат поперечные пазы, причем положение паза относительно центрального отверстия должно быть выдержано. С этой целью детали надевают на откидной палец 3 и кладут на горизонтальную поверхность звена цепи. При движении цепи по стрелке В деталь прижимается к боковому упору 2, несущему палец 3, и к звену при помощи рычагов 1 и кулачков 12, закрепленных по обе стороны обрабатываемой детали на валике 11, который свободно посажен в звене цепи. Полное зажатие детали осуществляется планками 6, когда ролики 7 рычагов 10 вплотную дойдут до этих планок. Резиновая прокладка 5, укрепленная на планках 6, служит предохранителем против поломки и заклинивания механизма и способствует одинаковой работе обоих рычагов зажима.

Во избежание больших потерь на трение звеньев цепи при движении их по направляющим опорам 9, в последних помещены

ролики 8, перекатывающиеся по бесконечному каналу. Когда звено цепи оказывается снизу приспособления, зажимные рычаги автоматически поворачиваются под действием собственного веса, освобождая обработанную деталь, которая спадает с установочного пальца 3. Если спадание детали под действием собственного веса не обеспечено, то внизу корпуса приспособления создают подпружиненный упор, вызывающий принудительное встряхи-

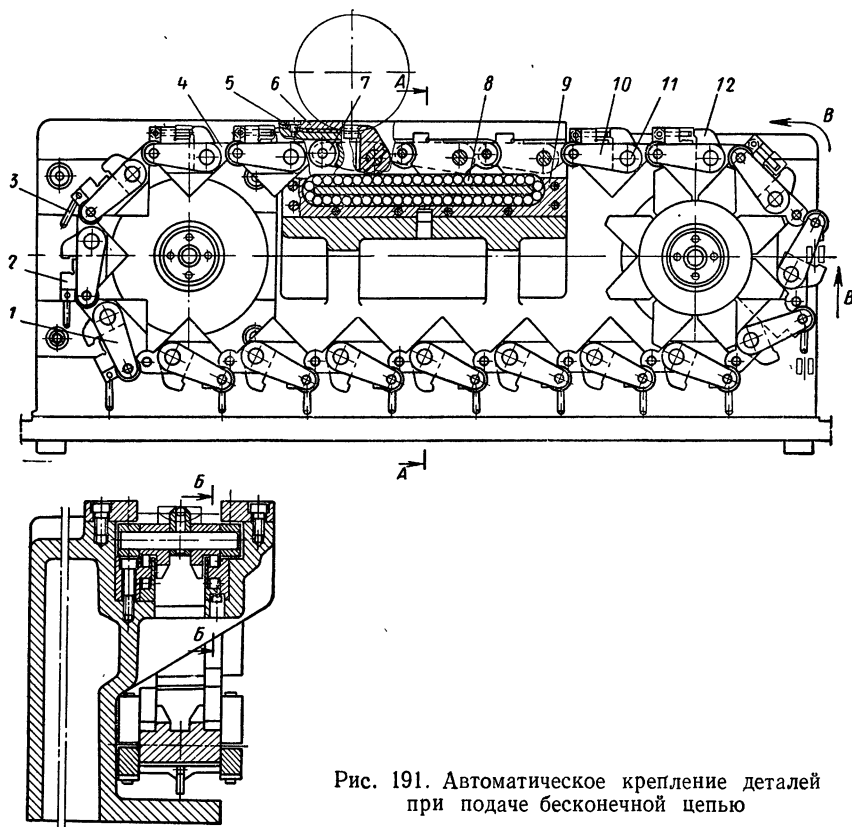


Рис. 191. Автоматическое крепление деталей при подаче бесконечной цепью

вание нижней ветви цепи. Если и это не способствует снятию обработанных деталей, их снимает рабочий, когда звено с застрявшей деталью приближается к нему.

Для достижения наибольшей экономичности обработки рекомендуется полнее загружать деталями звено цепи.

Часовая производительность  $n_u$  такого приспособления может быть подсчитана по формуле

$$n_u = 60 \frac{s_m n}{l},$$

где  $s_m$  — минутная подача при обработке в мм;  
 $n$  — число деталей, установленных на каждом звене цепи;  
 $l$  — шаг цепи в мм;

К группе автоматизированных приспособлений с подачей, осуществляемой приспособлением, относятся также непрерывно действующие круглые делительные столы. Такими приспособлениями пользуются в крупносерийном и массовом производстве при обработке мелких и средних деталей с продольной подачей.

Подача может быть осуществлена эксцентрикным пальцем, барабанным кулачком со спиральной нарезкой, кривошипным механизмом и вращающейся кулисой. Первые три способа характерны тем, что в них время и скорость рабочего и холостого ходов равны. подача с помощью вращающейся кулисы при холостом ходе происходит со скоростью, в 2 раза большей, чем при рабочем ходе, следовательно, в этом случае процесс обработки более экономичен.

Автоматизированное приспособление с подачей при помощи непрерывно вращающегося барабанного кулачка показано на рис. 192. Корпус 18 закреплен на неподвижном столе станка. На корпусе установлены передвижной суппорт 16 и поворотная плита 12 с четырьмя рабочими позициями (тонкие линии). Четыре позиции, вместо двух (одной рабочей и одной загрузочной), способствуют уменьшению угла поворота плиты 12, и поэтому поворотный механизм становится проще. Приспособление (рис. 192) показано в момент начала поворота плиты. Фиксатор 7 выдвинут из втулки 8, помещенной в плите 12, а рычаг 1 находится в исходном положении. Последний через ползун и шарнирную планку 6 с пальцем 10 связан с храповой шайбой 9, закрепленной на торце цапфы 11 поворотной плиты 12.

Поворот плиты осуществляется перемещением планки 6 влево. Это перемещение вызывается поворотом барабана 14 при помощи пальца с роликом 22 и тяги 23. Барабан вращается от механизма станка через коническую зубчатую передачу 13—21. Рабочая подача осуществляется при движении влево. Чтобы в момент поворота плиты суппорт 16 не двигался и не включал фиксатор, на барабане имеется кольцевой участок паза для ролика 15. При движении ролика по этому участку ролик 22 движется по винтовому пазу барабана, что приводит в действие поворотный механизм.

Когда ролик 22 достигает кольцевой части паза, поворотный механизм останавливается и начинает работать механизм подачи, так как в этот момент ролик 15 из кольцевой части паза попадает в его винтовую часть. При движении ползуна и планки 6 вправо выступ ползуна, расположенный на его нижнем основании, поворачивает рычаги 1 и 2 и с помощью пальца 3 и рычага 4 выключает фиксатор 7. При обратном движении ползуна пружина 5 включает фиксатор в последующую втулку поворотной плиты. Момент включения фиксатора 7 рассчитан так, чтобы избежать удара. Конический фиксатор входит до конца во втулку с помощью

пружины при обратном ходе поворотного механизма, т. е. при движении ползуна вправо.

Приспособление может работать непрерывно, получая вращение от коробки подач станка через шарнирную передачу, присоединяемую к валу 17. Остановка приспособления во время работы станка осуществляется рукояткой 19, которая эксцентриковым пальцем 20 выводит из зацепления кулачковую муфту, вследствие чего коническая передача и барабан прекращают движение.

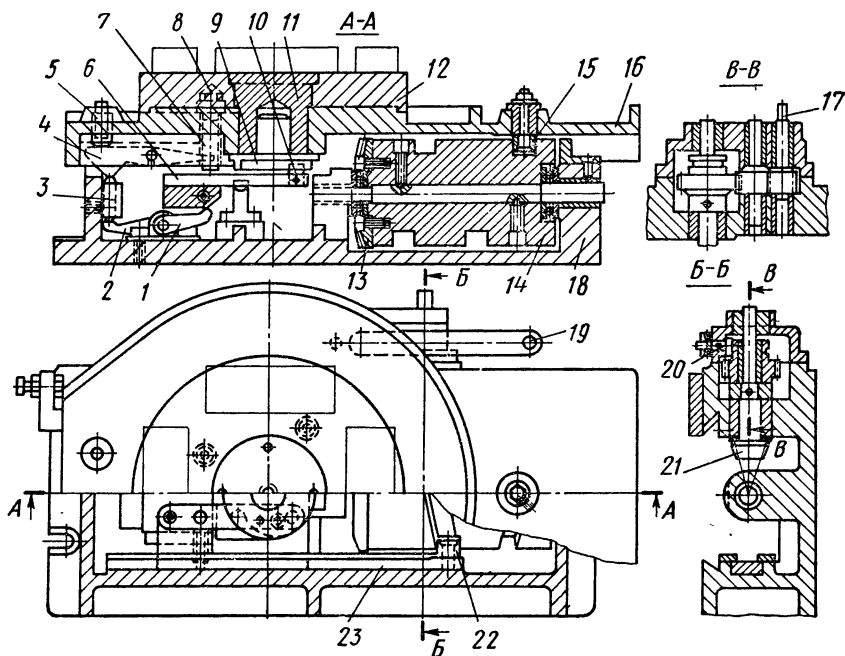


Рис. 192. Автоматизированное приспособление с подачей барабанным кулачком

Наиболее характерной особенностью рассмотренного приспособления является применение барабанного кулачка для подачи суппорта и храпового механизма для поворота стола.

Для тех же целей может быть использована вращающаяся кулиса в сочетании с мальтийским механизмом (рис. 193). Приспособление при этом получается несколько меньшим по высоте. Кроме того, при вращающейся кулисе время холостого хода суппорта в 2 раза меньше времени рабочего хода, а мальтийский механизм в конце поворота уменьшает скорость вращения стола и тем самым устраняет удар.

Приспособление с мальтийским механизмом, показанное на рис. 193, а состоит из корпуса 1, суппорта 11 и круглого стола или планшайбы 5. Возвратно-поступательное движение суппорта осуществляется вращающейся кулисой 10, поворот планшайбы про-

изводится при помощи кулачка 3 мальтийского механизма, а фиксация рабочего положения планшайбы — при помощи неподвижной шпонки 2, попадающей в паз кулачка 3. Кулиса приводится во вращение через червячную пару 13 и 14, в свою очередь, получающую вращение от механизмов станка и пальца 12. Ось ее вращения является неподвижный палец 7. Ролик 8 кулисы пере-

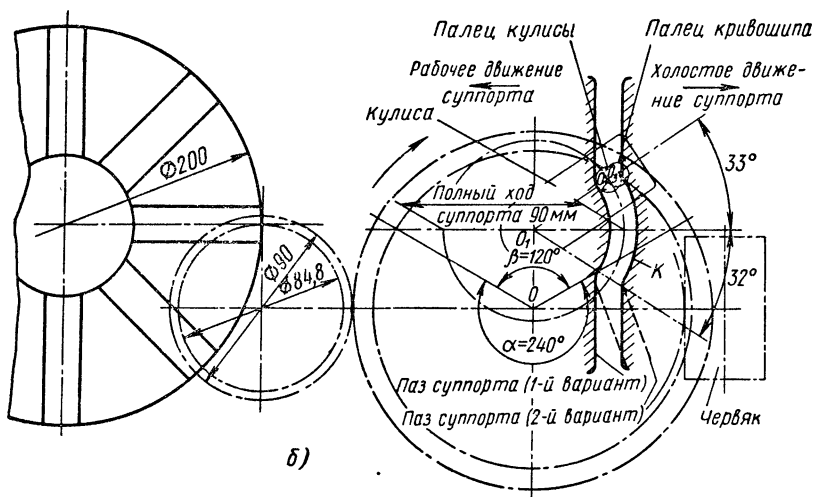
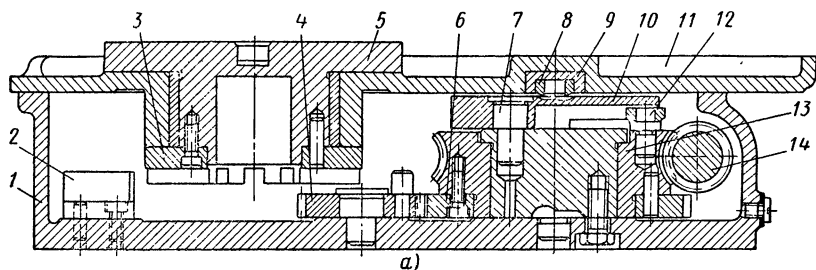


Рис. 193. Автоматизированное приспособление с подачей при помощи кулисного механизма (а) и схема для кинематического исследования (б)

мещает суппорт, передвигаясь по поперечному пазу детали 9. Зубчатый венец 6 вращает водило 4 кулачка 3.

Паз для ролика 8 выполнен под прямым углом к направлению движения суппорта, но с некоторым дуговым участком К (рис. 193, б), позволяющим приостановить движение суппорта в момент поворота планшайбы 5. Буквой  $O$  на рис. 193, б обозначен центр окружности вращения червячного колеса и пальца 12; буквой  $O_1$  — ось вращения кулисы 10; буквой  $O_2$  — ось ролика 8 кулисы и буквой  $O_3$  — ось пальца 12. Полный ход суппорта равен диаметру окружности радиуса  $O_1O_2$ .

За один оборот червячного колеса кулиса совершает также один полный оборот, но палец кулисы при этом сообщает суппорту один ход вперед и один назад. Ходу вперед соответствует поворот центра  $O_3$  на угол  $\alpha > 180^\circ$ , ходу назад — угол  $< \beta 180^\circ$ . Так как оба линейные хода равны по величине, то время холостого хода во столько раз меньше времени рабочего хода, во сколько угол  $\alpha$  больше угла  $\beta$ . Такой механизм позволяет обеспечить чрезвычайно малое время холостого хода и поэтому применение его экономически целесообразно, однако вместе с уменьшением времени холостого хода возрастает величина отрезка  $OO_1$  и габаритные размеры механизма в плане оказываются очень большими. Поэтому в приспособлениях следует принимать отношение  $\frac{\alpha}{\beta} \leq 2$ .

Проектирование таких приспособлений производится по заданному рабочему циклу (т. е. длительности одного оборота кулисы), или часовой производительности и по длине фрезерования. Ход суппорта или пальца кулисы должен быть больше длины фрезерования на величину врезания, выхода фрезы и отвода ее от детали.

При заданной продолжительности цикла  $t_{сек}$  число оборотов червячного колеса определится из выражения

$$n_u = \frac{60}{t} \text{ об/мин.}$$

При выбранном передаточном отношении  $i$  червячной пары число оборотов шарнирного вала привода от станка определится из выражения

$$n_g = \frac{n_u}{i}.$$

Например, при  $t = 12 \text{ сек}$  и  $i = 1 : 50$ ,  $n_g = \frac{60}{12 \cdot 50} = \frac{60}{12} \cdot 50 = 250 \text{ об/мин.}$

По найденному значению  $n_g$  подбирают или настраивают станок, а по установленной длине  $l$  хода суппорта подсчитывают среднюю скорость рабочей подачи и холостого хода:

$$v_p = \frac{ln \cdot 360}{\alpha \cdot 1000} \text{ м/мин}; \quad v_x = \frac{ln \cdot 360}{\beta \cdot 1000} \text{ м/мин},$$

где  $n$  — число оборотов кулисы.

