

# МЕТАЛЛО- РЕЖУЩИЕ СТАНКИ



# МЕТАЛЛО- РЕЖУЩИЕ СТАНКИ

*Второе издание переработанное  
и дополненное*

*«Допущено Министерством высшего и среднего  
специального образования СССР в качестве учебного  
пособия для студентов вузов, обучающихся по  
специальности «Технология машиностроения, метал-  
лорежущие станки и инструменты»*



МОСКВА  
•МАШИНОСТРОЕНИЕ•  
1980

ББК 34 63-5

М54

УДК 621.9 06(075.8)

Авторы: Н. С. Колев, Л. В. Красниченко, Н. С. Никулин,  
А. С. Проников, А. А. Тихонов, В. К. Тепинкичев, Ю. А. Шувалов

Рецензент лауреат Государственной премии СССР Ю. М. Жедь

Металлорежущие станки. Учеб. пособие для втузов Н. С. Ко-  
лев, Л. В. Красниченко, Н. С. Никулин и др. — 2-е изд.,  
перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1980. — 500 с., ил.  
В пер.: 1 р. 50 к.

М  $\frac{31304-145}{038(01)-80}$  145-80. 2703000000

ББК 34.63-5  
6П4.6.08

© Издательство «Машиностроение», 1980 г.

## ВВЕДЕНИЕ

---

Русское станкостроение возникло еще в XVIII веке. Андрей Нартов, токарь Петра I, построил ряд токарных станков, в том числе копировально-токарные, станки для нарезания винтов, для обтачивания цапф орудий, для отрезки прибылей. Это он изобрел станок с самоходным суппортом. Солдат Яков Батищев создал станки для одновременной обработки 12 и 24 ружейных стволов. Русские самоучки Лев Собакин, Алексей Сурнин, Павел Захава и многие другие обогатили технику того времени станками новых типов. М. В. Ломоносов сконструировал сферно-токарный станок для обработки металлических сферических зеркал.

Но, несмотря на наличие талантливых русских механиков, создавших ряд оригинальных станков, станкостроение в царской России не поднялось до уровня самостоятельной отрасли, большая часть оборудования ввозилась из-за границы. Из 90—100 тыс. металлорежущих станков, которыми в 1914—1917 гг. располагала вся промышленность России, станков отечественного производства было менее 20%. Они выпускались (в числе прочей продукции) на сорока предприятиях, тридцать из которых были кустарными мастерскими с численностью рабочих 40—100 чел.

В декабре 1925 г. XIV съезд ВКП(б) принял генеральный план развития народного хозяйства, вошедший в историю как план социалистической индустриализации страны. Планом, в частности, предусматривалось превратить станкостроение из «узкого места», каким оно было, в мощную техническую базу для развития советского машиностроения. В 1932 г. вступает в строй Московский станкостроительный завод им. Серго Орджоникидзе, в 1934 г. — Московский завод «Станкоконструкция», в 1935 г. — Тбилисский станкостроительный завод им. Кирова и Саратовский завод тяжелых зуборезных станков, в 1936 г. — Киевский завод станков-автоматов им. Горького, в 1939 г. — Краматорский завод тяжелого станкостроения.

Важным событием того времени была организация в 1933 г. экспериментального научно-исследовательского института металлорежущих станков (ЭНИМС), на который были возложены проведение научных исследований в области станкостроения и разработка типажа металлорежущих станков. Вскоре создается отраслевой втуз — Московский станко-инструментальный институт. Началась подготовка инженеров по металлорежущим станкам в МВТУ им. Баумана, в Ленинградском, Киевском политехнических и других институтах.

Состоявшийся в 1934 г. XVII съезд ВКП(б) постановил осуществить такую реконструкцию машиностроения, после которой удовлетворялись бы

все потребности народного хозяйства в современном техническом оборудовании при широком развитии новых видов производства. Съезд поставил трудную по тому времени задачу — освоить производство 200 типоразмеров металлорежущих станков. Задача была выполнена: уже в 1940 г. наши станкостроительные заводы выпускали 202 типоразмера универсальных и специализированных станков. Отечественная промышленность получила автоматы и полуавтоматы, зубообрабатывающие, шлифовальные, протяжные, карусельные, револьверные, расточные и другие современные станки, предназначенные не только для единичного, но и для крупносерийного и массового производства деталей для различных машин. В 1937 г. в станкостроении был завершен переход на индивидуальный электропривод, что по тому времени явилось большим техническим достижением. Главным итогом прошедшего периода было создание не только крупной производственной базы, но и кадров станкостроителей. Наша станкостроительная промышленность к началу Великой Отечественной войны превратилась в мощную комплексную отрасль машиностроения. В период Великой Отечественной войны большая часть промышленного оборудования была переведена на Урал, в Сибирь, где были построены станкостроительные заводы и созданы станкостроительные цехи на ведущих машиностроительных заводах. Накопленный опыт станкостроения, наличие кадров рабочих и конструкторов, необходимой технической документации позволили справиться с задачей обеспечения страны различными станками.

Основной задачей послевоенного периода являлось восстановление промышленности и сельского хозяйства и их дальнейшее развитие. В строй вступили такие станкостроительные заводы, как Коломенский, Новосибирский, Ульяновский, Рязанский, Воронежский, Минский завод автоматических линий и многие другие. Была проделана большая работа по специализации заводов и конструкторских организаций.

Эффективность скоростного проектирования и внедрения передовой технологии, комплексной механизации и автоматизации процессов производства металлорежущих станков обеспечивается широко развитой специализацией производства на основе агрегатирования, унификации и нормализации деталей и целых узлов. Это направление развития советского станкостроения позволило перейти к более совершенному типу производства. Агрегатирование и унификация становятся основой проектирования и производства станков.

Директивы XIX съезда КПСС по пятому пятилетнему плану развития народного хозяйства (1951—1955 гг.) поставили задачу широкого внедрения автоматизированных массово-поточных производств в ведущих отраслях машиностроения. Возросла потребность промышленности в специальных агрегатных станках и особенно в автоматических линиях. Повышение уровня механизации и автоматизации станков явилось одним из главных направлений советского станкостроения, оно обеспечило значительное сокращение затрат времени на ручные и вспомогательные приемы. Актуальность этой проблемы остается и в настоящее время.

Преимуществом станков, выпускаемых нашей промышленностью, является возможность встраивания их в автоматические линии. Вместе с механизацией и автоматизацией станков выросли требования к точности

обработки. Это вызвало значительное увеличение выпуска прецизионных станков.

Советский Союз занимает ведущее место в создании станков для электрофизической и электрохимической размерной обработки, основанных на различных процессах энергетического воздействия на твердое тело. На этих станках можно обрабатывать детали из твердых сплавов, жаропрочных и других материалов независимо от их твердости.

Развитие вычислительной техники позволило развернуть работы по созданию систем числового управления металлорежущими станками. Числовая система основана на использовании счетно-решающих устройств, она довольно сложна, однако практика показала ее неоспоримые преимущества. Такие станки можно очень быстро перенастраивать на обработку новой, отличной от прежней, партии деталей при разнообразной их номенклатуре. По существу универсальный станок в данном случае является автоматом.

Наряду с этим ведутся работы по изысканию системы, которая вместе с осуществлением программы учитывала бы реальные условия работы, например недостаточную жесткость детали. Такие системы получили название адаптивных, или самонастраивающихся.

В Советском Союзе выпускаются металлорежущие станки с автоматической сменой инструмента при программном их управлении. Эти станки, называемые многооперационными, предназначены для обработки корпусных деталей, деталей с отверстиями, а также деталей типа рычагов, плит, кронштейнов и т. п. Особенностью станков является автоматическая смена инструмента, который в больших количествах (иногда свыше 100) находится в специальных магазинах.

Советское станкостроение производит в больших количествах любые станки. С 1962 г. Советский Союз занимает первое место в мире по выпуску металлорежущих станков, обеспечивая в них свои потребности и экспортируя их во многие страны мира. Если в 1930 г. наша станкостроительная промышленность выпустила 8 тыс. станков около 40 моделей, то в 1975 г. она выпустила уже 230 тыс. станков более 2000 моделей, в том числе 5000 станков с числовым программным управлением. Если в 1950 г. выпуск автоматических линий составил 10 комплектов, то в 1960 г. их было выпущено 174 комплекта, а в 1975 г. 280 комплектов.

Успешному развитию советского станкостроения способствует огромная научно-исследовательская работа, проводимая нашими учеными, инженерами и новаторами производства. По мере роста выпуска и номенклатуры металлорежущих станков ставились и решались новые задачи, расширялся круг исследований.

Основоположником курса «Кинематика станков» является проф. Г. М. Головин. В его трудах дано решение таких вопросов, как настройка винторезных, делительных и дифференциальных цепей. Им установлен единый закон кинематической настройки и тем самым заложена основа дальнейших исследований.

Принципиальные вопросы проектирования станков отражены в работах академика В. И. Дикущина. На базе этих работ во второй пятилетке были впервые созданы агрегатные станки, имеющие исключительное значение в нашем машиностроении, а также решена важнейшая проблема, разрабо-

танная ЭНИМСом, — принципы построения геометрических и размерных рядов станков по единому технологическому признаку с унификацией узлов и создание гамм станков.

Повышение мощности и быстроходности металлорежущих станков требовало обеспечения их жесткости и виброустойчивости. В работах инж. К. В. Вотинова и др. были рассмотрены проблемы жесткости станков, теоретически и экспериментально обоснованы нормы жесткости различных станков, системы конструктивных и технологических мероприятий по повышению их жесткости.

Большим вкладом в станкостроение явились труды проф. Д. Н. Решетова. При его участии разработаны руководящие материалы по расчету металлорежущих станков. Кроме того под его руководством проведены широкие экспериментальные исследования по динамике привода и, в частности, по вибрации станков.

В результате работ коллектива научных работников и инженеров в Советском Союзе созданы стройная теория и методы инженерных расчетов несущей способности деталей и механизмов привода. Большие научные разработки были проведены в области гидрофикации металлорежущих станков. Промышленное использование гидропривода в широком масштабе впервые осуществили станкостроители.

В нашей стране издано много книг, посвященных рассматриваемым вопросам. Одной из первых фундаментальных работ явилась книга проф. Н. С. Ачеркана «Расчет и конструирование металлорежущих станков», выпущенная в 1936 г.

Большой вклад в развитие конструкций и технологии производства станков вносят новаторы производства. Среди них можно назвать лауреата Государственной премии Г. С. Борткевича, изобретателя И. П. Иночкина, Героя Социалистического Труда А. В. Викторова и многих других передовиков производства.

Решающая роль в ускорении технического перевооружения машиностроения принадлежит станкоинструментальной промышленности. В минувшей пятилетке значительно улучшена структура выпускаемого оборудования, в частности станков для шлифования и финишной отделки, а также станков высокой и особо высокой точности. Значительно возрастает производство автоматических и полуавтоматических линий, увеличивается выпуск станков с числовым программным управлением.

Советское станкостроение — это крупная отрасль машиностроения, которая в состоянии полностью обеспечить потребность нашей промышленности в металлорежущем оборудовании. От уровня его развития во многом зависит успех всей промышленности Советского Союза.

# Кинематические основы и классификация металлорежущих станков

---

## 1. Методы образования поверхностей деталей при обработке на металлорежущих станках

Тела деталей машин ограничены геометрическими поверхностями, образованными при обработке. Это в основном плоскости, круговые и некруговые цилиндры и конусы, линейчатые и сферические поверхности. Все они имеют определенные протяженность и относительное положение. Реальные поверхности детали, полученные в результате обработки на станках, отличаются от идеальных геометрических поверхностей. Воздействие режущей кромки инструмента, трение между его задней гранью и обрабатываемой поверхностью, пластические явления при отрыве отдельных слоев металла заготовки, упругие деформации поверхностных слоев, вибрации и другие явления, возникающие в процессе резания, приводят к образованию на обработанной поверхности микронеровностей и волнистости. Их допустимая величина устанавливается в зависимости от назначения детали и обеспечивается различными методами обработки.

Поверхности обрабатываемых деталей можно рассматривать как непрерывное множество последовательных положений (следов) движущейся производящей линии, называемой образующей, по другой производящей линии, называемой направляющей. Например, для получения плоскости необходимо образующую прямую 1 перемещать по направляющей прямой 2 (рис. 1,а). Цилиндрическая поверхность может быть получена при перемещении образующей прямой 1 по направляющей — окружности 3 (рис. 1,б) или при движении образующей окружности 3 вдоль направляющей прямой 1 (рис. 1,в). Рабочую поверхность зуба цилиндрического колеса можно получить, если образующую — эвольвенту 4 передвигать вдоль направляющей 1 (рис. 1,г) или, наоборот, образующую прямую 1 передвигать по направляющей — эвольвенте 4 (рис. 1,д).

Рассмотренные поверхности называют обратимыми; их форма не изменяется при перемене мест образующей и направляющей линий. Этого не может произойти при образовании необратимых поверхностей. Например, если левый конец образующей прямой 1 перемещать по направляющей окружности 3, то получится круговая коническая поверхность (рис. 1,е). Но если окружность сделать образующей и перемещать вдоль направляющей прямой, то конуса не получится. Необходимо, чтобы по мере перемещения окружности к точке  $O$  ее диаметр уменьшался и становился в вершине равным нулю. Такие поверхности называют также поверхностями с изменяющимися производящими линиями, в противоположность поверхностям с постоянными производящими линиями (рис. 1, а—д).

Большинство поверхностей деталей машин может быть образовано при



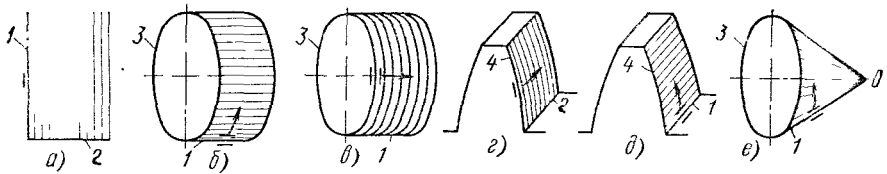


Рис. 1. Схемы образования поверхностей деталей

использовании в качестве производящих линий прямой, окружности, эвольвенты, винтовой и ряда других линий. В реальных условиях обработки производящие линии воспроизводятся комбинацией согласованных между собой вращательных и прямолинейных перемещений инструмента и заготовки. Движения, необходимые для этого, называют рабочими формообразующими движениями. Они могут быть простыми, состоящими из одного движения, и сложными, состоящими из нескольких простых движений. Существуют четыре метода образования производящих линий: копирования, огибания, следа и касания.

**Метод копирования** основан на том, что режущая кромка инструмента по форме совпадает с производящей линией. Например, при получении цилиндрической поверхности (рис. 2,а) образующая линия 1 воспроизводится копированием прямолинейной кромки инструмента, а направляющая линия 2 — вращением заготовки. Здесь необходимо одно формообразующее движение — вращение заготовки. Для снятия припуска и получения детали заданных размеров необходимо поперечное перемещение резца, но это движение (установочное) не является формообразующим.

На рис. 2,б показан пример обработки зубьев цилиндрического колеса

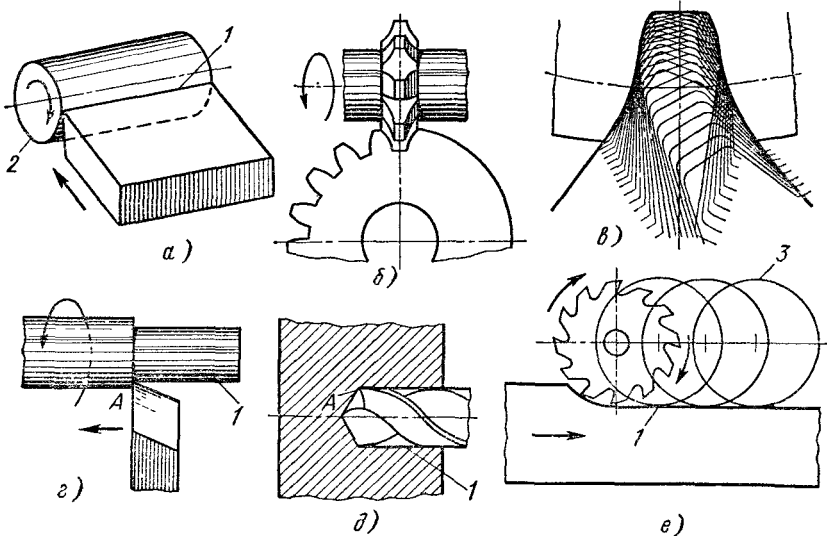


Рис. 2. Методы воспроизводства образующих линий

Контур режущей кромки фрезы совпадает с профилем впадин и воспроизводит образующую линию. Направляющая линия получается при прямолинейном движении заготовки вдоль своей оси. Здесь необходимы два формообразующих движения: вращение фрезы и прямолинейное перемещение заготовки. Кроме того, для обработки последующих впадин заготовка должна периодически поворачиваться на угол, соответствующий шагу зацепления. Такое движение называют делительным.

**Метод огибания (обката)** основан на том, что образующая линия возникает в форме огибающей ряда положений режущей кромки инструмента в результате его движений относительно заготовки. Режущая кромка отличается по форме от образующей линии и при различных положениях инструмента является касательной к ней. На рис. 2,в показана схема обработки зубьев цилиндрического колеса по методу огибания. Режущая кромка инструмента имеет форму зуба зубчатой рейки. Если заготовке сообщить вращение и согласованное с ним прямолинейное перемещение рейки вдоль ее оси, то режущий контур инструмента в своем движении относительно заготовки будет иметь множество положений. Их огибающей явится образующая зуба колеса. Направляющая линия по предыдущему образуется в результате прямолинейного перемещения инструмента или заготовки вдоль оси колеса. Для рассматриваемого случая требуются три формообразующих движения: вращение заготовки, перемещение инструмента вдоль своей оси, перемещение инструмента или заготовки вдоль оси зубчатого колеса.