При  $l = 90 \text{ мм}$ ;  $n = 5 \text{ об/мин}$ ;  $\alpha = 240^\circ$  и  $\beta = 120^\circ$   $v_p = 0,675 \text{ м/мин}$  и  $v_x = 1,35 \text{ м/мин}$ .

В действительности скорости движения суппорта на разных участках пути могут значительно отличаться от полученных средних скоростей. Чтобы определить их максимальные значения, а также найти участок пути суппорта с наиболее установившейся скоростью движения, необходимо произвести кинематическое исследование кулисы. Такое исследование позволяет более правильно использовать движения суппорта при фрезеровании и, кроме того, по найденным скоростям и ускорениям можно рассчитать инерционные силы, нагружающие палец кулисы, и по

ним проверить его на прочность. Это исследование можно произвести графо-аналитическим или аналитическим методами. Первый состоит в построении схемы (рис. 194, а), позволяющий определить величину и скорость хода суппорта в любом положении механизма, и графика изменения этих величин во времени.

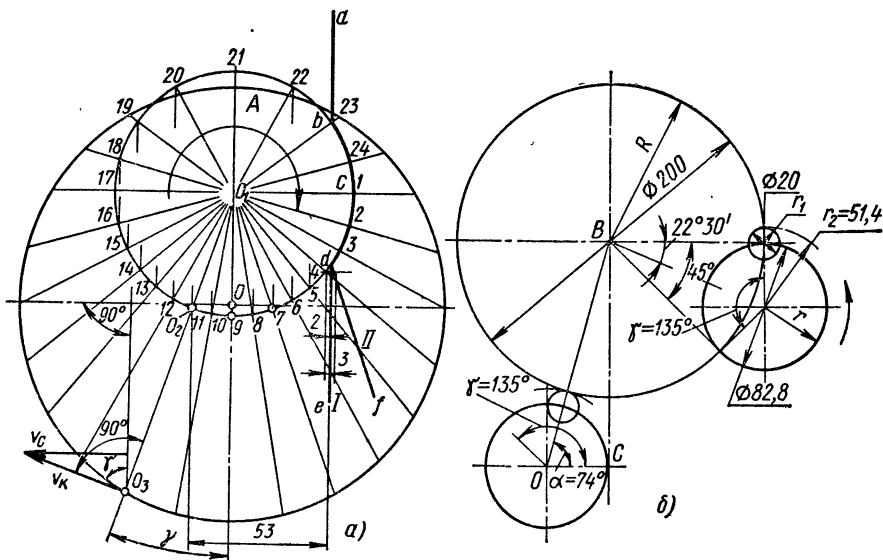


Рис. 194. Схемы кинематического исследования:  
а — кулисного механизма; б — мальтийского механизма

Схема строится в масштабе 1 : 1 следующим образом. Проводят окружности радиусами  $OO_3$  и  $O_1 O_3$  (см. рис. 193, б) с расстоянием  $O_1 O$  между их центрами. Большую окружность делят на 24 части и точки деления соединяют лучами с центром малой окружности. В точке пересечения этих лучей с малой окружностью будет располагаться ось пальца кулисы через каждую  $1/24$  часть цикла. Центры  $O_1$ ,  $O_2$  и  $O_3$  всегда располагаются на одной прямой (рис. 193, б).

На схеме (рис. 194, а) поперечный паз суппорта, в котором постоянно находится палец кулисы, показан в крайнем правом положении в период вращения кулисы по стрелке А при остановленном суппорте. На графике даны два варианта пазов:  $abcde$  и  $abcdef$ . Второй вариант отличается тем, что участок, занимавший положение I ( $de$ ) повернут в нем до положения II ( $df$ ). Это делается для того чтобы компенсировать ход суппорта, потерянный на участке  $bcd$ .

Расстояния от линии пазов до точек деления малой окружности представляют ход суппорта через каждую  $1/24$  часть окружности поворота пальца кривошипа. При диаметре большой окружности



160 мм, малой — 90 мм и при цикле 9 сек \* за время движения пальца кулисы от точки 1 до точки 4, т. е. за  $27/24$  долей секунды, суппорт переместится влево на 2 мм (по схеме) относительно положения I и на 3 мм относительно положения II. На пятом делении эти перемещения будут равны 8 и 12 мм и, наконец, в точке 17 перемещение суппорта будет равно 90 мм.

Определив таким способом время и путь движения суппорта на каждом из 24 участков, можно рассчитать скорость движения на любом участке рабочего или холостого хода. Для этого через точки искомого участка малой окружности, например через точки 5 и 15, проводят вертикали и, замеряя расстояние  $l$  между ними, получают искомым ход суппорта. Поделив его величину на число делений  $n$  выбранного участка, помноженное на  $9/24$ , получают среднюю скорость движения суппорта на данном участке

$$v = \frac{24l}{9n}.$$

Анализ показывает, что начиная с 23-го и до половины 3-го деления, т. е. в течение примерно 1,7 сек, скорость движения суппорта равна нулю. Это соответствует времени поворота стола. Затем следует быстрое продвижение суппорта к инструменту. Этому соответствует участок диаграммы скорости с половины 3-го и до 5-го деления. В пределах с 5-го до 15-го деления имеет место почти установившееся движение со скоростью примерно 1 м/мин. Этот участок должен быть использован для фрезерования. И, наконец, начиная с 15-го деления скорость постепенно понижается до нуля в 17-м делении и затем быстро растет, достигая величины более 3 м/мин в зоне 20—22-го делений, после чего опять падает до нуля в 23-м делении, где начинается поворот стола. При конструировании таких приспособлений необходимо предусмотреть, чтобы водило мальтийского механизма, продолжая вращаться после поворота стола, не задевало кулачок этого механизма. Покажем, как это достигается на примере восьмипозиционного кулачка, т. е. кулачка с шагом поворота  $45^\circ$ , диаметром 200 мм при радиусе ролика водила  $r_1 = 10$  мм (рис. 194). При этих условиях радиус водила  $r = R \operatorname{tg} 22^\circ 30' = 41,42$  мм, где  $R = 100$  мм — радиус внешней окружности кулачка.

Ближайшее положение кулачка относительно водила, при котором должно быть обеспечено беспрепятственное вращение последнего, характеризуется стороной  $BC$  треугольника  $OBC$ , которая может быть вычислена по формуле

$$\overline{BC} = \sqrt{(R + r + r_1)^2 - r^2}.$$

При заданных величинах радиусов  $R$ ,  $r$  и  $r_1$  получим  $\overline{BC} \approx 145,5$  мм.

Из построения следует, что для беспрепятственного поворота водила кулачок, а следовательно, и поворотный стол должны иметь

\* Такой цикл соответствует производительности 400 деталей в час.

продольное смещение на величину 45,5 мм. Учитывая, что при принятой производительности приспособления минутная подача равна 15 мм/сек, время перемещения суппорта на величину 45,5 мм может быть определено следующим образом:

$$t_s = \frac{45,5}{15} = 3,03 \text{ сек.}$$

Чтобы убедиться в том, что стол действительно пройдет расстояние 45,5 мм, можно воспользоваться схемой, приведенной на рис. 194, а, но для этого необходимо знать передаточное отношение от червячного колеса к водилу (см. рис. 193). Допустим, что это отношение равно 2. Тогда время одного оборота водила будет равно 4,5 сек (так как принят цикл в 9 сек). Время поворота водила на 135°, а стола на 45° (рис. 194) будет равно  $\frac{4,5 \cdot 135}{360} = 1,7 \text{ сек}$ , а время поворота на 225° будет равно  $\frac{4,5 \cdot 225}{360} = 2,83 \text{ сек}$ . За время 2,83 сек палец кривошипа повернется на  $n = \frac{2,83}{t_n}$  делений (где  $t_n$  — длительность поворота на одно деление).

Так как при рабочем цикле в 9 сек  $t_n = \frac{9}{24}$ , то  $n = 7,5$ . Таким же образом находим число делений, соответствующее повороту кулачка или стола:

$$n_1 = \frac{1,7 \cdot 24}{9} = 4,5.$$

Получив с помощью этих данных контур паза  $I$  на суппорте и отсчитав 7,5 делений влево от его нижней прямолинейной части, графически находим длину хода стола за время поворота водила на 225°. Эта длина равна примерно 53 мм, т. е. превышает требуемую величину 45,5 мм и, следовательно, задевания кулачка водилом не произойдет.

Следовательно, время  $T'$ , необходимое для поворота стола, может быть выражено в общем виде формулой

$$T' = \left(180^\circ - \frac{360^\circ}{K}\right) \frac{T}{360i} \text{ сек,}$$

или

$$T' = \left(0,5 - \frac{1}{K}\right) \frac{T}{i},$$

где  $T$  — полный рабочий цикл в сек;

$K$  — число пазов кулачка или число позиций поворотного стола;

$i$  — передаточное отношение зубчатой передачи к водилу.

Время рабочего хода суппорта

$$T_p = (T - T') \frac{u}{u + 1} \text{ сек,}$$

где  $u = \frac{\alpha}{\beta}$ .

Время холостого хода суппорта

$$T_x = (T - T') \frac{u - 1}{u + 1} \text{ сек.}$$

Диаграмму скоростей движения суппорта можно построить и без кругового графика. Для этого вначале рассчитывают окружные скорости пальца кулисы, а затем скорости суппорта, считая их горизонтальными составляющими окружных скоростей пальца кулисы.

Последние находят по угловым скоростям  $\omega_k$  кулисы, пользуясь формулой

$$\omega_k = \omega_1 \frac{R(R + l \cos \alpha)}{R^2 + 2lR \cos \alpha + l^2},$$

где  $\omega_1 = \frac{\pi n}{30}$  — угловая скорость червячного колеса ( $n$  — число оборотов колеса в минуту);

$R$  — радиус кривошипа;

$l$  — расстояние между осями вращения кулисы и червячного колеса;

$\alpha$  — угол поворота кулисы.

Угловые скорости определяют через каждые 30 или 15°, умножая их на радиус окружности вращения пальца кулисы, выраженный в метрах, и на множитель 60, и находят окружные скорости пальца в *м/мин* (например,  $v_1 = \omega_{15} r \cdot 60$ ;  $v_2 = \omega_{30} r \cdot 60$  и т. д.), а затем строят диаграмму этих скоростей. Скорости движения суппорта по скоростям вращения пальца кулисы рассчитываются по формуле

$$v_c = v_k \sin \gamma,$$

где  $v_k$  — окружная скорость пальца кулисы;

$\gamma$  — угол между нормальными к направлению движения суппорта и к оси  $O_1O_2$  (рис. 194, а) кулисы в каждом из 12 или 24 положений.

Для вычисления угловых ускорений кулисы может быть использована формула

$$\epsilon_k = \omega_1^2 \frac{Rl(R^2 - l^2) \sin \alpha}{l^2 + R^2 + 2lR \cos \alpha}.$$

По угловым ускорениям кулисы можно найти линейные ускорения суппорта, а по ним — силы инерции  $P_{ин}$  суппорта, действующие на палец кулисы, пользуясь формулой

$$P_{ин} = \frac{aG}{g} \text{ дан} \cdot \text{м/сек}^2,$$

где  $a$  — линейное ускорение в *м/сек*<sup>2</sup>;

$G$  — вес суппорта вместе с рабочим приспособлением и обрабатываемыми деталями в *дан*;  
 $g$  — ускорение силы тяжести в  $\text{м/сек}^2$ .

### § 85. АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРИ ДВУСТОРОННЕЙ ПОДАЧЕ СТОЛА СТАНКА

Автоматизация двустороннего движения стола станков общего назначения, не имеющих автоматизированного переключения хода стола, способствует автоматизации всего рабочего процесса на таких станках. В последние годы отечественными конструкторами созданы автоматизирующие устройства механического, пневмогидравлического и электрического действия. Механизм автоматизации подачи стола станка ДФ-11 показан на рис. 195.

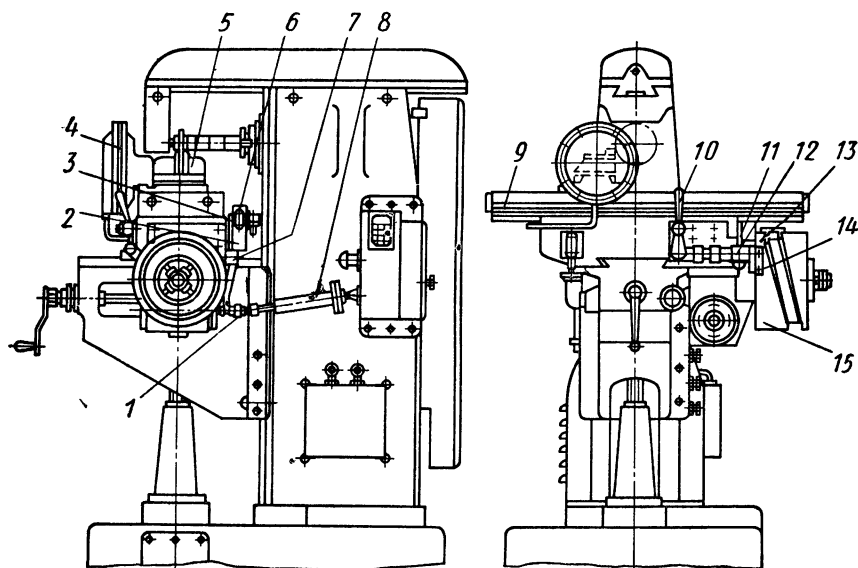


Рис. 195. Автоматизация подачи стола фрезерного станка с помощью барабанного кулачка

Автоматический останов стола 9, а также включение и выключение зажима производятся вращающимся кулачком 15 барабанного типа. Пуск стола производится вручную поворотом рукоятки 10. Таким образом, перезарядка приспособления осуществляется вручную при остановленном станке. Обрабатываемые детали в виде пластин зажимаются пневматическими тисками 5, поставленными поперек стола. Распределительное устройство 3 (кран) расположено позади стола. Управление краном осуществляется рычагом 7, производящим переключение муфты 1, передающей вращение кулачку от шарнирного вала 8. Кулачок вращается

с помощью червячной пары. Выключение вращения кулачка, а следовательно, и подачи стола производится прикрепленным к кулачку специальным выступом 14, который при встрече с рычажком 13 поворачивает помещенное на общей с ним оси зубчатое колесо 11. Последнее при этом перемещает валик 12, на котором закреплен рычаг 7, выключающий муфту. Одновременно тот же рычаг с помощью деталей 2 и 6 приводит в действие кран, выпускающий воздух из пневмокамеры 4. После смены обработанных деталей поворотом рукоятки 10 включается новый цикл. При помощи коробки скоростей можно изменять скорость вращения барабанного кулачка, а тем самым и режим подачи при фрезеровании. Данная настройка была испытана при обработке медных деталей со скоростью резания 440 м/мин и подачей 390 мм/мин. Длина рабочего хода стола (зависящая от шага спирали паза на кулачке) при этом равнялась 60 мм. Мощность электродвигателя 3,2 квт при числе оборотов 1500 в минуту. Число оборотов шпинделя 1100 в минуту. Рабочий цикл при данной настройке равен 10—12 сек. Сняв выступ 14 с вращающегося кулачка, можно заставить стол двигаться непрерывно, что может быть использовано для управления приспособлением.