**Метод следа** состоит в том, что образующая линия получается как след движения точки — вершины режущего инструмента. Например, при точении образующая *1* (рис. 2,з) возникает как след точки *A* — вершины реза, а при сверлении (рис. 2,д) — как след сверла. Инструмент и заготовка перемещаются относительно друг друга таким образом, что вершина *A* режущего инструмента все время касается образующей линии *1*. В первом случае (рис. 2,з) направляющая линия получается в результате вращения заготовки, во втором случае (рис. 2,д) — при вращении сверла или заготовки. В обоих случаях требуются два формообразующих движения.

**Метод касания** основан на том, что образующая линия *1* является касательной к ряду геометрических вспомогательных линий *3*, образованных реальной точкой движущейся режущей кромки инструмента (рис. 2,е).

Итак, образование различных поверхностей сводится к установлению таких формообразующих движений заготовки и инструмента, которые воспроизводят образующие и направляющие линии.

## 2. Классификация движений

Звенья, несущие заготовку и инструмент, называют рабочими или вспомогательными. В процессе обработки они совершают согласованные движения, называемые также рабочими или исполнительными. По назначению исполнительные движения разделяют на формообразующие, установочные и делительные. Установочные движения необходимы для того, чтобы привести инструмент и заготовку в положение, обеспечивающее снятие припуска и получение заданного размера. Установочное движение, при котором происходит резание, называют движением врезания (см., например, рис. 2,а), а движение, при котором резания не происходит, называют нала-

дочным движением. Примером наладочного движения может служить перемещение стола координатно-сверлильного станка с заготовкой после обработки одного отверстия в новое положение (на новую координату) для сверления последующих отверстий в этой заготовке.

Делительное движение осуществляется для поворота установленной на станке заготовки на заданный угол. Предназначенные для этого механизмы представляют собой либо отдельную делительную головку, либо часть конструкции станка или приспособления. Деление может быть прерывным и непрерывным. В первом случае (рис. 2,б) оно совершается периодически. Заготовка поворачивается вокруг своей оси после окончания обработки очередной впадины. Во втором случае делительное движение продолжается в течение времени, которое необходимо для перемещения инструмента по заготовке (рис. 2,в). Данный метод применяют при обработке зубчатых колес, шлицевых валов и т. п. деталей. Метод обеспечивает высокую точность, а непрерывность процесса — высокую производительность.

Рабочие движения инструмента и заготовки в процессе резания принято делить на главное движение и движение подачи. Главным называют движение, которое обеспечивает отделение стружки от заготовки с определенной скоростью резания. Движением подачи называют такое движение, которое позволяет подвести под кромку инструмента новые участки заготовки и тем обеспечить снятие стружки со всей обрабатываемой поверхности. Указанные рабочие движения могут быть вращательными и прямолинейными; их могут совершать как заготовка, так и инструмент. Например, в токарных станках главное движение (вращательное) совершает заготовка, движение подачи (прямолинейное) — инструмент (резец). Во фрезерных станках, наоборот, главное (вращательное) движение получает инструмент (фреза), а движение подачи (прямолинейное) — заготовка (стол).

Рабочие движения являются формообразующими движениями. Если для формообразования требуется одно движение, то оно будет главным (например, вращение заготовки, рис. 2,а). При необходимости двух формообразующих движений одно будет главным, а другое — движением подачи (рис. 2,б,г,д,е). Если формообразующих движений больше двух, то одно из них будет главным, а остальные — движениями подачи.

Кроме рабочих движений для обработки деталей на станках необходимы вспомогательные движения, которые в процессе резания не участвуют. К их числу относятся движения, связанные с установкой и закреплением заготовки, подводом и отводом инструмента, включением и выключением приводов, а также движения, осуществляющие автоматическую установку и снятие инструмента, его правку, транспортирование заготовки, активный контроль размеров, реверсирование и др.

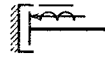
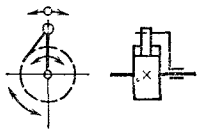
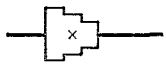
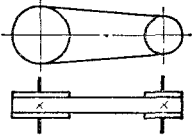
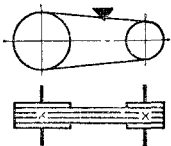
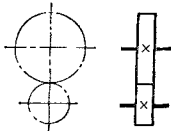
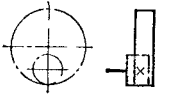
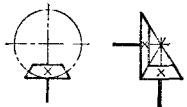
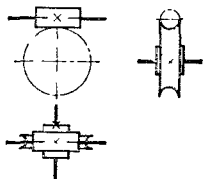
### 3. Основные понятия о приводе

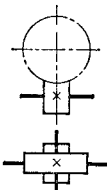
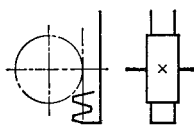
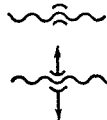
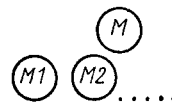



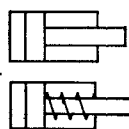
Совокупность устройств, приводящих в действие рабочие органы металлорежущих станков, называют приводом. Он состоит из двигателя и механизмов, передающих движение рабочим органам. Для приводов металлорежущих станков применяют обычно односкоростные асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором, с синхронной частотой вращения 3000, 1500, 1000 и 750 об/мин. Обладая жесткой

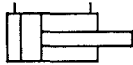
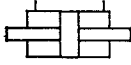








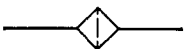

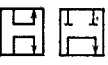
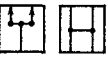
Условные обозначения элементов кинематических цепей

Наименование	Обозначение
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
Шарнирное соединение стержней	
Подшипники скольжения и качения (без уточнения типа). а) радиальный	
б) радиально-упорный: · односторонний	
двусторонний	
Радиальный подшипник скольжения	
Подшипники качения: а) радиальный (общее обозначение).	
б) радиальный роликовый	
в) радиальный самоустанавливающийся	
г) радиально-упорные (общее обозначение): односторонний	
двусторонний	
д) радиально-упорные роликовые: односторонний	
двусторонний	
е) упорные: одинарные	
двойной	
Соединение детали с валом: а) свободное при вращении	
б) подвижное без вращения	
в) при помощи вытяжной шпонки	
г) глухое	

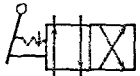
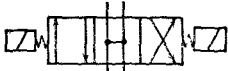
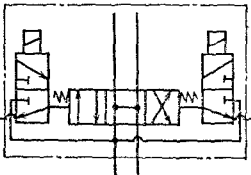



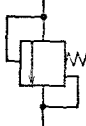
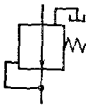

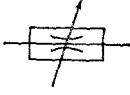
Наименование	Обозначение
Соединение двух валов.	
а) глухое	
б) эластичное	
в) шарнирное	
г) телескопическое	
д) предохранительной муфтой	
Муфты сцепления кулачковые (зубчатые):	
а) односторонняя	
б) двусторонняя	
Муфты сцепления фрикционные:	
а) общее обозначение	
б) односторонняя	
в) односторонняя электромагнитная	
г) двусторонняя	
д) двусторонняя электромагнитная	
е) конусная односторонняя	
ж) дисковая односторонняя	
з) дисковая двусторонняя	
Муфты обгона самовыключающиеся:	
а) односторонняя	
б) двусторонняя	
Тормоза:	
а) ленточный	
б) дисковые	

Наименование	Обозначение
в) дисковый электромагнитный	
Храновые зубчатые механизмы с наружным зацеплением двусторонние	
Шкив ступенчатый, закрепленный на валу	
Передачи ременные: а) плоским ремнем	
б) клиновидным ремнем	
Передачи зубчатые цилиндрические: а) внешнее зацепление	
б) внутреннее зацепление	
Передача зубчатая коническая	
Передача червячная с цилиндрическим червяком	

Наименование	Обозначение
Передачи зубчатые: а) винтовая	
б) реечная	
Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная б) разъемная	
Электродвигатели: а) общее обозначение б) <i>n</i> электродвигателей	
Насосы постоянной подачи: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	
Насосы с регулируемой подачей: а) с постоянным направлением потока б) с реверсивным потоком	
Гидромотор	
Гидроцилиндры: а) общее обозначение б) одностороннего действия с возвратом штока пружиной	

Наименование	Обозначение
в) двустороннего действия: с односторонним штоком	
с двусторонним штоком	
г) дифференциальный	
Камера мембранная одностороннего действия	
Насосы:	
а) ручной	
б) шестеренный	
в) ротационный лопастной (пластинчатый)	
г) радиально-поршневой	
д) аксиально-поршневой	
Аккумулятор гидравлический	
Фильтр для жидкости или воздуха	
Проходы (каналы), показывающие направление потоков рабочей среды	
Места соединений проходов	
	



Наименование	Обозначение
Распределитель 4/2 с управлением:	
а) от рукоятки фиксатора	
б) от двух электромагнитов	
Распределитель 4/3 с соединением нагнетательной линии и обоих отводов на бак при среднем положении золотника с управлением	
а) от двух электромагнитов	
б) электрогидравлическим от двух вспомогательных распределителей, от основного потока, без регулирования времени срабатывания	
Регулирующий орган:	
а) открывающийся	
б) закрывающийся	
Клапаны:	
а) предохранительный с собственным управлением	
б) дифференциальный или напорный золотник	
в) редукционный	
г) обратный	
Регулятор потока (дроссель)	

характеристикой, эти двигатели обеспечивают постоянство мощности во всем диапазоне скоростей и незначительное изменение частоты вращения вала под нагрузкой. Используют также многоскоростные двигатели переменного тока и, в частности, двухскоростные: 1500, 3000, 750/1500 об/мин, трехскоростные: 1000 1500/3000 об/мин и др.

Экономичная работа внутришлифовальных станков с диаметром обработки от 3 до 200 мм требует привода главного движения шлифовального круга с частотой вращения 5000 об/мин и выше. Здесь наиболее целесообразно применение высокоскоростных электродвигателей, питаемых от источников тока высокой частоты, порядка 600–2400 Гц.

При электрическом регулировании частоты вращения находят применение двигатели постоянного тока с тиристорным управлением, которые позволяют регулировать частоту вращения валов в диапазоне порядка 10 : 1. Включение переборов с электромагнитными муфтами дает возможность еще более расширить этот диапазон. В станках с числовым программным управлением применяют шаговые двигатели, быстродействие которых достигает 8 кГц и выше. При осуществлении вспомогательных движений нередко используют электромагниты (соленоиды). Широкое распространение в металлорежущих станках получил гидравлический привод.

Как правило, вал электродвигателя и ведущий вал привода связаны соединительной муфтой либо одной из передач — ременной или зубчатой.

Движение инструмента и заготовок совершается рабочими или исполнительными органами станка. Движение передается при помощи кинематических цепей, состоящих из отдельных пар — ременных, зубчатых, червячных, кулачковых, винтовых и т. д. Изображение кинематических пар, соединенных в определенной последовательности в кинематической цепи, называется кинематической схемой. В табл. 1 приведены условные изображения деталей и узлов металлорежущих станков (по ГОСТ 2.770–68; 2.780–68; 2.781–68 и 2.782–68).

#### 4. Кинематические связи в станках

В металлорежущих станках связь движущихся элементов передач и механизмов бывает довольно сложной, поэтому ее рассмотрение имеет существенное значение. Термином «кинематическая связь» определяется связь движущихся элементов станка между собой. Поскольку такие элементы входят в состав привода для осуществления рабочих движений, то кинематическая связь станка означает структуру его привода. Каждая связь состоит из одной или нескольких механических, электрических, гидравлических и других кинематических цепей, через которые осуществляются требуемые исполнительные движения. Чтобы обеспечить в станке, например, движение режущего инструмента относительно заготовки, необходимы связь между исполнительными звеньями станка и связь этих звеньев с источником движения.

Кинематические связи исполнительных звеньев между собой будем называть внутренними кинематическими связями. Если исполнительное движение является простым (рис. 3,а), например вращательным, то внутренняя связь осуществляется одной вращательной парой между исполнительным звеном, участвующим в данном движении (в нашем примере шпинделем I), и исполнительным звеном, не участвующим в рассматриваемом относи-

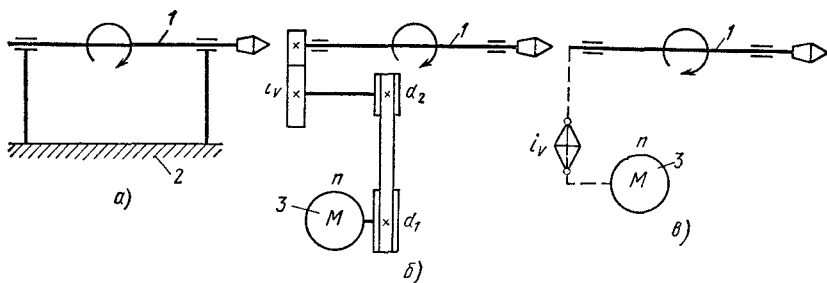


Рис. 3. Кинематические связи при простых исполнительных движениях

тельном движении (бабкой 2). Внутренняя кинематическая связь определяет характер исполнительного движения. Скорость последнего такой связью не определяется.

Внешняя кинематическая связь (рис. 3, б) — это связь между подвижным исполнительным звеном (шпинделем 1) и источником движения (электродвигателем 3). Связь осуществляется несколькими звеньями, и при помощи органа настройки  $i_v$  производится кинематическая настройка на заданную скорость исполнительного движения при неизменной скорости электродвигателя. Органами настройки могут быть сменные зубчатые колеса (механизм гитары), сменные шкивы, коробки скоростей и подачи. В структурных кинематических схемах станков промежуточные звенья кинематических связей будем условно изображать штриховой линией, а органы настройки — ромбом, как это сделано на рис. 3, в.

На рис. 4, а показана внутренняя связь, а на рис. 4, б — структурная схема токарного станка с резьбонарезной цепью. В этом станке сложное исполнительное движение по винтовой линии, состоящее из двух простых движений — вращательного (шпинделя)  $v$  и прямолинейного (суппорта)  $s$ , осуществляется двумя кинематическими связями, которые настраиваются органом настройки  $i_s$ .

На рис. 4, в показана кинематическая связь для обеспечения более сложных исполнительных формообразующих движений, состоящих из трех простых движений. Резьба на конусе нарезается одним сложным движе-

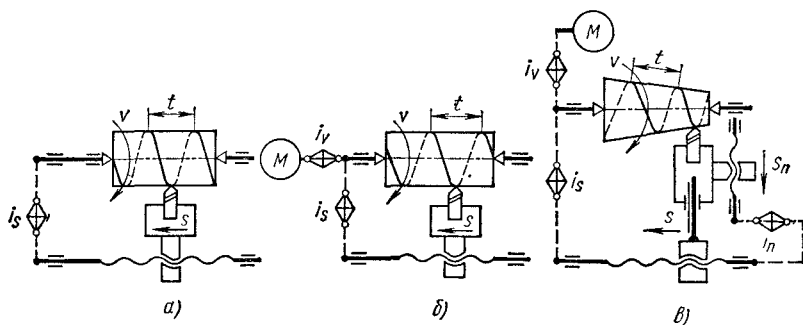
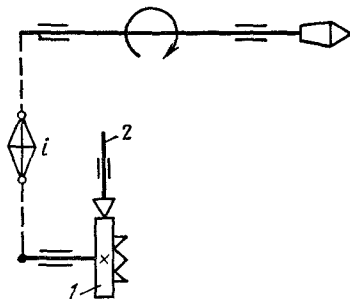


Рис. 4. Кинематические связи при сложных исполнительных движениях

Рис. 5. Структурная схема деления



нием, составленным из одного вращательного (шпинделя)  $v$  и двух прямолинейных (суппорта) —  $s$  и  $s_n$ . Внутренняя кинематическая связь состоит из двух внутренних кинематических цепей. Например, для получения резьбы заданного шага  $t$  служит цепь, связывающая простые движения — вращательное (шпинделя)  $v$  и поступательное (суппорта в продольном направлении)  $s$ , настраиваемая органом настройки  $i_s$ . Для получения заданной конусности кинематическая цепь связывает продольное и поперечное перемещения суппорта и настраивается органом настройки  $i_n$ . Внутренняя связь соединена с источником движения одной внешней кинематической связью, настраиваемой органом настройки  $i_v$ . Обе кинематические связи составляют одну кинематическую группу.

Количество кинематических групп, из которых складывается кинематическая структура станка, соответствует количеству относительных движений между заготовкой и режущим инструментом, осуществляющих при обработке процессы врезания, формообразования и деления. Для делительного движения в кинематическую группу вводят отсчетное устройство (звено), которое и соединяют кинематической связью с конечным звеном делительной группы. На рис. 5 показана структурная схема группы деления, где в качестве отсчетного устройства применен делительный диск 1 с фиксатором 2. Кинематическая группа врезания структурно не отличается от группы формообразования. Для осуществления рабочих движений металлорежущий станок должен иметь исполнительные звенья (шпиндель, стол, суппорт и т. п.) и кинематические связи их как между собой, так и с источником движения (электродвигателем).

В схемах, рассмотренных ранее, исполнительные связи осуществлялись механическими средствами, с помощью различных передач. В практике станкостроения используют и другие средства — гидравлические, электрические, пневматические и т. д.

Гидравлические приводы широко применяют в современных станках. Обеспечивая бесступенчатое регулирование скоростей, автоматическую защиту от перегрузки станка и надежную смазку, они позволяют получить значительные усилия при сравнительно небольших размерах привода. Гидравлический привод включает в себя насос, контрольно-регулирующую аппаратуру, гидродвигатели. Последние делятся на две группы: вращательные, называемые гидромоторами, и осуществляющие прямолинейное движение — гидроцилиндры. В качестве рабочей жидкости применяют очищенное минеральное масло (индустриальное 12 и 20, турбинное 22).