Большой интерес представляют устройства, позволяющие автоматически выключать подачу после определенного числа оборотов кулачка.

Электрическая автоматизация движений стола осуществляется по различным схемам. Схема автоматизации фрезерных станков с комбинированным электромеханическим устройством показана на рис. 196, а.

В этом схеме гайка 4 ходового винта 6 связана со столом 2 станка с помощью пружин 3 и 5, сжатие которых должно быть отрегулировано по наибольшей силе подачи. На станке имеются упоры 1 и 7. Доходя до одного из этих упоров, стол останавливается, но винт станка, продолжая вращение, перемещает гайку 4 и сжимает ту или другую пружину. Контактный винт 9 доходит до концевого выключателя или переключателя 8 и, нажимая на него, вызывает выключение или реверсирование электродвигателя 10.

Пневмогидравлический способ автоматизации подачи, отличающийся большой гибкостью, показан на рис. 196, б. Универсальность этой схемы заключается в том, что она позволяет менять скорости подачи на любом участке пути. При открывании пускового крана 23 воздух, поступающий из сети через распределительный кран 26, попадает по трубке 28 в левую полость 12 цилиндра 13 и приводит этот цилиндр в ускоренное движение влево вместе со столом 15 станка. Поршень 11 закреплен неподвижно. Из правой полости 14 цилиндра масло вытесняется через открытый клапан 30 в резервуар 32. При дальнейшем передвижении стола прикрепленный к нему кулачок 18 через рычаг 17 закрывает клапан 30, после этого масло из правой полости цилиндра выходит

через редукционный клапан 31 и дроссель 16, осуществляя надлежащую рабочую подачу. Редукционный клапан служит для создания постоянного давления перед дросселем для стабилизации скорости подачи при изменении сил сопротивления в процессе обработки. Автоматическое переключение распределительного

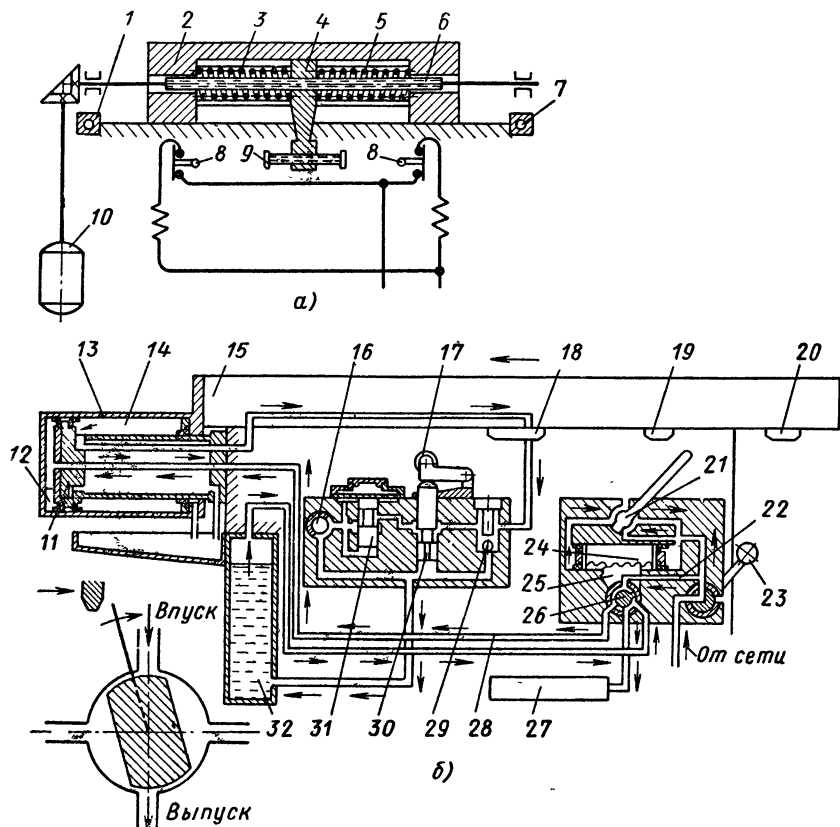


Рис. 196. Схемы автоматизации подачи стола фрезерного станка:

а — с помощью электромеханизма; б — с помощью пневмогидравлического механизма

крана 26, а следовательно, и изменение направления движения стола осуществляются упорами 19 и 20 с помощью крана 21. При обратном движении стола, происходящем под действием упора 20, воздух из сети поступает в резервуар 32, а отработанный воздух через глушитель 27 уходит в атмосферу.

Под давлением сжатого воздуха масло, независимо от механизмов 16, 31 будет вытесняться в полость 14 цилиндра 2 через обратный клапан 29, что обеспечивает ускоренный обратный отход вправо стола станка.

При использовании обычного распределительного крана механизм может иметь «мертвое» положение 1, когда перекрыты каналы

для поступления и выхлопа воздуха (рис. 196, в). Вследствие этого движение стола может резко замедлиться или совсем прекратиться. Во избежание этого в данной схеме применен сервомеханизм, обеспечивающий мгновенное переключение сжатого воздуха.

При «мертвом» положении крана 21, т. е. когда он займет положение 1, сжатый воздух из сети будет все еще поступать в кран 26 по каналу 22, тем самым продолжая рабочий цикл. И только когда кран 21 при своем вращении вправо пройдет вертикальное поло-

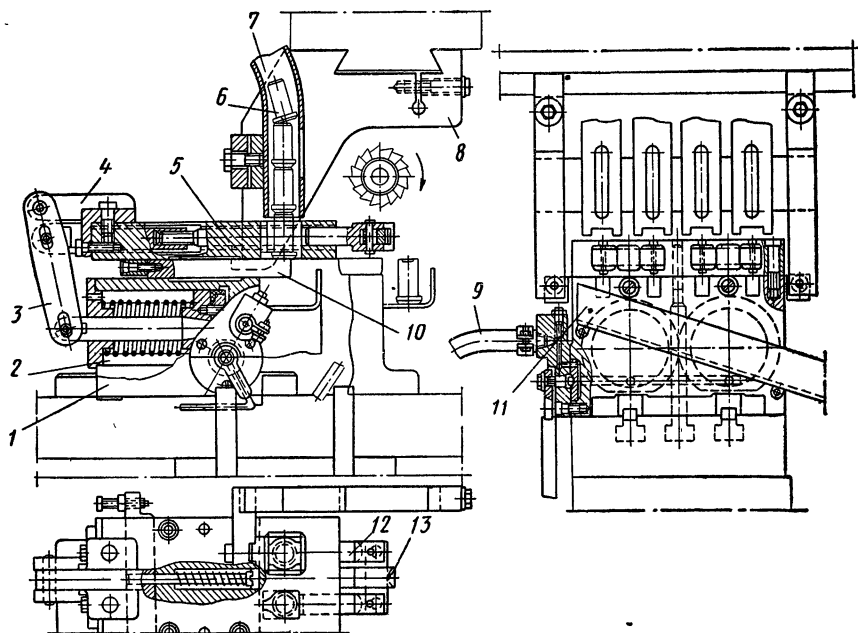


Рис. 197. Пример полной автоматизации фрезерного приспособления

жение, сжатый воздух из сети мгновенно переместит поршень 24 вправо и кран 26, связанный зубчатым сектором 25 с поршнем 24 быстро повернется. При этом воздух из цилиндра будет выпущен в атмосферу, а из сети поступит в резервуар, и стол 15 пойдет в обратную сторону.

На рис. 197 показан пример полной автоматизации приспособления на базе пневмогидравлической подачи стола станка. Обрабатывают детали 6, на концах которых набором фрез снимаются две параллельных лыски. Приспособление позволяет одновременно обработать четыре детали, автоматически поступающие из бункеров 7, закрепленных на хоботе станка с помощью кронштейнов 8

Рабочее приспособление имеет выдвижные опоры 10 для деталей и два пневмоцилиндра 2 с краном 9. На корпусе 1 неподвижно закреплена деталь 5 с двумя кронштейнами 4. Рычаги 3, шарнирно

связанные с этими кронштейнами, перемещают движки 13, каждый из которых с помощью плунжеров 12 зажимают две детали, опустившиеся из желобов на опоры 10 под действием собственного веса и веса всех расположенных выше деталей. Затем следует рабочее движение стола, отвод опор и фрезерование. При обратном ходе стола обработанные детали освобождаются и падают в приемник по желобу 11, а опоры 10 занимают рабочее положение для принятия следующих деталей. Оптимальное число мест в приспособлении (в данном случае четырех) определяется в зависимости от производственной программы.

Рассматриваемые приспособления являются характерными для фрезерных станков независимо от способа автоматизации движений стола. Такая автоматизация стола позволяет весьма эффективно обрабатывать многолопастные детали типа крыльчаток с применением поворотного приспособления, автоматически управляемого теми же движениями стола станка.

#### **§ 86. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ С КРУГОВОЙ ПОДАЧЕЙ И ДЛЯ ОБРАБОТКИ С ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧЕЙ (КОПИРОВАЛЬНАЯ ОБРАБОТКА)**

Такую обработку можно производить на карусельно-фрезерных станках мод. 621 и 623 и на других станках. На прямоугольный стол консольного станка ставится дополнительный вращающийся круглый стол, приводимый в действие от коробки скоростей или ходового винта станка. При больших скоростях обработки применение ручных зажимов детали на станках карусельного типа весьма утомительно для рабочего, поэтому на таких станках необходимо механизировать и автоматизировать рабочие процессы. Автоматизация зажима при обработке осуществляется пневматическим или гидравлическим приводом и при помощи пружин.

Приспособление с пневмоприводом к станку 621 показано на рис. 198. В нем устанавливается 12 деталей. Каждая пара деталей 10, 11 автоматически зажимается общим пневмоприводом 16. Обработке подлежат две торцовые параллельные плоскости. С одной из позиций снимают полностью обработанную деталь, на ее место укладывают обработанную с одной стороны, повернутую деталь с предыдущей позиции, и на место последней устанавливают необработанную деталь. Для удобства очистки приспособления от стружки вся пневмоаппаратура, кроме распределительной муфты, помещена под верхней плитой 2, прикрепленной к корпусу 12, а для удобства демонтажа, наблюдения и ремонта на плите предусмотрен ряд открывающихся люков. Одновременный зажим двух деталей производится с помощью качающегося коромысла 13, действующего на две рейки 14, связанные с зубчатыми валиками 15, которые перемещают расположенные над плитой



поднутренные призмы 1 для центрирования обрабатываемой детали. В центре стола располагается воздухораспределительное устройство, последовательно питающее сжатым воздухом шесть цилиндров. По каналу 4 воздух поступает в полость 5 неподвижного кольца 3 и по трем радиальным и трем вертикальным отвер-

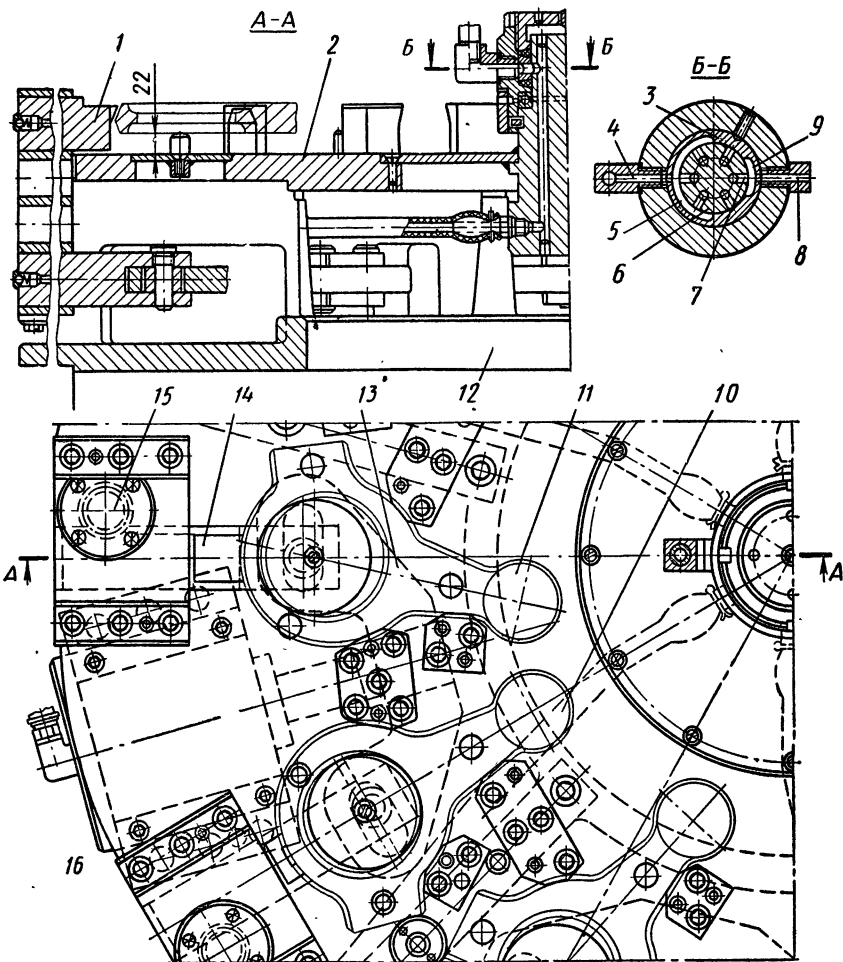


Рис. 198. Приспособление с автоматическим креплением деталей при непрерывном фрезеровании

стям вращающегося стержня 6 он направляется к трем цилиндрам в зоне фрезерования. В это время через отверстие 7 полость 9 и канал 8 сжатый воздух с загрузочной позиции выходит в атмосферу.

Обработка с продольно-поперечной подачей производится на обычных станках и на специализированных копировальных. Обра-

ботка обычно осуществляется с помощью специальных шаблонов или копиров, ограничивающих движение фрезы относительно детали, или наоборот. Подача в таких случаях может быть без следящих устройств, и при помощи их. В первом случае копии воспринимают на себя силы, возникающие при обработке, и должны быть достаточно износостойкими и жесткими, во втором — копир работает без нагрузки и особо высокой прочности не требует.

Продольное движение чаще всего осуществляется ходом стола станка, поперечное движение создается специальным суппортом, перемещающимся поперек стола станка при помощи реечного механизма с подвешенным грузом, или при помощи двусторон-

него копира (фасонного паза), по которому движется копировальный ролик или палец. В последнее время поперечное движение начали осуществлять при помощи пневмоприводов. Такой метод крепления допускается только в том случае, когда характер установочных баз детали гарантирует правильное и устойчивое расположение деталей при зажатии. Когда такой уверенности нет, рекомендуется управлять работой каждого зажима отдельным краном.

Схема возможной автоматизации зажима при помощи пружин показана на рис. 199. В этом случае предусматривается непрерывное фрезерование при вращении приспособления относительно

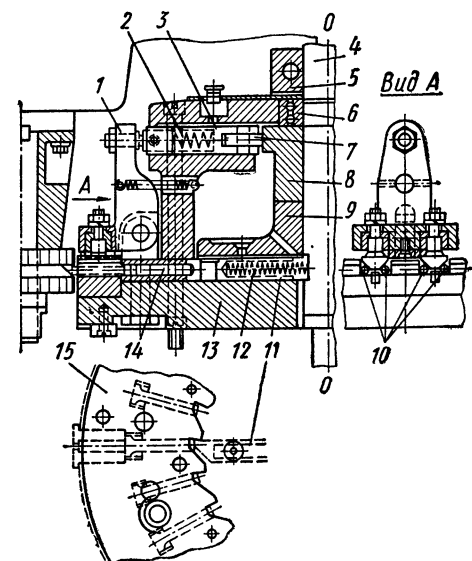
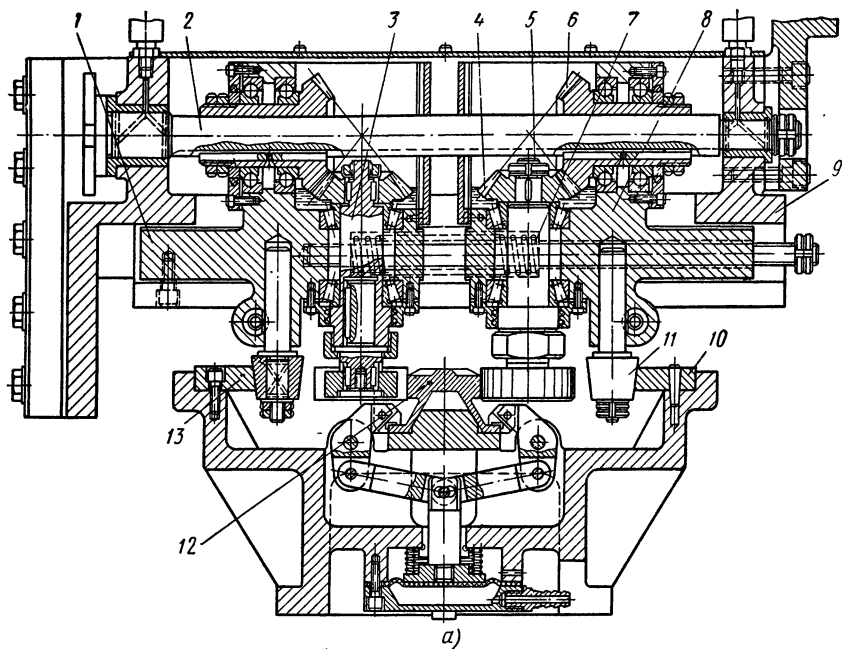


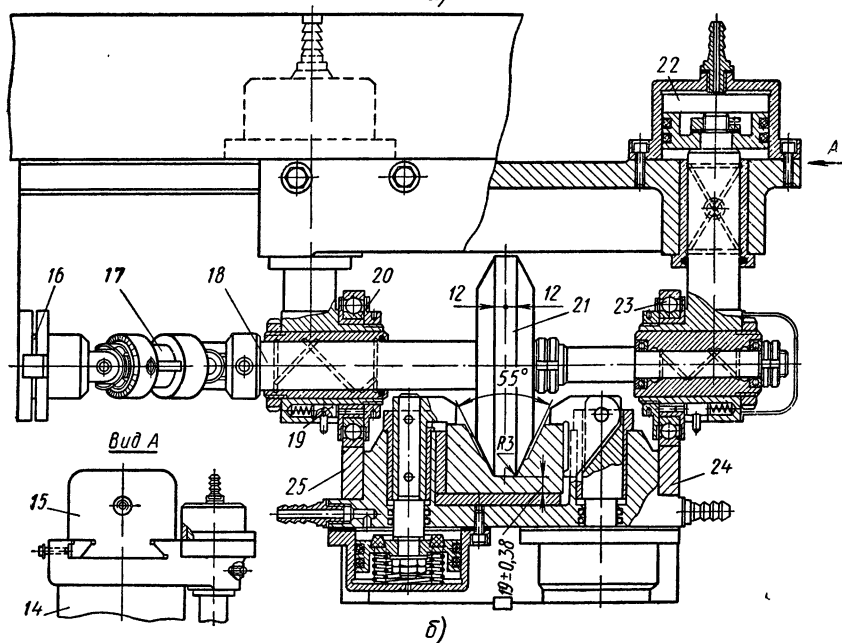
Рис. 199. Приспособление с автоматизацией зажима при помощи пружин

оси  $OO$ . Детали 4, 8, 9 неподвижны, детали 1, 3, 6, 12 вращаются вместе со столом станка. Неподвижная часть приспособления удерживается от вращения специальными кронштейнами 5, связывающими эту часть со станиной станка. Каждый рычаг 1 зажимает четыре детали 10 силой пружины 2. Действие зажимов вызывается фасонным кулачком 8, по которому катятся ролики 7. Выталкиваются детали подпружиненным толкателем 12 с помощью плунжера 14. Сжатие выталкивающей пружины 11 производится зубьями вращающейся шайбы 15.

Конструкция копировального устройства большой производительности показана на рис. 200, а. Детали обрабатываются инструментами, расположенными на двух рабочих шпинделях 3 и 5, которые с помощью копиров 10, 13 и двух пружин 7 переме-



а)



б)

Рис. 200 Копировальные устройства:

а — к станку с двухшпиндельной фрезерной головкой; б — к станку консольного типа

щаются в плоскости, перпендикулярной ходу стола станка. Шпиндели 3 и 5 получают вращение от двух пар конических зубчатых колес 4, 6. Колеса 6 помещены на валу 2, который вращается от шпинделя станка. Детали 1, 8, несущие рабочие шпиндели, зубчатые передачи и ролики 11 перемещаются по пазу корпуса 9. Обрабатываемая деталь 12 зажимается пневмоприводами диафрагменного типа.

Конструкция копировально-фрезерной наладки консольного станка с вертикальным движением инструмента 21 при помощи двух пневмоприводов 22 показана на рис. 200, б. Для улучшения условий работы инструмента применены два копира 24 и 25, воспринимающие давление от пневмоприводов 22 с двух сторон фрезы через шарикоподшипники (ролики) 23. Так как фреза после переточки изменяет свой диаметр, предусмотрено регулирование положения осей подшипников по высоте. С этой целью последние надеты на эксцентрические втулки 20, поворотом которых достигается смещение осей подшипников; втулки 20 фиксируются плунжерами 16. Соединение оправки 18 со шпинделем станка 16 осуществляется через шарнирно-телескопический валик 17.

Пневмоприводы помещены на специальном кронштейне 14, подвешенном к хоботу 15 станка. Хобот в таких случаях рекомендуют дополнительно соединять со станиной станка. Воздухоприводы должны соединять оба привода последовательно.

При построении профиля копиров для рассматриваемой группы приспособления необходимо: радиус фрезы  $R_\phi$  выбирать в зависимости от минимального радиуса  $\rho_{\min}$  кривизны обрабатываемого профиля так, чтобы  $R_\phi \leq 0,7\rho_{\min}$ ; радиус ролика, с помощью которого движение фрезы должно быть согласовано с профилем копира, принимать меньше радиуса фрезы (можно использовать ролик, радиус которого равен радиусу фрезы, в этом случае профиль копира будет одинаков с профилем обрабатываемой детали); при обработке кругового замкнутого профиля копир необходимо помещать на одной оси с обрабатываемой деталью.

## § 87. ПРИСПОСОБЛЕНИЯ К ФРЕЗЕРНЫМ СТАНКАМ С ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

При очень сложной обработке деталей можно совмещать совершенно разнородные операции и выполнять их на одном станке с автоматической системой программного управления.

В работе С. А. Шляпочникова [36] приводится пример обработки нескольких криволинейных в осевом (рис. 201, а) и эллиптических в поперечном сечении отверстий в клиньях из алюминиевого сплава Д16Т (длина клиньев 556 мм, максимальная ширина 45 мм) на вертикально-фрезерном станке 6Л12П, оснащенный программно-путевой автоматической системой управления. Для осуществления такой операции используется несложная оснастка: комбинированный инструмент — сверло — фреза (рис. 201, б),

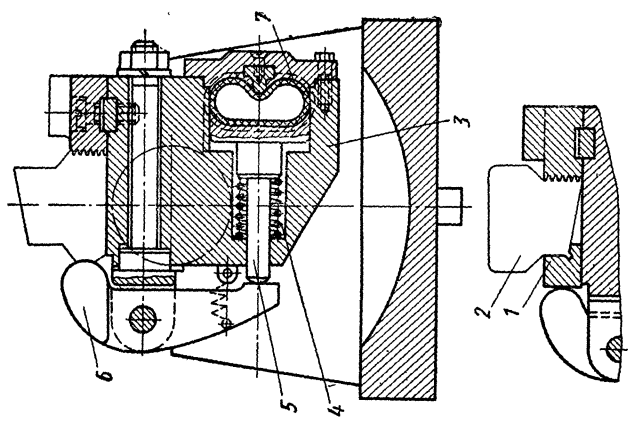
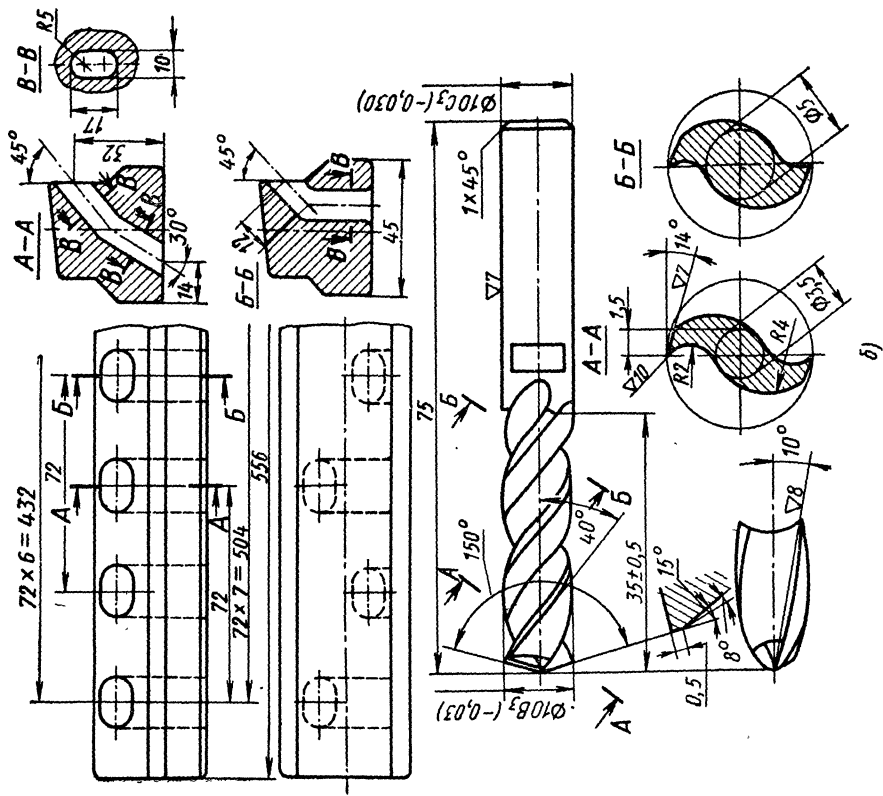


Рис. 202. Быстротермостойкое приспособление для сверлильно-фрезерной операции

Рис. 201. Форма отверстий (а) и инструмент (б) для сверлильно-фрезерной обработки с программным управлением

пневматическое зажимное быстропереналаживаемое приспособление (рис. 202) для закрепления различных по размерам однотипных клиньев и укрепляемых на столе станка сменных линейек с ограничительными кулачками.

Инструмент внешне напоминает обычное сверло, но отличается от него величинами углов режущих кромок, наклона спиральных канавок и толщиной сердцевины, которая по мере удаления от режущих кромок на торце инструмента к хвостовику увеличивается примерно в 2,5 раза.

Зажимное приспособление — поворотное с горизонтальной осью поворота. Обрабатываемая деталь 2 устанавливается на точно обработанной плоскости поворотного корпуса 3 непосредственно или с помощью промежуточных подкладок 1 и закрепляется двенадцатью прихватами 6, расположенными вдоль обрабатываемой детали. Прихваты приводятся в действие плунжерами 5, которые перемещаются в процессе закрепления детали вследствие расширения трубчатой диафрагмы 7 сжатым воздухом, а при освобождении детали — под действием пружин 4.

## § 88. МНОГОШПИДЕЛЬНЫЕ ФРЕЗЕРНЫЕ ГОЛОВКИ

Многошпindleльные головки к фрезерным станкам служат, как и при сверлении, для повышения производительности обработки. Существуют универсальные и специальные конструкции головок.

В настоящее время разработано большое количество конструкций головок. Конструкция головок к горизонтально-фрезерным станкам при обработке двух противоположных несквозных пазов довольно значительной длины в цилиндрической детали 3 показана на рис. 203, а. Обработка двумя инструментами на одной оправке в этом случае невозможна, а использование поворотного приспособления удлиняет время обработки. Однако имеется возможность фрезеровать такие пазы двухшпindleльной головкой с вертикальной или горизонтальной осью вращения инструментов. Так как после переточки диаметры последних уменьшаются, необходимо периодически сближать их оси, что и приводит к применению универсальной головки.

Ввиду довольно большого рабочего хода стола необходима автоматизация останова стола и ускорение его холостого хода. Для этого используют отдельный электродвигатель. Целесообразно также автоматизировать и зажим детали. Все это облегчает труд рабочего, ограничивая его сменой детали, пуском станка и уходом за ним, кроме того, способствует переходу к групповому обслуживанию станков. Конструкция этого приспособления проста (рис. 203, а). Пневмопривод 4 служит для зажима детали 3. Этот пневмопривод и электромагнитный кран 5 выполнены в одном агрегате. Позади приспособления показана двухшпindleльная фрезерная головка 2 с фрезами 1. Аналогичная головка показана на рис. 203, б.