Для направления потоков масла в различные участки гидравлической системы служат золотники, имеющие по несколько позиций. Рис. 6, а поясняет устройство золотника 6. Число позиций устанавливается числом квадратов (в данном случае тремя). Стрелки в квадратах показывают направление движения масла. При среднем положении золотника (как на рисунке) никакого движения не будет. Если переместить золотник вправо, то масло от насоса 3 по трубопроводу 8 поступит в левую полость цилиндра

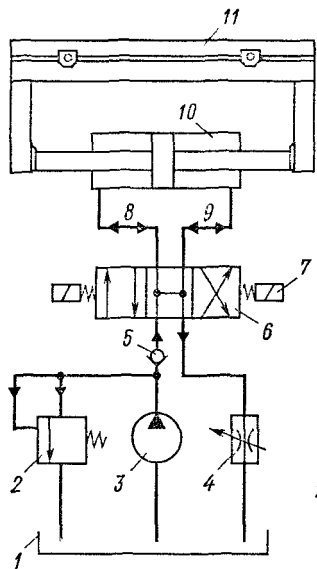


Рис. 6, а

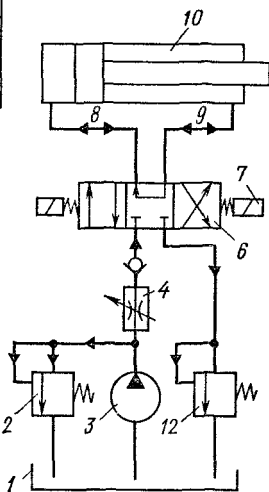


Рис. 6, б

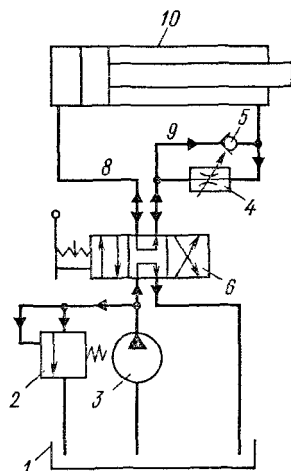


Рис. 6, в

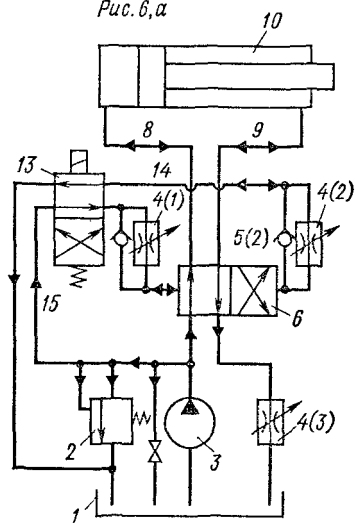


Рис. 6, г

Рис. 6. Гидравлические схемы привода с дроссельным регулированием

10, а из правой полости по трубопроводу 9 — на слив в бак 1. На рис. 6, б, в средняя часть золотника отсекает трубопроводы 8 и 9. Перемещение золотников в крайние положения осуществляется толкающими соленоидами 7, а в среднее положение — пружинами (рис. 6, а, б). На рис. 6, в показано ручное управление золотником.

Схема двухпозиционного золотника с гидравлическим управлением приведена на рис. 6, г. Золотник 6 перемещается под давлением масла. Для предотвращения удара золотника о крышку корпуса с обеих сторон последнего устанавливаются дроссели 4 (1) и 4 (2) — ус-

ройства, изменяющие величину проходного сечения трубопровода. Параллельно дросселям подключены обратные клапаны 5 (1) и 5 (2), пропускающие масло только в одном направлении. Например, масло, поступающее в золотник 6 со стороны левого торца, проходит в основном через обратный клапан 5 (1), так как дроссель 4 (1) имеет значительное сопротивление. В результате поршень золотника переместится вправо (как на рисунке). Масло, вытесняемое из-под правого торца, проходит через дроссель 4 (2), так как обратный клапан 5 (2) в этом направлении масло не пропускает. Поскольку сечение канала резко уменьшается дросселем 4 (2),

золотник будет перемещаться медленно и плавно. Циркуляция масла в гидравлической системе в основном открытая; совершив работу, масло поступает на слив. В практике станкостроения в основном применяют две системы циркуляции: с дроссельным регулированием и с объемным регулированием, используя насосы соответственно постоянной и регулируемой подачи. Наибольшее распространение в практике получили приводы прямолинейного движения.

На рис. 6,а показана упрощенная структурная схема гидравлического привода с дроссельным управлением. Она включает насос 3 постоянной подачи, дроссель 4, золотник 6, гидроцилиндр 10, двусторонний шток которого связан со столом 11. Масло, подаваемое насосом, поступает в золотник 6. При перемещении его вправо масло по трубопроводу 8 поступает в левую полость цилиндра, и поршень начинает двигаться вправо. Масло, вытесняемое из правой полости цилиндра, по трубопроводу 9, через дроссель 4 поступает на слив в бак 1. Дроссель пропускает масла на слив меньше, чем его нагнетается в гидросистему насосом; он регулируется на расход масла в зависимости от заданной скорости перемещения поршня (стола).

При левом крайнем положении золотника поток масла за дросселем меняет направление, и поршень движется в обратную сторону. Поскольку площади поршня по обе стороны одинаковы, скорости его движения в том и другом направлениях будут равны.

Разница в количестве масла, подаваемого насосом и пропускаемого через дроссель, может достигать большой величины, поэтому в систему включается переливной (он же предохранительный) клапан 2, через который сливаются в бак излишки масла. Клапан отрегулирован на определенное рабочее давление. Если золотник находится в среднем положении (как на схеме), то поршень цилиндра будет неподвижен, так как площади его с обеих сторон одинаковы. Все масло, подаваемое насосом, через переливной клапан 2 будет сливаться.

Обратный клапан 5, установленный перед золотником в напорной трассе, пропускает масло только в одном направлении, показанном на рисунке стрелкой. Когда насос выключен, этот клапан предохраняет систему от опорожнения и попадания в нее воздуха. Нередко обходятся и без клапана.

Частота вращения насосов в основном 16—20 об/с, современные конструкции насосов имеют 30—40 об/с. Подача насоса составляет 0,3—400 л/мин. Рабочее давление в гидросистеме -- до 6,5 МПа (65 кгс/см<sup>2</sup>); имеет место тенденция увеличения до 13 МПа (130 кгс/см<sup>2</sup>).

В рассмотренной схеме дроссель установлен на отводящем трубопроводе, поэтому система называется системой с дроссельным регулированием на выходе. Часто дроссель 4 ставят на нагнетательной части трубопровода, и система носит название системы с дроссельным регулированием на входе (рис. 6,б). При этом дроссель расположен между насосом 3 и золотником 6. Обычно такую схему применяют в случаях, когда не требуется высокой точности и равномерности подачи, при скорости рабочего органа более 0,016 м/с. Если требования к равномерности подачи стола повышены, то на отводящем трубопроводе устанавливают подпорный клапан 12, который пропускает масло только при небольшом давлении, порядка 0,1—0,2 МПа.

Рассмотренная схема имеет цилиндр, шток поршня которого выходит только в одну сторону. Вследствие неравенства площадей сторон поршня золотник, показанный на рис. 6,а, в среднем положении использовать нельзя, так как он не обеспечит «равновесия» поршня при остановке. В данном случае можно применить стандартный золотник, показанный на рис. 6,б. В среднем положении такого золотника его трубопроводы 8 и 9 соединяются, вследствие чего поршень можно перемещать вручную.

На рис. 6,в показана схема, характерная для протяжных станков, у которых рабочий ход поршня цилиндра медленный, а обратный — быстрый. Рабочий ход осуществляется подачей масла в левую полость цилиндра. Масло, вытесняемое из правой полости, проходит дроссель 4 и далее, через золотник 6, поступает на слив. При обратном ходе поршня масло подается в правую полость цилиндра. Обратный клапан 12 пропускает основной объем масла, благодаря чему скорость поршня значительно увеличивается.

Принципиальная схема использования гидравлических золотников изображена на рис. 6,г. Золотник 6 управляет работой цилиндра, а золотник 13 — работой золотника 6. При включенном электромагните масло от насоса 3 по трубопроводу 15, пройдя золотник 13 и обратный клапан 4(1), поступает в левую полость золотника 6 и перемещает его вправо (как на рисунке). Вытесняемое из цилиндра масло, пройдя дроссель 4(2), трубопровод 14 и золотник 13, поступает на слив. При показанном положении золотника 6 масло подается в левую полость цилиндра, а из правой полости, через дроссель 4(3), — на слив. Если выключить электромагнит, пружина поставит золотник 13 в другое крайнее положение, в результате чего золотник 6 переместится влево и масло начнет поступать в левую полость цилиндра 9.

Приводы, в которых используются насосы с регулируемой подачей, рассмотрены в гл. XVI.

## 5. Основы кинематической настройки станков

Чтобы обеспечить необходимые перемещения конечных звеньев кинематической цепи для получения заданных формы и размеров детали, производят кинематическую настройку станка, которая в основном сводится к определению параметров органа настройки. Расчетные перемещения звеньев определяют исходя из формы поверхности, которая должна быть образована на заготовке, и вида режущего инструмента. Затем по кинематической цепи составляют уравнение кинематического баланса, связывающее начальное и конечное перемещения, и находят зависимость параметра органа настройки от расчетных перемещений и постоянных цепи<sup>1</sup>.

Кинематическая цепь составляется из движущихся сопряженных между собой и передающих друг другу движения деталей. Если началом кинематической цепи является электродвигатель (рис. 3,б), то можно найти связь между начальным и конечным звеньями:

$$n \frac{d_1}{d_2} \eta_p i_v = n_{шп}, \quad (1)$$

<sup>1</sup> Метод расчета разработан проф. Г. М. Головиным.