Рабочий шпиндель станка приводит во вращение зубчатое колесо 11 и через валик 12 колеса 9 и 10 и рабочие шпиндели 8. Головка имеет два таких узла, сцепленных между собой зубчатыми колесами 11. Каждый из узлов помещен в цилиндрическом

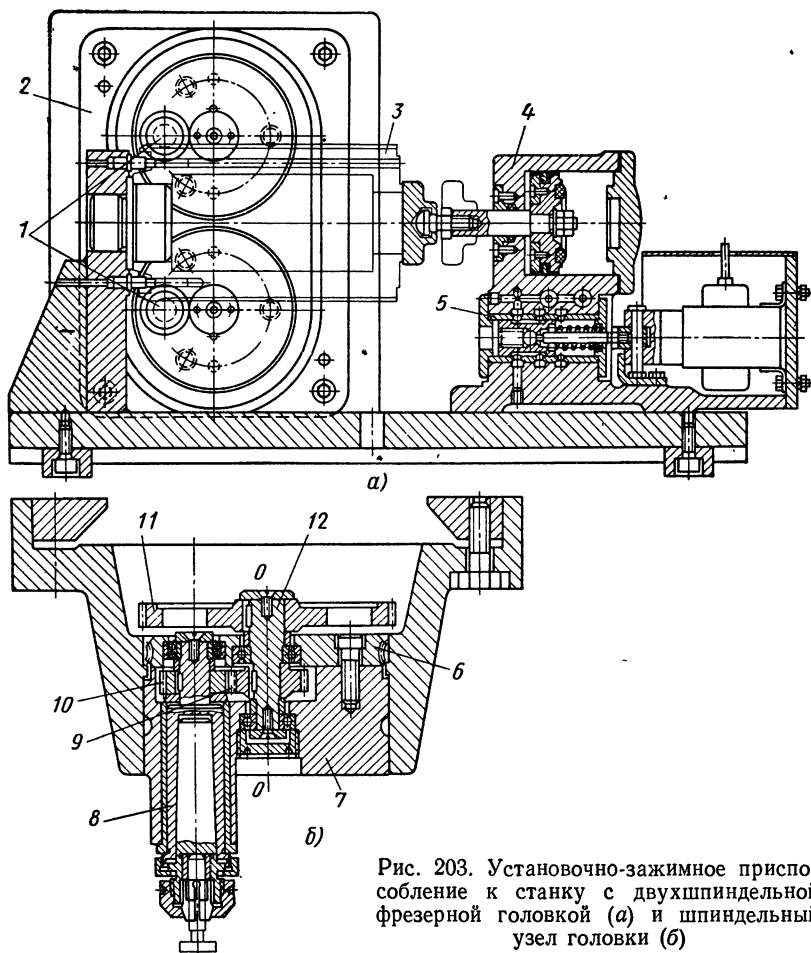


Рис. 203. Установочно-зажимное приспособление к станку с двухшпиндельной фрезерной головкой (а) и шпиндельный узел головки (б)

корпусе 7. Так как при повороте относительно оси  $OO$  двух корпусов в разные стороны расстояние между рабочими шпинделями изменяется, для настройки требуемого расстояния предусмотрен специальный механизм, червяк которого вращает колесо 6, заставляющее изменять положение инструментальных шпинделей 8 в результате перекатывания колес 10 по центральному колесу 9.

## Глава XIV

### ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ЗУБОРЕЗНЫХ И ПРОТЯЖНЫХ СТАНКОВ

#### § 89. ТИПЫ И ОСОБЕННОСТИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ К ЗУБОРЕЗНЫМ СТАНКАМ

По способу обработки зубьев различают приспособления к зубодолбежным, зубострогальным, зубофрезерным и другим станкам. Кроме того, в зависимости от формы обрабатываемой детали различают приспособления для обработки цилиндрических, конических и шевронных зубчатых колес и валов, а также червячных колес.

Приспособление (рис. 204, а) для обработки круглым долбяком на зубодолбежном станке цилиндрического зубчатого колеса 3 состоит из опорной шайбы 2, оправки 1, переходной втулки 6, зажимной шайбы 4 и гайки 5. Оправка 1 закрепляется неподвижно на вращающемся столе станка и удерживается от проворачивания в результате самозаклинивания в коническом гнезде стола. Применением переходных втулок 6 достигается использование одной оправки для установки зубчатых колес с разными диаметрами центрального отверстия.

Крепление детали в таких приспособлениях должно осуществляться по возможности близко к месту обработки. В приведенной схеме шайба 4 действует не на ступицу зубчатого колеса, а на его венец. Зажимная шайба должна иметь наружную выточку для удобства захвата рукой. Гайку 5 при смене обработанной детали отвинчивают полностью. При многостаночном обслуживании рекомендуется применять быстросъемные шайбы для крепления деталей.

В приспособлении для обработки на зубострогальном станке конических зубчатых колес (рис. 204, б) обрабатываемая деталь 7 надевается на сменный фланец 8 оправки 13 и зажимается ключом при помощи гайки 9 и шайб 10 и 11 или тягой (рис. 204, в) соответствующего механизированного привода. Для того чтобы шайбу 11, расположенную в углублении зубчатого колеса, можно было снять, ее поворачивают до совмещения трех ее выемок с соответствующими выступами шайбы 10. Оправку 13, помещенную в шпин-



дель станка, дополнительно затягивают тягой 14. Гайка 12 облегчает снятие приспособления.

При обработке зубчатых колес на зубофрезерных станках рекомендуется одновременно устанавливать несколько деталей,

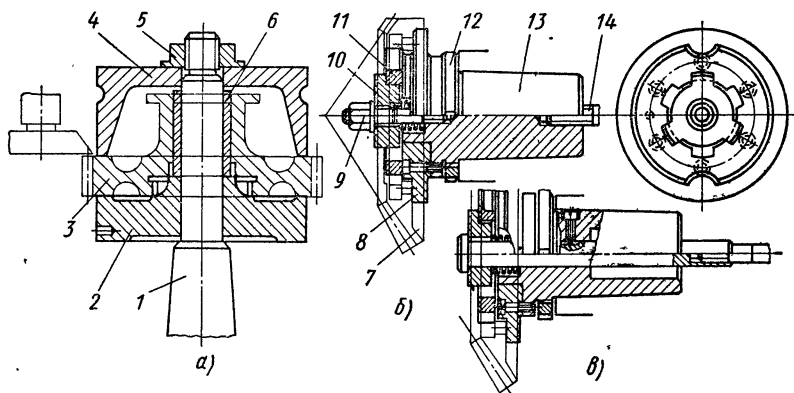


Рис. 204. Типовые приспособления к зубострогальным и долбежным станкам

чтобы повысить производительность станка путем использования значительного хода суппорта фрезы (рис. 205, а). Приспособление закреплено на горизонтальном столе станка болтами, расположено

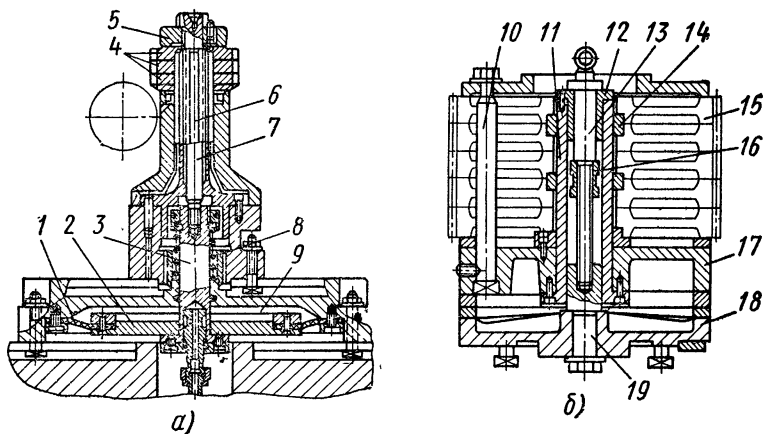


Рис. 205. Приспособления к зубофрезерным станкам

ными в Т-образных пазах. Совмещение осей приспособления и стола проверяется индикатором. Конструкция обеспечивает надежное крепление обрабатываемых деталей и минимальное время на установку и снятие заготовок. Достигается это с помощью пневматического диафрагменного привода одностороннего действия.

При поступлении воздуха в полость 9 опускается державка 2 кольцевой диафрагмы 1. Опираясь на фланец штока 3, державка опускает шток и тягу 7, которая надежно прижимает съемную шайбу 5 к обрабатываемым деталям 4. Последние удерживаются на оправке 6 с помощью зубчатого шлицевого соединения.

При удалении воздуха из полости 9 пружина 8 поднимает шток 3 и тягу 7, шайба 5 при этом легко снимается, а затем снимаются и обработанные колеса, так как диаметр отверстия в них несколько больше диаметра головки тяги 7.

В серийном производстве нередко приходится использовать приспособление для обработки других зубчатых колес с различными диаметрами отверстий или венца. В таких случаях используют наличную оправку и основание приспособления. Оправку можно использовать только тогда, когда диаметр отверстия другого колеса отличается от диаметра оправки настолько, что допускает применение промежуточной втулки. Для установки зубчатых колес с большим внешним диаметром меняют опорные кольца, зажимную шайбу и, если требуется, промежуточные кольца.

Для обработки зубчатых колес диаметром более 400 мм иногда, чтобы не задерживать станок длительной сменой деталей, приспособление предусматривается в двух комплектах; во время работы одного из них второй комплект освобождается вне станка от обработанных деталей и заряжается необработанными (рис. 205, б). Основание 18 с центрирующим пальцем 19, внутри которого нарезано отверстие, закреплено на столе постоянно. На палец и на основание 18 надевается приспособление с установленными на нем зубчатыми колесами 15 и закрепляется резьбовым стержнем 13 через резьбовое отверстие пальца 19.

Корпус 17 приспособления может быть отлит из чугуна. Оправка 11 делается полой для уменьшения ее веса и чтобы в ней можно было поместить стержень 13 с муфтой 16. Последняя, дойдя до втулки 12, позволяет снять приспособление за ушко стержня 13. Крепление зубчатых колес осуществляется тремя или четырьмя болтами 10. Кольца 14 служат лишь для центровки зубчатых колес по точной выточке в их ступицах.

Вопросу центровки колес при нарезании зубьев, особенно на чистовых операциях, уделяется большое внимание. В результате этого в настоящее время, когда к качеству изделий предъявляются все более и более высокие требования, необходимо для базирования колес при обработке зубьев шире использовать высокоточные и быстродействующие оправки и патроны с гидропластмассой.

На рис. 206, а показан пример одной из таких оправок, предназначенной для закрепления колес (показаны два варианта: слева широковенцовое колесо, справа — узкое большего диаметра) по внутренней чисто обработанной цилиндрической поверхности. Оправка 3 своим конусным хвостовиком помещается в корпусе 2 и надежно закрепляется в нем гайками 1. Колесо 6 надевается на

тонкостенную оболочку 10, заполненную гидропластмассой 11. Положение колеса выверяется с помощью откидного фиксатора 5, который своим шариком помещают в один из предварительно нарезанных пазов между зубьями колеса. С помощью «переходников» 4 и 7 определяется положение колеса в осевом направлении. Поджатием пластмассы винтом 12 осуществляется центрирование колеса, а гайкой 8 и шайбой 9 — окончательное его закрепление.

На рис. 206, б приведен пример аналогично действующей оправки для зажима зубчатого валика по наружной цилиндри-

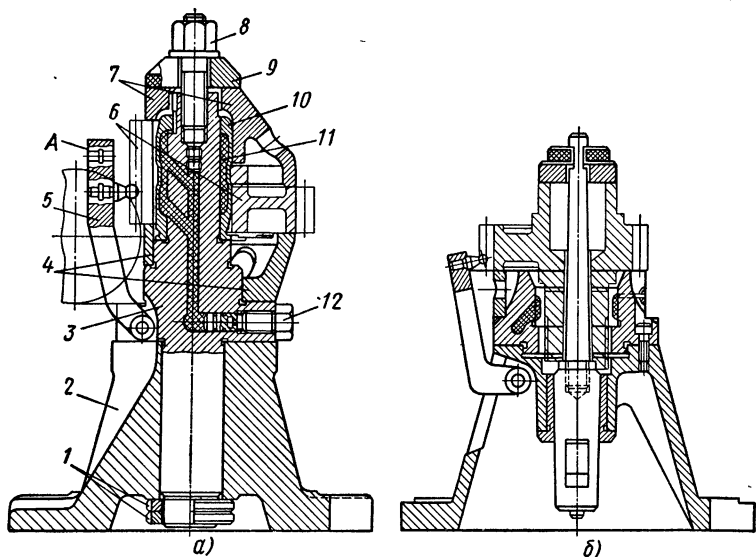


Рис. 206. Оправки с гидропластмассой

ческой поверхности. С помощью этой оправки (патрона) также можно обрабатывать колеса больших и малых диаметров.

При конструировании приспособлений для зубофрезерных станков необходимо, так же как и для других, учитывать конструкцию их рабочей части, так как в некоторых малых станках приспособление или оправка непосредственно центрируются по коническому отверстию стола.

Стремление повысить производительность операции предварительной обработки зубьев колес привело к созданию приспособлений (рис. 207), с помощью которых возможна одновременная обработка всех зубьев. Обрабатываемое колесо 1 устанавливается и закрепляется не на столе зубодолбежного станка, как обычно (см. рис. 204—206), а на шпинделе 2 станка, который служит для закрепления долбяка. В качестве инструмента используется много-резцовая головка 4 со специальными резцами 3. После каждого рабочего хода шпинделя с колесом по направлению стрелки А

корпус головки, в конусную проточку которого входят хвостовики резцов, слегка поднимается, перемещая резцы в направлении стрелок *Б* (во избежание трения между резцами и зубьями колеса при холостом ходе). После каждого холостого хода шпинделя по стрелке *А'* корпус, наоборот, опускается, заставляя резцы сближаться по направлению стрелок *В*. Резцовая головка центрируется в неподвижном стакане 2, укрепляемом на столе станка в положении, согласованном с осью обрабатываемой детали.

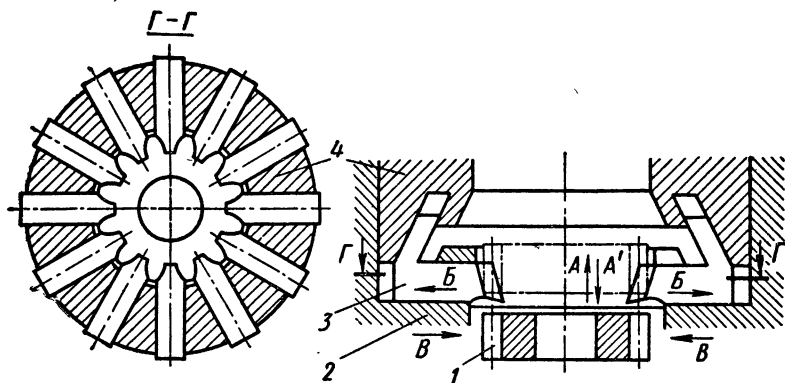


Рис. 207. Схема одновременной обработки зубьев

### § 90. ТИПЫ И ОСОБЕННОСТИ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ПРОТЯГИВАНИЯ

Метод протягивания различных по форме внутренних и наружных поверхностей получил самое широкое распространение в крупносерийном и массовом производстве деталей. При протягивании внутренних поверхностей обрабатываемая деталь чаще всего на станке не закрепляется, в то время как при наружном протягивании крепление детали обязательно. Такое различие требований обусловлено тем, что при наружном протягивании создаются значительный опрокидывающий момент и сдвигающая сила, которые должны компенсироваться надежным креплением детали.