где  $n$ ,  $n_{\text{шп}}$  — частота вращения начального и конечного звеньев;  $\eta_r$ ,  $i_v$  — КПД и передаточное отношение ременной передачи.

Для удобства вычислений рекомендуется в уравнении кинематического баланса (1) выделить постоянные величины структурной формулы и подсчитать их как коэффициент данной кинематической цепи, например:

$$n \frac{d_1}{d_2} \eta_r i_v = C_{\text{шп}} i_v = n_{\text{шп}}. \quad (2)$$

Это выражение справедливо и для станков, в цепи главного движения которых в качестве органа настройки используется коробка скоростей. Тогда в выражении (2)  $i_v$  будет передаточным отношением коробки скоростей.

Уравнение кинематического баланса для цепи главного вращательного движения имеет вид (об/с)

$$n_c i = n_k, \quad (3)$$

где  $n_c$  и  $n_k$  — частота вращения соответственно начального и конечного звена, об/с;  $i$  — передаточное отношение кинематической цепи.

Уравнение кинематического баланса для цепи, у которой начальное звено имеет вращательное движение, а конечное — прямолинейное, будет (мм/с)

$$n_c i H = s_c,$$

где  $H$  — ход кинематической пары, преобразующей вращательное движение в прямолинейное, мм/об;  $s_c$  — линейное перемещение конечного звена, мм/с.

Величина хода равна перемещению прямолинейно движущегося звена за один оборот вращающегося звена. Для винтовой пары (винт — гайка)

$$H = k t_v, \quad (4)$$

где  $t_v$  — шаг ходового винта, мм;  $k$  — число заходов.

Для реечной передачи

$$H = \pi m z,$$

где  $m$  — модуль зацепления, мм;  $z$  — число зубьев реечного колеса.

На этом основании уравнение кинематического баланса для секундной подачи (мм/с):

для цепи с винтовой парой

$$n_c i k t_v = s_c; \quad (5)$$

для реечной передачи

$$n_c i \pi m z = s_c. \quad (6)$$

Уравнение кинематического баланса для оборотной подачи (мм/об)

$$1 \text{ об} \cdot i H = s, \quad (7)$$

где  $s$  — линейное перемещение конечного звена, мм/об.

Из уравнений (5)–(7) определяют передаточное отношение органа настройки. Например, из уравнения (2) находят

$$i_v = n_{\text{шп}} / C_{\text{шп}}. \quad (8)$$

Это выражение является формулой настройки сменных колес гитары скоростей цепи (см. рис. 3,б).



Анализ структурных схем металлорежущих станков позволяет сделать следующие выводы. Кинематическая структура станков зависит от геометрической формы, размеров обрабатываемой поверхности и метода обработки. Чем меньше необходимое число исполнительных формообразующих движений, тем меньше кинематических цепей в структуре станка, тем проще его кинематика и конструкция. Существенное значение имеют и другие факторы, например точность и шероховатость поверхности, динамика резания, условия обслуживания станка, а также экономические факторы.

## **6. Основные размеры и размерные ряды станков**

Для большинства отечественных станков общесоюзными стандартами установлены основные параметры, характеризующие размеры обрабатываемых деталей или геометрические размеры станка. Например, для карусельных, круглошлифовальных и зубофрезерных станков основным параметром является наибольший диаметр обрабатываемой детали, для поперечно-строгальных и долбежных станков — наибольший ход ползуна, для фрезерных станков — габаритные размеры стола и т. д.

Экономически целесообразно создавать станки по размерным рядам. Размерным рядом называют группу однотипных станков, подобных по кинематической схеме, конструкции, внешнему виду, но имеющих разные основные параметры — размеры. Например, ГОСТ 600—72 предусматривает 13 размеров токарно-карусельных станков с основным параметром — наибольшим диаметром устанавливаемого изделия от 0,8 до 12,5 м при неподвижном портале и до 16 м при подвижном портале, ГОСТ 2983—75 для круглошлифовальных станков предусматривает шесть размеров с диаметром устанавливаемого изделия от 0,1 до 0,56 м с поворотной шлифовальной и передней бабками и до 0,8 м с неповоротной шлифовальной и передней бабками, ГОСТ 6852—71 для зубофрезерных станков общего назначения предусматривает 10 размеров с диаметром устанавливаемого изделия от 0,08 до 5 м и т. д.

Конструкция станков размерного ряда состоит в основном из унифицированных узлов и деталей, одинаковых или подобных. Это облегчает проектирование, изготовление и эксплуатацию станков, удешевляет их производство. Конструктивное подобие моделей и широкая межразмерная унификация дают возможность организовать крупносерийное, а в ряде случаев поточное производство узлов и деталей станков.

## **7. Классификация металлорежущих станков**

В зависимости от характера выполняемых работ станки делят на группы и типы (табл. 2). Станок, являющийся представителем размерного ряда и имеющий конкретные параметры, характеризует собой типоразмер, который, в свою очередь, может иметь различное конструктивное исполнение. Конструкция станка данного типоразмера, спроектированная для заданных условий обработки, носит название модели.

Такая классификация позволяет присваивать каждому станку серийного производства шифр (индекс) — условное обозначение типа и модели, состоящее из трех-четырех цифр. Первая цифра указывает группу, вторая —

Таблица 2

## Классификация металлорежущих станков.

Станки	Группа	Типы								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Токарные	1	Автоматы и полуавтоматы одношпиндельные Вертикально-сверлильные	Ревolverные	Сверлильно-отрезные	Карусельные	Токарные и лобовые	Многорезцовые	Специализированные	Разные токарные	
Сверлильные и расточные	2	Вертикально-сверлильные	Полуавтоматы одношпиндельные	Координатно-расточные	Радiallyно-сверлильные	Расточные	Алмазонарасточные	Горизонтально-сверлильные	Разные сверлильные	
Шлифовальные, доводочные	3	Круглошлифовальные	многошпиндельные	Специализированные шлифовальные	—	Загочные	Плоскошлифовальные	Прирочные и полировальные	Разные станки, работающие абразивом	
Комбинированные	4	—	—	—	—	—	—	—	—	
Зубо- и резьбообрабатывающие	5	Зубострогальные для цилиндрических колес	Зубофрезерные для шпиндельных конических колес	Зубофрезерные для червячных колес	Для обработки торцов зубьев колес	Резьбофрезерные	Зуботолочные	Зубо- и резьбошлифовальные	Разные зубо- и резьбообрабатывающие	
Фрезерные	6	Вертикально-фрезерные консольные	Фрезерные непрерывного действия	Копировальные и гранировальные	Вертикальные бесконечные	Продольные	Широкоуниверсальные	Горизонтальные конические	Разные фрезерные	
Строгальные, долбежные и протяжные	7	Продольные	Поперечные	Долбежные	Горизонтальные	—	Протяжные вертикальные	—	Разные строгальные	
Разрезные	8	Одноосевые	двухосевые	Отрезные, работающие абразивным диском, резцом, кругом	Ленточные	Дисковые пилы	Ножевые	—	—	
Разные	9	Муфта- и трубообрабатывающие	Пилосекательные	Правильно- и бесцентрово-обдирочные	Для испытания инструментов	Делительные машины	Балансировочные	—	—	

тип, третья и четвертая характеризуют один из важнейших размеров станка или обрабатываемой детали. При модернизации станка в его индекс вводят букву между первой и второй цифрами. Например, шифр 2150 обозначает вертикально-сверлильный станок с наибольшим диаметром сверления 50 мм деталей из стали. После модернизации станку присвоен индекс 2А150, который отличает его новую модель от предыдущей. Модификацию базовой модели обозначают какой-либо буквой в конце шифра. Например, 6Н12 — индекс вертикально-фрезерного станка, 6Н12К — копировально-фрезерного, 6Н12Ф — станка с программным управлением, созданного на базе станка предыдущей модели. Шифр специальных и специализированных станков образуется добавлением к шифру завода порядкового номера модели. Например, ЕЗ-9 — шифр специального станка для нарезания зубчатых реек, выпускаемого егорьевским станкостроительным заводом «Комсомолец».

По степени универсальности различают станки универсальные, специализированные и специальные. Первые предназначены для обработки деталей, сходных по конфигурации, но имеющих различные размеры, например зубообрабатывающие или резьбонарезные станки. На специальных станках обрабатывают детали одного типоразмера.

По своему устройству станки делятся на автоматы и полуавтоматы. Автоматом, или автоматическим станком, называют станок, в котором все рабочие и вспомогательные движения, необходимые для выполнения технологического цикла обработки заготовки, механизированы. Полуавтоматом называют автоматический станок, в котором часть движения не механизирована. В большинстве случаев это движения, связанные с загрузкой и снятием заготовок.

По степени точности различают станки пяти классов: нормальной Н, повышенной П, высокой В, особо высокой А точности и особо точные С (мастер-станки). Соотношение между величинами допусков при переходе от класса к классу выражается знаменателем ряда 1,6.

Крупногабаритные станки, имеющие большую массу (более 10 т), относят к группе тяжелых станков. В отдельных случаях в основу классификации кладут такие признаки, как число одновременно работающих инструментов, расположение оси шпинделя в пространстве и т. д.

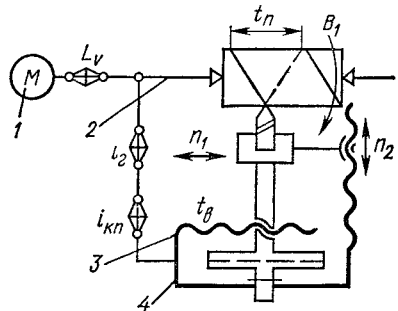
## Токарные станки

Токарные станки делятся на универсальные и специализированные. Универсальные станки предназначены для выполнения самых разнообразных операций: обработки наружных и внутренних цилиндрических, конических, фасонных и торцовых поверхностей; нарезания наружных и внутренних резьб; отрезки, сверления, зенкерования и развертывания отверстий. На специализированных станках выполняют более узкий круг операций, например обтачивание гладких и ступенчатых валов, прокатных валков, осей колесных пар железнодорожного транспорта, различного рода муфт, труб и т. п. Универсальные станки подразделяются на токарно-винторезные и токарные. Токарные станки предназначены для выполнения всех токарных операций, за исключением нарезания резьбы резцами.

Наша промышленность выпускает различные модели токарных и токарно-винторезных станков — от настольных до тяжелых. Наибольший диаметр обрабатываемой поверхности на советских станках колеблется от 95 до 5000 мм при длине заготовки от 125 до 24 000 мм. Некоторые токарно-винторезные станки оснащаются копировальным устройством, которое позволяет обрабатывать сложные контуры без специальных фасонных резцов и комбинированного расточного инструмента, а также значительно упрощает наладку и подналадку станка.

Структурная схема токарно-винторезного станка представлена на рис. 7. Формообразование обеспечивается вращательным движением заготовки ( $B_1$ ) по цепи электродвигатель 1 — шпиндель 2 со звеном настройки  $i_v$  и поступательным движением инструмента ( $n_1$  и  $n_2$ ) по цепи шпиндель двухходовой — вал 4 (при точении) или шпиндель — ходовой винт 3 (при нарезании резьбы) со звеньями настройки  $i_r$  и  $i_{кп}$ .

Рис. 7. Структурная схема токарно-винторезного станка



### 1. Токарно-винторезный станок мод. 16К20

Назначение станка — наружное и внутреннее точение, нарезание правой и левой метрической, дюймовой, модульной и питчевой резьб, одно- и многозаходных резьб с нормальным и увеличенным шагом, торцовый

резьбы и т. д. Станок применяется в единичном и мелкосерийном производстве.

На рис. 8 показан общий вид токарно-винторезного станка. Станина 1, установленная на передней 2 и задней 8 тумбах, несет на себе все остальные узлы станка. Слева на станине размещена передняя бабка 4. В ней имеется коробка скоростей со шпинделем 5, на переднем конце которого закрепляется патрон. Справа установлена задняя бабка 6. Ее можно перемещать вдоль направляющих станины и закреплять в зависимости от длины обрабатываемой детали на требуемом расстоянии от передней бабки. Режущий инструмент закрепляют в резцедержателе суппорта 7.

Продольная и поперечная подачи суппорта осуществляются с помощью механизмов, расположенных в фартуке 11 и получающих вращение от ходового вала 9 или ходового винта 10. Первый используется при точении, второй — при нарезании резьбы. Величину подачи суппорта устанавливают настройкой коробки подач 3. В нижней части станины имеется корыто 12, куда собирается стружка и стекает охлаждающая жидкость.

#### Техническая характеристика станка мод. 16К20

Наибольший диаметр детали, устанавливаемой над станиной, мм . . . . .	400
Расстояние между центрами, мм . . . . .	710, 1000 и 1400
Диаметр отверстия шпинделя, мм . . . . .	52
Число значений частот вращения шпинделя . . . . .	24
Частота вращения шпинделя, об/мин . . . . .	12,5—1600
Подачи на один оборот шпинделя, мм	
продольные . . . . .	0,05—2,8
поперечные . . . . .	0,025—1,4
Шаг нарезаемой резьбы	
метрической, мм . . . . .	0,5—112
дюймовой (число ниток в 1") . . . . .	56—0,25
модульной, модуль . . . . .	0,5—112
питчевой, питч . . . . .	56—0,25
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	10

Кинематическая схема станка представлена на рис. 9.

**Главное движение.** Главным движением в станке является вращение шпинделя, которое он получает от электродвигателя 1 через клиноременную передачу со шкивами 2—3 и коробку скоростей. На приемном валу II установлена двусторонняя фрикционная муфта 6. Для получения прямого вращения шпинделя муфту смещают влево, и привод вращения осуществляется по следующей цепи зубчатых колес: 4—8 или 5—9, 10—13 или 11—14, либо 12—15, вал IV, колеса 18—21 или 19—22, шпиндель V. От вала IV вращение можно передать через перебор 16—23 или 17—24, 25—27 и 26—22 при перемещении вправо блока 21—22 на шпинделе. Переключая блоки колес, можно получить 12 вариантов зацепления колес при передаче вращения с вала IV непосредственно на шпиндель и 12 вариантов — при передаче вращения через перебор.

Реверсирование шпинделя выполняют перемещением муфты 6 вправо. Тогда вращение с вала II на вал III передается через зубчатые колеса 7—28, 29—12, и последний получает обратное вращение.

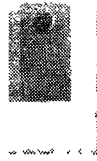


Рис. 8. Токарно-винторезный станок мод. 16К20

**Движение подачи.** Механизм подачи сообщает движение суппорту по четырем кинематическим цепям: винторезной, продольной и поперечной подачи, быстрого перемещения. Вращение вала *III* от шпинделя *V* передается через зубчатые колеса 20–32, а при нарезании резьбы с увеличенным шагом – от шпинделя *V* через звено увеличения шага: колеса 22–26, 27–25, 23–16 или 24–17 и через колеса 16–33.

С вала *III* движение передается через реверсивный механизм с колесами 30–35 или 31–34–35 на вал *IX*, далее через сменные колеса *a–b–d* или *a–b–c–d* на входной вал *X* коробки подач. Переключением муфт 116, 60, 43 и 50, а также перестановкой блочных зубчатых колес 57 и 58, 45 и 46, 47 и 48, 52 и 53 осуществляются различные комбинации соединения колес 36...64 коробки подач. От выходного вала *XV* коробки подач вращения может быть сообщено либо ходовому винту 61, либо ходовому валу *XVI*. В первом случае – через муфту 60, во втором – через колеса 59–62, 63–66, муфту обгона 67 и колеса 68–64.

**Винторезная цепь.** При нарезании резьбы подача суппорта осуществляется от ходового винта 61 через маточную гайку, закрепленную в фартуке. Необходимый шаг резьбы можно получить переключением зубчатых колес и муфт в коробке подач или установкой сменных колес *a*, *b*, *c*, *d* на гитаре. В последнем случае муфтами 116 и 60 механизм коробки подач отключается. Для предупреждения поломок при случайных перегрузках служит муфта 117.

**Продольная и поперечная подачи суппорта.** Для передачи движения механизму фартука служит ходовой вал *XVI*. По нему вдоль шпоночного паза скользит зубчатое колесо 65, передающее вращение через колеса 69, 70, 71 при включенной муфте 72 и червячную пару 73–74 валу *XVII*.

Для получения продольной подачи суппорта и его реверсирования включают одну из кулачковых муфт — 77 или 84. Тогда вращение от вала XVIII передается зубчатыми колесами 75—83—76 и 79—92 или 85—92 валу XVIII и далее реечному колесу 94, которое, перекатываясь по неподвижно связанной со станиной станка рейке 95, осуществляет продольное перемещение суппорта.

Поперечная подача и ее реверсирование осуществляется включением муфт 87 или 90. В этом случае от вала XVII через передачи 75—86 и 88—93—98—96 или 75—86—89 и 91—93—98—96 вращение передается винту 97, который сообщает движение поперечной каретке суппорта.