Приспособления для протягивания могут быть стационарными, передвижными и поворотными. Протягивание внутренних поверхностей часто осуществляется на горизонтально-протяжных станках. На рис. 208 показано приспособление для протягивания шпоночного паза в зубчатом колесе 2. Положение этого паза должно быть согласовано с положением зубьев малого венца колеса, что вызывает необходимость устанавливать обрабатываемые детали относительно протяжки в определенном положении. В этой конструкции это требование обеспечивается применением подвижной призмы 3, которая «улавливает» один из зубьев малого венца обрабатываемого колеса и тем ориентирует колесо

относительно протяжки, положение которой зафиксировано выполненной по размерам протяжки выемкой 6 в пальце 1, укрепленном неподвижно в кронштейне станка.

Для снятия со станка обработанной детали призма 3 слегка приподнимается поворотом гайки 4 с помощью рукоятки 5. Сменная пластина 8 применяется для обеспечения обработки паза за два прохода и для компенсации уменьшения высоты протяжки при ее износе или при переточке.

Для обработки спиральных пазов требуется протяжка с расположением зубьев по спирали. Угол спирали зубьев протяжки выполняется той же величины, что и детали. Обработка производится без применения направляющего пальца. Деталь предварительно направляется цилиндрическим хвостовиком самой протяжки. Чтобы получить спиральный паз при осевом перемещении, необходимо вращать протяжку или обрабатываемую деталь.

Соединение протяжки со станком должно быть надежным и быстродействующим, так как протяжку снимают после каждого прохода. В некоторых патронах протяжка автоматически защелкивается и в конце рабочего хода освобождается. В патроне

(рис. 209, а) под действием пружины 2, упирающейся в неподвижную гайку 1, стакан 3, свободно перемещающийся по корпусу 6, перекрывает отверстия корпуса, в которых расположены кулачки 7, связывающие конец протяжки 4 с этим корпусом. В конце холостого хода стакан 3 встречает неподвижный упор 5 и останавливается. При дальнейшем движении протяжки кулачки 7 попадают в кольцевую выточку корпуса 6, и протяжка в результате скошенной поверхности своей кольцевой проточки при небольшой силе может быть свободно вынута.

После установки новой детали протяжка может быть свободно помещена в патрон, так как конической фаской на торце она выталкивается в выточку корпуса кулачки 7, которые при движении корпуса влево (при рабочем ходе) будут заперты стаканом 3, остающимся неподвижным до тех пор, пока пружина 2 полностью разжата. При небольших размерах и весе протяжки управлять патроном можно без помощи специального упора вручную.

Быстродействующий патрон (рис. 209, б) для плоских (пазовых) протяжек работает следующим образом. При установке про-

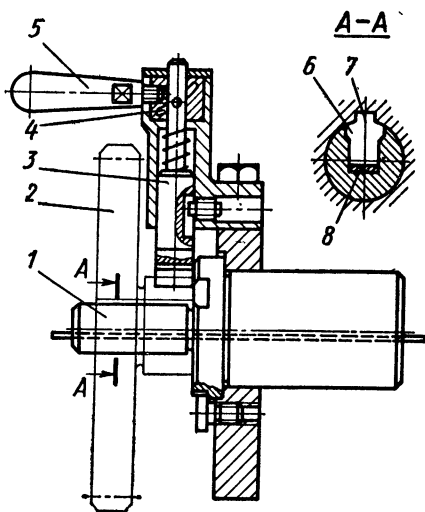


Рис. 208. Приспособления для протягивания шпоночного паза

тяги в патрон (по направлению стрелки *A*) рычажки *10* под нажимом инструмента покачиваются около своих осей *9* и при помощи пружинок *8* заходят (защелкиваются) в боковые пазы протяжки. Во время обработки те же рычажки тянут инструмент. Для удаления последнего рычажки выводятся из пазов протяжки поворотом их относительно осей *9* вручную.

Протягивание наружных поверхностей детали применяется в крупносерийном и массовом производстве и повышает производительность труда в 3—8 раз против фрезерной обработки. Этот метод обеспечивает высокую точность размеров (до 0,025 мм)

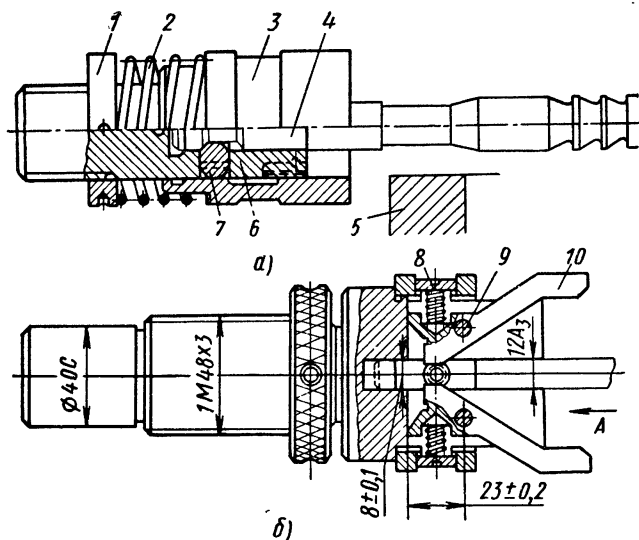


Рис. 209. Способы крепления протяжек

и высокий класс чистоты обрабатываемой поверхности. При этом методе обрабатываемую деталь необходимо надежно закреплять с помощью ручных, пневматических и гидравлических зажимов.

Иногда в целях уменьшения вспомогательного времени применяют поворотные многопозиционные столы, на которых очередная обрабатываемая деталь устанавливается в стороне от места обработки, а обработанная деталь может сниматься без откидывания зажима.

На рис. 210 показано пневматическое приспособление к станку, предназначенное для протягивания плоскости разьема большой головки шатуна *1* и площадок на этой головке для шатунных болтов. В качестве установочных поверхностей используется торец обрабатываемой головки и отверстие в малой головке, которым шатун надевается на палец *2*.

Крепление шатуна производится системой рычагов *3*, *4*, *6* и *7*, приводимых в действие штоком *8* пневматического цилиндра *9*.

Ввиду того, что шарнирная ось 5 перемещается по вертикали, цилиндр выполнен качающимся около оси 10. Так как машинное время при протягивании обычно небольшое, в ряде случаев автоматизация приспособления дает большую экономию во времени.

Приспособление, данное на рис. 211, предназначено для чистовой обработки косых пазов на внешней цилиндрической поверхности тонкостенного кольца 9 значительного диаметра. В связи с этим деталь центрирована и зажата с помощью упругой мембраны 10. Зажимной механизм приводится в действие вращением червяка 11 при помощи электро- или пневмодрели или вручную.

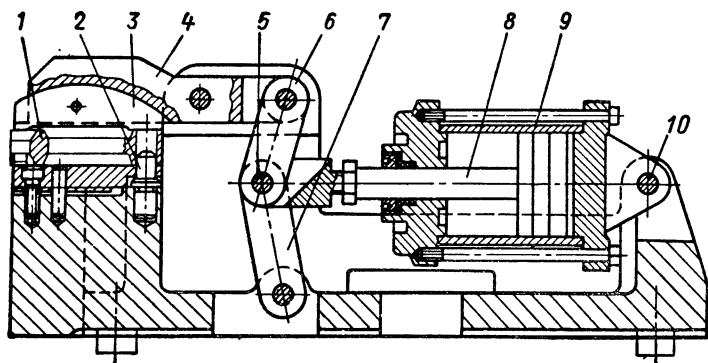


Рис. 210. Приспособление для наружного протягивания

Поворот планшайбы 8 с обрабатываемой деталью производится автоматически при помощи так называемого «шагающего» делительного механизма, состоящего из двух зубчатых клиньев 19 и 22, сблокированных валиком 21, и кольца 23 (см. рис. 136).

Для автоматизации двустороннего поворота валика 21 использовано движение стола станка 20, происходящее после каждого хода инструмента. Для этого на неподвижной опоре стола 1 закреплена рейка 2, с которой валик 7 связан при помощи зубчатых колес 3, 5, 6. Во избежание поломки в конце поворота использованы храповая подпружиненная муфта 4. Таким образом, за один двусторонний холостой ход стола станка деталь поворачивается на полный шаг.

Для предотвращения вибраций всей системы при обработке поворотная планшайба 8 автоматически прижимается к корпусу 17 при помощи гидропластмассы 18. Сжатие гидропластмассы происходит при помощи винта 12, приводящегося в действие при движении приспособления относительно неподвижной рейки 16. Для связи валика 12 с колесом 13 применена подпружиненная храповая муфта, одна половина которой выполнена за одно целое с колесом 13, а вторая 15 — отдельно. Колесо-полу муфта 13 свободно надето на винт 12 и находится в зацеплении с рейкой

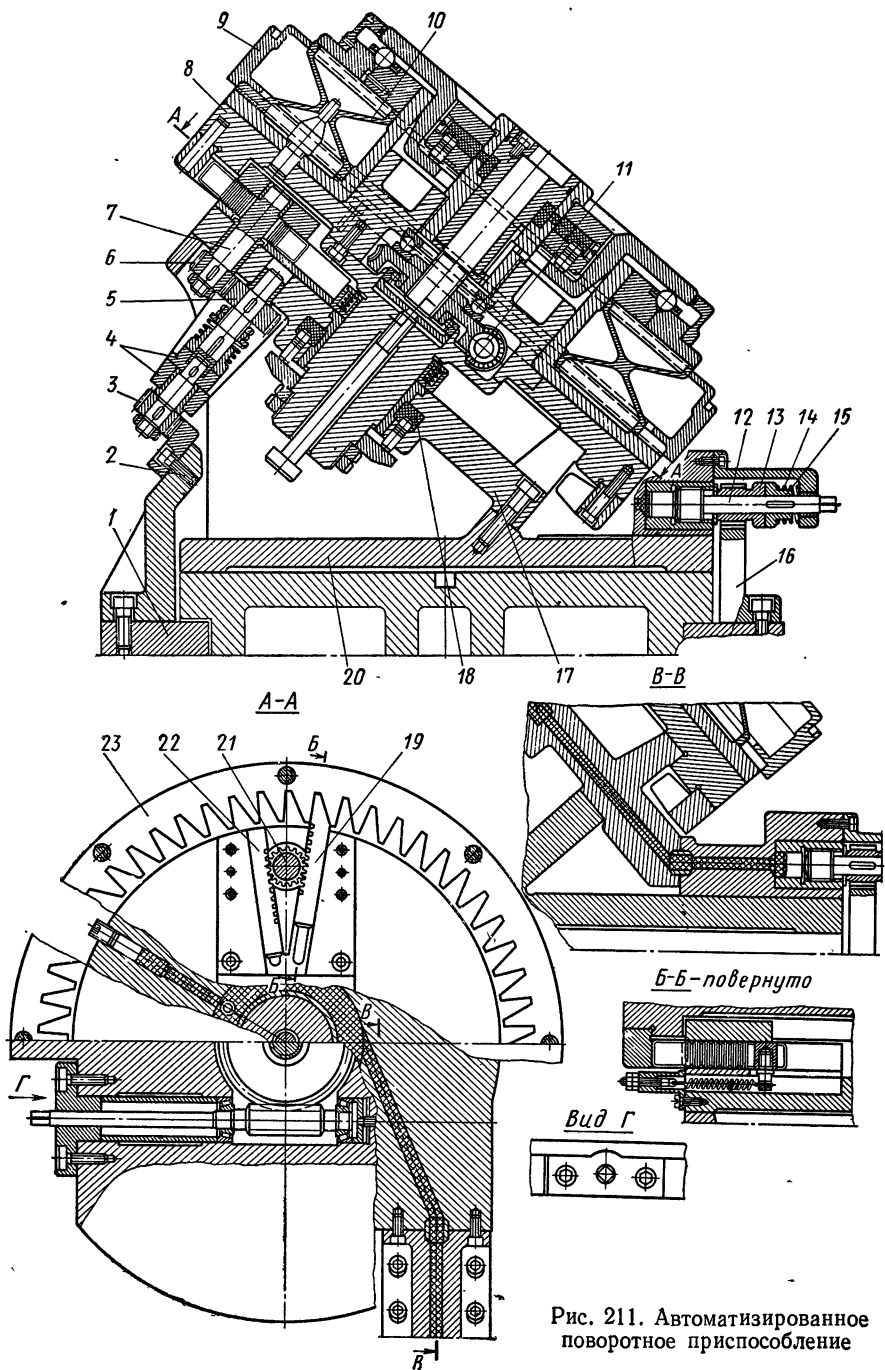


Рис. 211. Автоматизированное поворотное приспособление



16. Полумуфта 15 соединена с винтом 12 при помощи шпонки. Пружина 14 обеспечивает совместную работу делительного и зажимного механизмов и предохраняет их от поломки.

Подобно рассмотренной выше возможности одновременной обработки зубьев колес на зубодолбежных станках, возможно

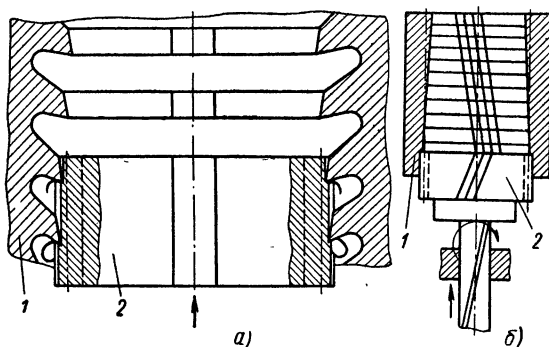


Рис. 212. Схемы одновременного протягивания зубьев:  
а — прямых; б — косых; 1 — протяжка, 2 — обрабатываемая деталь

одновременное протягивание зубьев на протяжных станках с помощью специальных кольцевых протяжек по схеме, аналогичной схеме, показанной на рис. 207. В отличие от обычного протягивания в этом случае протяжка 1 (рис 212) неподвижна, а обрабатываемая деталь 2 перемещается внутри протяжки вдоль ее оси.

## ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧНОСТИ СТАНОЧНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

### § 91. СОДЕРЖАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭТАПОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Процесс проектирования любого механизма — в том числе и станочного приспособления — состоит в последовательной разработке различных текстовых и графических конструкторских документов. Отечественными стандартами (ГОСТ 2.103—68) Единой системы конструкторской документации регламентировано несколько стадий разработки таких документов.

Прежде всего должно быть разработано, согласовано и утверждено в установленном порядке техническое задание на проектирование. Такое задание конструктор приспособления получает от технолога, проектирующего технологический процесс и операционные эскизы установки и закрепления детали при механической обработке ее на станках.

Техническое задание устанавливает назначение, технические, технико-экономические и специальные требования к конструкции приспособления и конкретные сведения: о промежуточных размерах и форме обрабатываемой детали, которые предусмотрены в технологическом процессе, и должны быть обеспечены при выполнении предшествующей и данной операции: о станке, на котором будет выполняться данная операция; о типе приспособления, способе установки и закрепления в нем обрабатываемой детали; об инструменте и режиме обработки и другие сведения.

По результатам анализа технического задания конструктор подбирает необходимый материал и разрабатывает техническое предложение, в котором должны быть в максимальной степени удовлетворены требования и указания, содержащиеся в техническом задании.

После рассмотрения и утверждения технического предложения конструктор с технологом разрабатывает эскизный проект. Эскизный проект должен содержать принципиальные конструктивные решения, позволяющие составить общее представление об устройстве и принципе действия приспособления, а также

данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры. При необходимости на этой стадии изготовляется макет конструкции.

Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта, который должен содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разработанной конструкции, и исходные данные для разработки рабочей документации. К рабочей документации относятся: рабочие чертежи деталей, сборочные чертежи, пояснительная записка и др.

Пояснительная записка к проекту является весьма важным техническим документом и должна содержать следующие разделы: введение, техническая характеристика, расчеты, ожидаемые технико-экономические показатели и уровень нормализации или унификации.

Во введении указываются назначение приспособления и документы, на основании которых разработан проект.

В разделе «Техническая характеристика» приводится описание и обоснование выбранной конструкции приспособления.

В разделе «Расчеты» приводятся подробные расчеты прочности, жесткости и точности основных деталей и их систем. В некоторых случаях, например при проектировании механизированных и автоматизированных приспособлений, необходимо проводить кинематические и динамические расчеты.

В разделе «Ожидаемые технико-экономические показатели» приводится расчет себестоимости либо нескольких вариантов вновь разработанных конструкций приспособлений, либо одного нового приспособления в сравнении с применявшимися ранее на данной операции.

В разделе «Уровень нормализации или унификации» определяется в процентах степень использования в разработанной конструкции нормализованных и стандартизованных деталей и сборочных единиц. При разработке рабочей документации необходимо строго соблюдать требования стандартов ЕСКД к текстовым документам (ГОСТ 2.105—68) и рабочим чертежам (ГОСТ 2.107—68).

## **§ 92. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ**

До недавнего времени конструкторские бюро заводов и проектирующих организаций при конструировании станочных приспособлений вопросы экономической целесообразности применения того или другого типа приспособления для заданных условий работы часто решали на основании личного опыта руководителя проекта. В настоящее время имеются методы, позволяющие расчетным путем определить насколько одно приспособление экономически выгоднее другого.

Методы расчета экономической эффективности применения приспособлений постоянно совершенствуются и конкретизируются в соответствии с совершенствованием существующих типов приспособлений и с внедрением новых типов.

Ниже рассматривается один из методов, в котором вопросы экономической эффективности того или другого приспособления решаются на основе соизмерения достигаемой при замене одного приспособления другим, экономии на себестоимости обработки детали с дополнительными капитальными вложениями в более дорогостоящее приспособление. Это соизмерение производится по величине показателя  $\epsilon_p$  относительной экономической эффективности, представляющего годовую экономию на себестоимости, приходящуюся на один рубль дополнительных капитальных вложений.

Показатель этот может быть определен по формуле

$$\epsilon_p = \frac{\Delta C}{\Delta K} \frac{\text{руб/год}}{\text{руб}},$$

где  $\Delta C = (C' - C'')$  представляет годовую экономию на технологической себестоимости данной операции механической обработки деталей, получающуюся при использовании менее капиталоемкого варианта конструкции приспособления с более капиталоемким вариантом, и  $\Delta K = (K'' - K')$  — разность капитальных вложений в более дорогостоящее и в менее дорогостоящее приспособления при заданной годовой программе выпуска деталей.

Величины  $C'$  и  $C''$ , представляющие технологическую себестоимость обработки при использовании сравниваемых приспособлений, могут быть определены, если считать расходы на электроэнергию, амортизацию станка и инструмент одинаковыми, по следующей формуле для каждого варианта конструкции приспособления:

$$C = L \left( 1 + \frac{z}{100} \right) + \frac{S}{n} \left( \frac{1}{T} + \frac{Q}{100} \right), \quad (113)$$

где  $S$  и  $L$  — затраты соответственно на изготовление приспособления одного варианта и на зарплату в расчете на изготовление одной детали при использовании этого приспособления;

$z$  — процент цеховых накладных расходов на зарплату;

$n$  — годовая программа выпуска деталей;

$T$  — срок службы приспособления;

$Q$  — расходы на эксплуатацию и ремонт приспособления в %.

Условие достаточной рентабельности определяется из выражения

$$\epsilon_p \geq \epsilon_n,$$

где  $\epsilon_n$  — показатель нормальной эффективности дополнительных капитальных вложений для машиностроения, равный 0,25 руб. в год на каждый рубль вложений.

С помощью коэффициента  $\epsilon_p$  можно сравнивать два варианта станочных приспособлений. Если же число вариантов больше двух, они могут сравниваться по величине сумм приведенных затрат  $C_n$ , которая определяется по формуле

$$C_n = C_1 n + \epsilon_n K.$$

где  $C_1$  — стоимость операции механической обработки одной детали при использовании рассматриваемого приспособления;

$n$  — число деталей, обрабатываемых в год в рассматриваемом приспособлении;

$K$  — капитальные вложения в рассматриваемое приспособление.

Наиболее эффективным вариантом будет тот, для которого  $C_n$  будет минимальна. Из совместного решения уравнений (113), составленных для двух сравниваемых приспособлений, считая их экономически равноценными ( $C' = C''$ ), можно найти оптимальную годовую программу выпуска деталей при использовании как первого, так и второго варианта приспособления. Сравнение различных вариантов приспособлений можно производить приблизительно только по стоимости их эксплуатации, т. е. по формуле

$$C_s = \frac{A}{n} \left( \frac{1}{T} + \frac{q}{100} \right), \quad (114)$$

Таблица 5

где  $A$  — стоимость приспособления в руб.;

$n$  — годовая программа выпуска деталей в шт.;

$T$  — срок службы приспособления;

$q$  — процент расхода на ремонт приспособления и уход за ним.

Группа сложности приспособления	Количество деталей в приспособлении	Коэффициент сложности деталей
I	До 5	1,0
II	5—15	1,5
III	10—25	1,7
IV	20—40	2,4
V	35—55	3,4
VI	50—95	4,6

Стоимость приспособления  $A$  можно определить в зависимости от сложности конструкции по следующей приближенной формуле:

$$A = z_n C_1 K', \quad (115)$$

где  $z$  — количество деталей в приспособлении;

$C_1 = 2,4$  — стоимость одной «условной» детали;

$K'$  — коэффициент сложности приспособления.

Значения величин, входящих в формулу (115), приведены в табл. 5.

Из формулы (114) следует, что стоимость эксплуатации приспособления можно снизить путем увеличения срока службы приспособления и уменьшения процента расходов на ремонт приспособления и уход за ним. Из этой формулы следует также, что при малой программе выпуска деталей использование специаль-

ных высокопроизводительных приспособлений может оказаться нецелесообразным, так как их стоимость относительно высока. Однако высокая производительность труда необходима также и в мелкосерийном и в единичном производстве. В этих условиях высокопроизводительные приспособления следует проектировать универсальными, т. е. пригодными для обработки различных деталей данного объекта производства или для обработки других деталей измененного объекта. Вследствие этого повышается значение величин  $T$  и  $n$ , а отсюда снижается себестоимость эксплуатации. Снижение процента расходов на ремонт и уход за приспособлением достигается высококачественным изготовлением приспособления, повышением износостойкости установочных и направляющих элементов для инструмента, упрощением и ускорением ремонта приспособления.

Годовая программа выпуска деталей  $n$  должна быть задана в технических условиях на проектирование. Срок службы  $T$  можно принимать для простых универсальных приспособлений — один год, для приспособлений средней сложности — 2—3 года и для сложных — 4—5 лет. Затраты на ремонт и эксплуатацию можно принимать в пределах 20—40% от стоимости приспособления.

Весьма рентабельны не только в массовом и крупносерийном, но и в мелкосерийном и даже в единичном производстве, например в опытном машиностроении, универсально-сборные приспособления (УСП), собираемые из взаимозаменяемых заранее заготовленных деталей. Время сборки и разборки таких приспособлений настолько незначительно, что детали приспособления, используемого для выполнения первых операций механической обработки детали, могут быть применены в приспособлениях, с помощью которых выполняются последующие операции механической обработки той же детали.

### § 93. О НЕКОТОРЫХ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ

В рассмотренных экономических расчетах используются более или менее установившиеся приближенные нормативы и коэффициенты, например, амортизационные сроки эксплуатации приспособлений, соответствующие определенным группам сложности существующих конструкций приспособлений, укрупненные нормы стоимости приспособлений и др.

Эти нормативы постоянно уточняются, а методы расчета совершенствуются. Однако решение вопросов экономической целесообразности применения приспособлений не может быть сведено только к уточнению и совершенствованию коэффициентов и методов расчета существующих типов приспособлений.

В настоящее время одним из основных показателей характеристики предприятий и одним из источников повышения производительности труда является степень оснащенности предприятия новой (иногда принципиально новой) техникой, для которой

должны быть выработаны и новые (может быть качественно новые) показатели и нормативы для определения экономической эффективности этой техники.

Так, например, во многих механизмах уже широко применяются зубчатые и червячные передачи с круговинтовыми зубьями. Изобретатель таких передач советский ученый М. Л. Новиков, поэтому передачи называются передачами с зацеплением Новикова. По сравнению с классическими эвольвентными зубчатыми передачами передачи с зацеплением Новикова отличаются существенными конструктивными особенностями. В то время как в эвольвентных передачах зубья сопряженных колес внешнего зацепления выпуклые, в передачах с зацеплением Новикова зубья одного колеса зубчатой пары выпуклые, а второго, сопряженного — вогнутые. Контакт зубьев эвольвентных колес линейчатый, а колес с зацеплением Новикова — точечный, причем точка контакта при вращении колес перемещается по длине зуба, в то время как линия контакта эвольвентных колес перемещается по высоте зуба. В эвольвентных колесах линия зацепления расположена в торцовой плоскости, а в передачах с зацеплением Новикова — в плоскости, параллельной осям колес.

Передачи с зацеплением Новикова обладают в 2,5—3 раза большей нагрузочной способностью по сравнению с эвольвентными передачами. Это значит, что при одинаковой передаваемой мощности габаритные размеры механизмов с зацеплением Новикова по сравнению с размерами механизмов, имеющих эвольвентные зацепления, получаются значительно меньшими, а при одинаковых размерах обеспечивается значительно большая передаваемая мощность. Для получения относительно небольших мощностей весьма рентабельными оказываются волновые зубчатые планетарные механизмы, обеспечивающие большие передаточные отношения при малых габаритных размерах.

Применением передач с зацеплением Новикова и волновых передач в станкостроении, например в головках агрегатных станков, в многошпиндельных головках сверлильных станков, в поворотных приспособлениях и т. п., может быть достигнут весьма высокий экономический эффект.

Помимо этих передач и широко применяемых универсально-сборных, универсально-наладочных, специально-наладочных и других типов приспособлений, обеспечивающих высокоэкономичную обработку деталей, в последние годы появились новые перспективные конструкции приспособлений и новые идеи использования существующих типов приспособлений. Так, например, на некоторых предприятиях используются универсальные сборно-разборные приспособления с клеевым соединением корпусных деталей. Как видно из табл. 6, такие приспособления имеют ряд преимуществ по сравнению с приспособлениями, корпусные детали которых собираются с помощью сварки или с помощью резьбовых крепежных деталей.

Вид соединения корпусов	Возможность многократного применения	Трудоемкость изготовления	Металлоемкость	Жесткость	Виброгашение
Сварное Болтовое Болтовое на Т-образных пазах Клеевое	Исключена	100	100	100	100
	Ограничена	100—120	105—110	90—100	80—90
	Полная	150—180	130—150	80—90	70—80
	Почти полная	70—80	100	90—95	120

Можно существенно повысить экономичность обработки деталей более широким использованием электромагнитных приспособлений, обеспечивающих высокую точность обработки при повышенной производительности.

В настоящее время решение вопроса о применении электромагнитного приспособления в большинстве случаев определяется возможностями изготовления такого приспособления в заданных условиях производства или жесткостью конструкции таких приспособлений. Основой более широкого применения электромагнитных приспособлений должно быть глубокое знание характеристик магнитной системы. Зная эти характеристики, можно создать надежные, производительные и, следовательно, экономичные электромагнитные приспособления не только для обработки тонкостенных плоских деталей, но и некоторых деталей сложной формы (цилиндров, рычагов, корпусов) и не только для шлифования таких деталей, но и для сверления, фрезерования и других операций.

Можно, например, создать и эффективно использовать машинные тиски с круглым постоянным магнитом. Магнит  $M$  (рис. 213) выполняется в виде цилиндра со срезанными боками и помещается между неподвижной губкой и основанием тисков, разделенными латунной прокладкой и связанными латунными винтами. Подвижная губка стальная самоустанавливающаяся, регулируемая. В изображенном положении магнитный поток замыкается в цепи: магнит — неподвижная губка — обрабатываемая деталь — подвижная губка — корпус — магнит. Для освобождения обработанной детали магнит поворачивается на  $90^\circ$  и магнитный поток вследствие наличия лысок на магните замыкается по кратчайшему пути в цепи: магнит — неподвижная губка — корпус — магнит, минуя обработанную деталь.

В отечественном машиностроении должны найти значительно более широкое применение электростатические приспособления для закрепления деталей при выполнении чистовых и получистовых операций механической обработки деталей.

На рис. 214 показана схема такого приспособления. От источника электроэнергии  $9$  подводится один полюс заряда к стальному



основанию 8 корпуса 2, к которому прикреплена скоба 7, определяющая положение обрабатываемой детали 6. В корпусе на прокладке 1 установлен керамический блок 4, на рабочей поверхности которого помещена покрытая диэлектриком 5 серебряная шина. Между корпусом 2 и блоком 4 помещен изолятор 3. Таким образом, группа деталей 2, 8, 7 и 6 представляет как бы одну обкладку конденсатора, а металлический блок — другую.

Для повышения технологических и эксплуатационных характеристик электромагнитных приспособлений, безусловно, перспективной проблемой следует считать проблему использования явления сверхпроводимости металлов при очень низких температурах. Решение этой проблемы достаточно сложно, но возможности

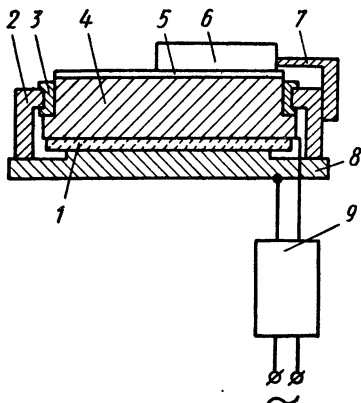


Рис. 214. Схема электростатического приспособления

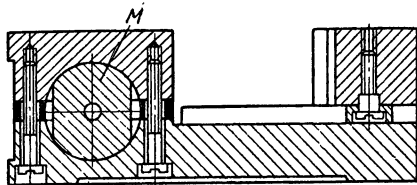


Рис. 213. Тиски с постоянным магнитом

для этого имеются, так как в производстве некоторых машин охлаждение деталей до  $-70^{\circ}\text{C}$  и больше используется уже многие годы.

На некоторых заводах радиотехнической промышленности используют холод для закрепления мелких деталей из керамики при шлифовании их с помощью магнитных плит. Обрабатываемые детали устанавливаются на металлическую коробчатую пластину, предварительно охлажденную до  $-20-30^{\circ}\text{C}$  и поливаются водой, которая, быстро замерзая, образует монолитный блок деталей. Пластина с «замороженными» деталями помещается на магнитную плиту и удерживается на ней в процессе обработки как обычные детали.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абакумов М. М. Современные станочные приспособления. М., Машгиз, 1960.
2. Азаров А. С. Модернизация и автоматизация токарных станков. М., Профтехиздат, 1962.
3. Барташев Л. В. Техничко-экономические расчеты при проектировании и производстве машин. М., «Машиностроение», 1968.
4. Блюмберг В. А. и др. Прогрессивные конструкции станочных приспособлений. М., «Машиностроение», 1968.
5. Блюмберг В. А. и др. Переналаживаемая станочная оснастка. Автоматизация и механизация технологических процессов механической обработки. ЛДНТП, 1969.
6. Болотин Х. Л. Механизация и автоматизация станочных приспособлений, М., Машгиз, 1962.
7. Болотин Х. Л. и Костромин Ф. П. Станочные приспособления, изд. 4-е. М., Машгиз, 1959.
8. Бухаркин Л. Н. Расчет плунжерных зажимных устройств приспособлений с гидропластмассой. М., ЦИТЭИН, 1962.
9. Быстропереналаживаемые приспособления (альбом) под ред. Костромина Ф. П. М., ГОСИНТИ, 1965.
10. Валитов М. З. Расчет точности станочных приспособлений. Изд. Ленинградского института точной механики и оптики, 1963.
11. Влазнев Е. М. и др. Нормализованные станочные приспособления. Оборонгиз, 1963.
12. Выдрин А. И. и др. Малая механизация и автоматизация в сборочном цехе. М., Машгиз, 1961.
13. Гаврилов А. Н. и др. Альбом приспособлений для металлорежущих станков, применяемых в приборостроении. М., Машгиз, 1963.
14. Головки сверлильные многошпиндельные (альбом). М., ГОСИНТИ, 1965.
15. Горошкин А. К. Современные станочные приспособления, ЛДНТП, 1971.
16. Константинов О. Я. Расчет и конструирование магнитных и электромагнитных приспособлений. М., «Машиностроение», 1967.
17. Коробейников В. Г. и др. Автоматизация универсальных металлорежущих станков. М., Машгиз, 1960.
18. Корсаков В. С. Основы конструирования приспособлений в машиностроении. М., «Машиностроение», 1971.
19. Корсаков В. С. Точность механической обработки. М., Машгиз, 1961.
20. Косов Н. П. Станочные приспособления. М., «Машиностроение», 1968.
21. Кузнецов Ю. И. Нормализованные конструкции гидравлических приспособлений. Изд-во «Стандартов», 1966.
22. Кузнецов В. С. и др. Универсально-сборные приспособления в машиностроении. Изд. 2-е, «Машиностроение», 1963.
23. Механизация и автоматизация технологических процессов. Материалы заводского опыта, сборник 2. М., ЦИТЭИН, 1961.

24. Новые методы расчетов и конструирования машин, повышение их надежности и долговечности. Передовой научно-технический и производственный опыт. Вып. 11. «Прессовая и станочная гидравлическая аппаратура высокого давления». М., ГОСИНТИ, 1962.

25. Пасынков В. В. и др. Расчет элементов электростатического устройства для крепления деталей из немагнитных материалов. «Известия вузов. Приборостроение», т. X, 1967, № 8.

26. Передовая технология и автоматизация управления процессами обработки деталей машин. М., «Машиностроение», 1970.

27. Приспособления с электромагнитными, магнитными и электростатическими зажимами. М., ЦИНТИМАШ, 1962.

28. Универсальные станочные приспособления (Обзор зарубежной техники). Изд-во Отдела Научно-технической информации Всесоюзного проектно-технологического института тяжелого машиностроения, 1962.

29. Уткин Н. Ф. Приспособления для механической обработки. М., «Машиностроение», 1969.

30. Федоров Б. Ф. и др. Пластмассовая прослойка как компенсатор погрешностей при сборке машин. Производство крупных машин. Вып. XI. М., «Машиностроение», 1965.

31. Федоров Б. Ф. и др. Сборка узлов машин с применением пластмассовой прослойки. Полимеры в машинах. М., НИИМАШ, 1966.

32. Флатов Г. В. Станочные приспособления из стандартизованных элементов с клеевым соединением. Изд-во Комитета стандартов, 1968.

33. Френкель Б. И. Вакуумное крепление деталей. «Машиностроитель», 1965, № 9.

34. Хальзунов А. Г. Основы расчета пневматических приводов М., Машгиз, 1959.

35. Шапалина А. Н. Приготовление гидропластмасс и применение их в станочных приспособлениях. Передовой научно-технический и производственный опыт. Тема 10. ВИНТИ, 1957.

36. Шляпочников С. А. Металлорежущие станки с программируемым управлением в электромашиностроении. «Энергия», 1967.

37. Щербаков В. М. и др. Пневматика в машиностроении. М., ЦИНТИМАШ, 1962.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Предисловие к пятому изданию</i> . . . . .	3
<i>Введение</i> . . . . .	5
<b>Глава I. Установка деталей в приспособлениях</b> . . . . .	8
§ 1. Типы установочных элементов . . . . .	8
§ 2. Основные опоры для деталей, устанавливаемых плоскими поверхностями . . . . .	11
§ 3. Вспомогательные опоры для деталей, устанавливаемых плоскими поверхностями . . . . .	15
§ 4. Опоры для деталей, устанавливаемых цилиндрическими поверхностями . . . . .	17
<b>Глава II. Погрешности установки деталей в приспособлениях</b> . . . . .	22
§ 5. Методика определения погрешностей . . . . .	22
§ 6. Погрешности базирования деталей при различных способах их установки . . . . .	25
<b>Глава III. Крепление деталей в приспособлениях</b> . . . . .	32
§ 7. Методика расчета сил для закрепления обрабатываемых деталей и зажимные устройства . . . . .	32
§ 8. Элементы винтовых зажимных устройств . . . . .	34
§ 9. Определение силы зажима, развиваемой с помощью винтовых элементов . . . . .	39
§ 10. Элементы клиновых и эксцентриковых зажимных устройств . . . . .	43
§ 11. Определение силы зажима с помощью клина и эксцентрика . . . . .	51
§ 12. Элементы рычажных зажимных устройств . . . . .	54
§ 13. Определение силы зажима, создаваемой с помощью прихватов . . . . .	56
§ 14. Примеры конструктивного оформления отдельных зажимных и установочных элементов . . . . .	57
<b>Глава IV. Объединение функций установочных и зажимных элементов</b> . . . . .	65
§ 15. Призматические центрирующие механизмы . . . . .	65
§ 16. Центрирующие механизмы с эксцентрическими пазами и плунжерные центрирующие механизмы . . . . .	70
§ 17. Цанговые центрирующие механизмы . . . . .	72
§ 18. Мембранные центрирующие механизмы . . . . .	73
§ 19. Гидравлические центрирующие механизмы . . . . .	76
<b>Глава V. Механизация приспособлений с помощью пневмоприводов</b> . . . . .	80
§ 20. Типы пневмоприводов . . . . .	80
§ 21. Компоновка пневмоприводов с приспособлениями . . . . .	84
§ 22. Определение силы, развиваемой пневмоприводом . . . . .	88
§ 23. Некоторые вопросы конструирования пневмоприводов . . . . .	91
§ 24. Уплотнения подвижных соединений пневмоприводов . . . . .	95
<b>Глава VI. Вспомогательная аппаратура пневмоприводов</b> . . . . .	97
§ 25. Магистральные воздухораспределительные краны . . . . .	97
§ 26. Воздухораспределительные устройства в поворотных приспособлениях . . . . .	100
§ 27. Регуляторы давления воздуха (редукционные клапаны) и скорости движения поршня в пневмоцилиндре . . . . .	102
§ 28. Устройства, обеспечивающие последовательное включение пневмоцилиндров, реле времени и предохранители . . . . .	104
<b>Глава VII. Механизация приводов приспособлений</b> . . . . .	108
§ 29. Вакуумные приводы . . . . .	108
§ 30. Гидравлические приводы . . . . .	113
§ 31. Гидронасосы и гидроцилиндры . . . . .	115
§ 32. Вспомогательная аппаратура гидроприводов . . . . .	117
§ 33. Пневмогидравлические приводы . . . . .	119
§ 34. Электромеханические, электромагнитные и магнитные приводы . . . . .	120
§ 35. Вспомогательная аппаратура электроприводов . . . . .	122
§ 36. Центробежно-инерционные приводы . . . . .	124
§ 37. Использование движений подвижных частей станков и сил резания в приводах приспособлений . . . . .	128

<b>Глава VIII. Механизмы-усилители в приспособлениях . . . . .</b>	<b>130</b>
§ 38. Назначение усилителей. Усилители рычажного типа . . . . .	130
§ 39. Усилители клинового типа . . . . .	137
§ 40. Усилители пневмогидравлического и гидравлического типа . . . . .	141
<b>Глава IX. Приспособление для токарных и шлифовальных центровых станков . . . . .</b>	<b>147</b>
§ 41. Типы приспособлений и их элементы . . . . .	147
§ 42. Центровые оправки . . . . .	150
§ 43. Простейшие поводковые устройства . . . . .	154
§ 44. Самозажимные поводковые патроны . . . . .	155
§ 45. Люнеты . . . . .	158
§ 46. Патроны специальной конструкции . . . . .	159
§ 47. Самоцентрирующие двухкулачковые патроны . . . . .	161
§ 48. Самоцентрирующие трехкулачковые патроны . . . . .	165
§ 49. Проектирование зажимных губок к кулачкам токарных патронов . . . . .	166
§ 50. Определение потребной силы тяги и мощности электродвигателя привода для токарного кулачкового патрона . . . . .	168
§ 51. Плунжерные и цапговые патроны . . . . .	171
§ 52. Патроны с гидропластмассой и мембранные патроны . . . . .	177
§ 53. Патроны для центрирования деталей по сложным поверхностям . . . . .	181
§ 54. Патроны с электромагнитным и магнитным приводами . . . . .	188
§ 55. Расчет электромагнитных патронов . . . . .	191
§ 56. Основные положения по проектированию приспособлений, закрепляемых на шпинделе станка . . . . .	193
§ 57. Копировальные механизмы . . . . .	195
§ 58. Устройства, расширяющие технологические возможности револьверных станков . . . . .	198
<b>Глава X. Приспособления для сверлильных станков . . . . .</b>	<b>201</b>
§ 59. Характерные конструктивные особенности сверлильных приспособлений . . . . .	201
§ 60. Типы приспособлений . . . . .	204
§ 61. Механизация и автоматизация приспособлений с вертикальной осью поворота . . . . .	212
§ 62. Планетарные механизмы в конструкциях поворотных столов . . . . .	218
§ 63. Конструирование и механизация приспособлений с горизонтальной осью поворота . . . . .	221
§ 64. Точность поворотных приспособлений . . . . .	225
§ 65. Конструирование приспособлений с вертикальным поджимом обрабатываемой детали . . . . .	228
§ 66. Скальчатые кондукторы . . . . .	229
§ 67. Механизация и автоматизация скальчатых кондукторов . . . . .	238
<b>Глава XI. Многошпиндельные головки для одношпиндельных сверлильных станков . . . . .</b>	<b>242</b>
§ 68. Головки с неизменным расположением шпинделей для инструментов . . . . .	242
§ 69. Головки для нарезания резьбы и универсальные головки . . . . .	247
§ 70. Проектирование многошпиндельных головок . . . . .	249
§ 71. Крепление головок на шпинделях станков и патроны для крепления метчиков в многошпиндельных головках . . . . .	261
<b>Глава XII. Приспособления для агрегатных станков . . . . .</b>	<b>265</b>
§ 72. Общие сведения . . . . .	265
§ 73. Особенности приспособлений и вспомогательного инструмента для расточки отверстий . . . . .	267
§ 74. Направляющие для расточного инструмента . . . . .	270
§ 75. Расточное приспособление с механизированным зажимом . . . . .	272
§ 76. Точность сверлильных и расточных приспособлений . . . . .	274

<b>Глава XIII. Приспособления для фрезерных станков . . . . .</b>	<b>277</b>
§ 77. Особенности фрезерных приспособлений . . . . .	277
§ 78. Приспособления типа машинных тисков для фрезерования без использования машинного времени на смену обрабатываемых деталей . . . . .	279
§ 79. Поворотные приспособления с вертикальной и горизонтальной осью вращения . . . . .	286
§ 80. Приспособления для фрезерования группы последовательно закрепленных деталей с использованием машинного времени на их смену . . . . .	289
§ 81. Автоматизация фрезерной обработки при помощи приспособлений с ручной подачей . . . . .	293
§ 82. Автоматизация при подаче специальным кассетным приспособлением . . . . .	295
§ 83. Определение силы зажима деталей в кассете . . . . .	299
§ 84. Автоматизация при подаче бесконечной цепью и с помощью круглых делительных столов . . . . .	300
§ 85. Автоматизация при двусторонней подаче стола станка . . . . .	310
§ 86. Приспособления для непрерывного фрезерования с круговой подачей и для обработки с продольно-поперечной подачей (копировальная обработка) . . . . .	314
§ 87. Приспособления к фрезерным станкам с программным управлением . . . . .	318
§ 88. Многошпиндельные фрезерные головки . . . . .	320
<b>Глава XIV. Приспособления для зуборезных и протяжных станков . . . . .</b>	<b>322</b>
§ 89. Типы и особенности приспособлений к зуборезным станкам . . . . .	322
§ 90. Типы и особенности приспособлений для протягивания . . . . .	326
<b>Глава XV. Последовательность проектирования и оценка экономичности станочных приспособлений . . . . .</b>	<b>332</b>
§ 91. Содержание основных этапов проектирования . . . . .	332
§ 92. Оценка экономической целесообразности применения приспособлений . . . . .	333
§ 93. О некоторых перспективных приспособлениях . . . . .	336
<b>Список литературы . . . . .</b>	<b>340</b>

**Хонен Лейбович Болотин и Федор Прокопьевич Костромин**  
**СТАНОЧНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ**

Редактор издательства *В. В. Глебова-Авилова*

Технический редактор *А. Ф. Уварова*. Корректор *А. А. Снастина*

Переплет художника *Е. В. Бекетова*

Сдано в набор 15/VIII 1972 г. Подписано к печати 26/1 1973 г. Т-01841.  
Тираж 62 000 (1-й завод 1—15 000) экз Печ. л. 21,5 Уч.-изд. л. 23,5. Бумага № 2  
Формат 60×90<sup>1/16</sup> Цена 1 р. 05 коп. Зак. № 63

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома  
при Государственном комитете Совета Министров СССР  
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.  
193144, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.