Установочные перемещения суппорта, резцовых салазок и пиноли задней бабки. Для осуществления быстрого (установочного) перемещения суппорта головному валу XVI сообщается быстрое вращение от электродвигателя 113 через клиноременную передачу

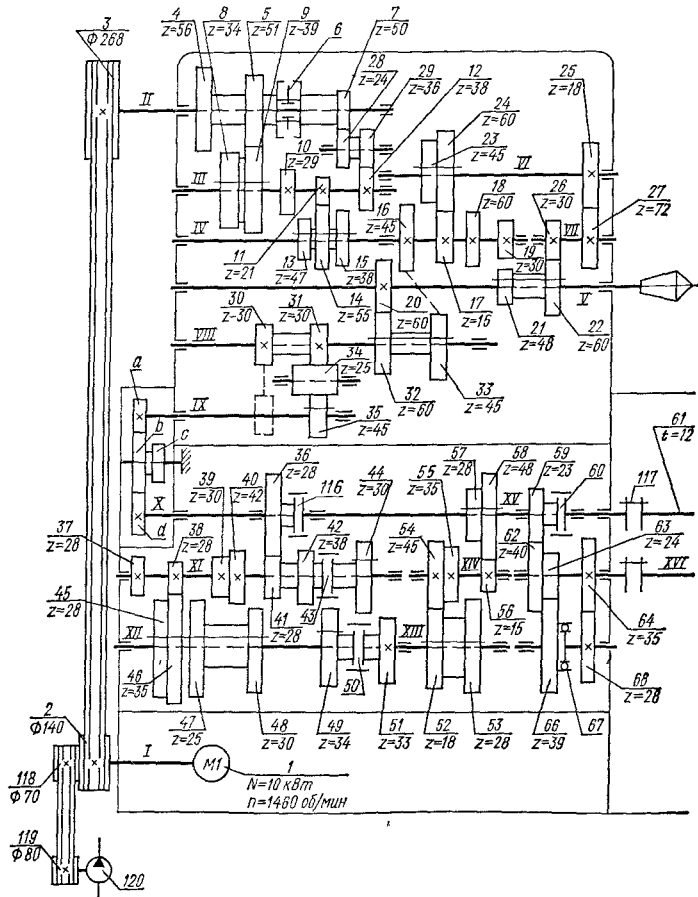


Рис. 9. Кинематическая схема токарно-

114—115. Механизм подачи суппорта через коробку подач при этом можно не включать, так как в цепи привода ходового вала установлена муфта обгона 67. С помощью ходовых винтов 109 и 112 можно вручную через колеса 110—111 и непосредственно перемещать резцовые салазки и пиноль задней бабки. Станок может быть оснащен механическим приводом салазок. В этом случае от ходового вала XVI через механизм фартука, колеса 65...98 подключается колесо 99 вала XIX, а затем через колеса 100...108 движение передается винту 109 резцовых салазок.

Через клиноременную передачу 118—119 от вала I подключен насос смазки 120.

Рассмотрим некоторые узлы станка.

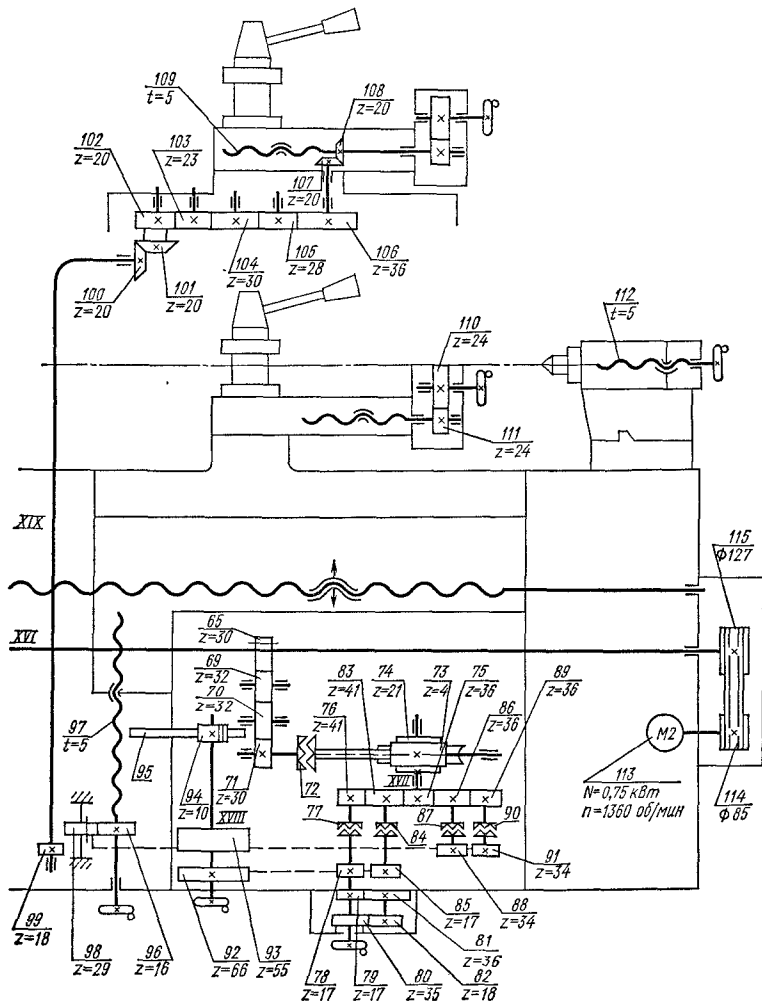
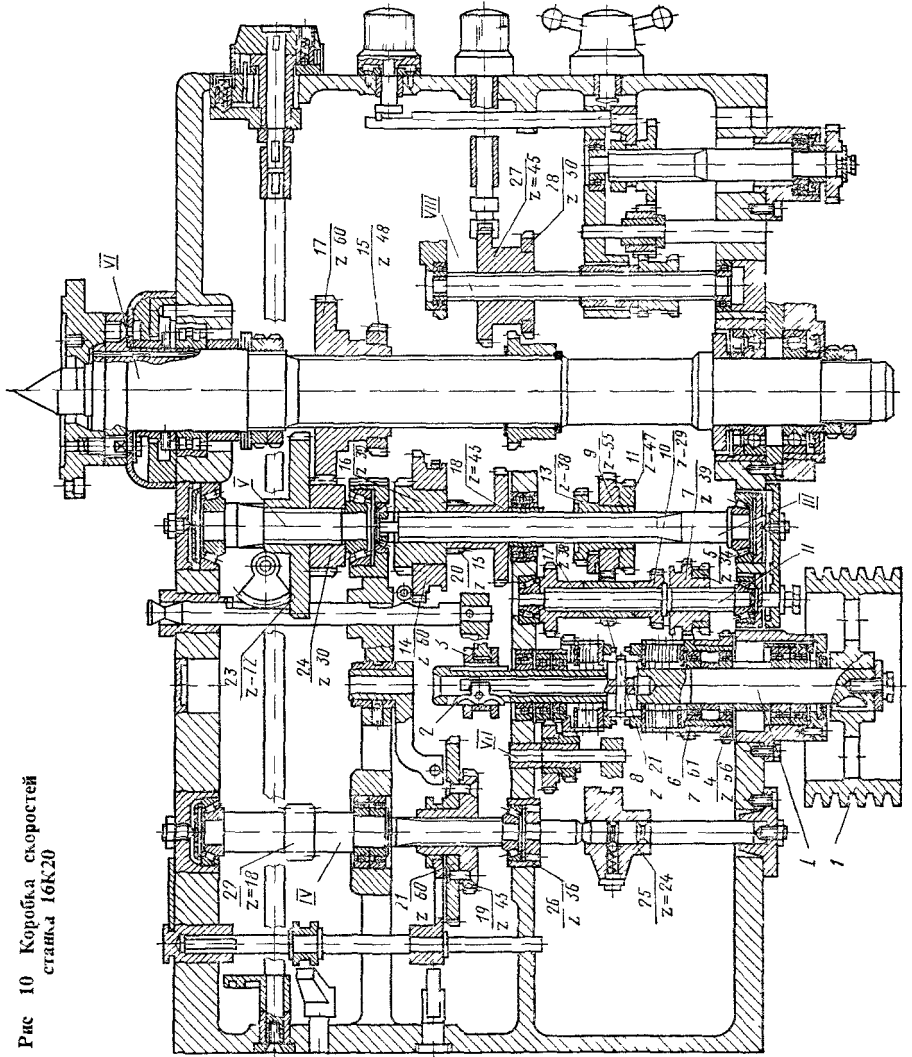




Рис 10 Коробка скоростей  
станка 16К20



**Переция бабка.** На рис 10 показана конструкция передней бабки с коробкой скоростей. Описание кинематических цепей коробки дано ранее по рис 9. Все валы коробки скоростей и шпиндель вращаются на опорах качения, которые смазываются как разбрызгиванием (коробка залита маслом), так и принудительно, с помощью насоса. Движение подачи от шпинделя VI передается валу VIII трензеля и далее — на механизм подачи.

**Задняя бабка** (рис 11) имеет плиту и может перемещаться по направляющим станины. В отверстии корпуса 2 задней бабки имеется выдвижная пиноль 3, которая перемещается с помощью маховика 8 и винтовой пары 5—6. Рукояткой 4 фиксируют определенный вылет пиноли, а вместе с ней и заднего центра 1. Корпус 2 бабки с помощью винтовой пары 13 может смещаться в поперечном направлении относительно плиты 10. Рукояткой 7 с помощью эксцентрика 9, тяги 11 и башмака 14 задняя бабка может закрепляться на станине станка. Винтами 12 и 15 регулируется степень ее закрепления. В корпусное гнездо пиноли можно установить не только задний центр, но и режущий инструмент для обработки отверстий (сверло, зенкер и др). Задняя бабка имеет пневматическое устройство, которое служит для создания воздушной подушки, облегчающей перемещение бабки по станине и снижающей износ направляющих. Пневматические устройства подключаются к цеховой сети сжатого воздуха.

**Коробка подач** (рис 12) закреплена на станине ниже передней бабки и имеет несколько валов, на которых установлены подвижные блоки зубчатых колес 3, 9, 11, 12 и переключаемые зубчатые муфты 1, 2, 4 и 10. В правом положении муфты 4 получает вращение ходовой винт 5, а в левом ее положении (как показано на рисунке) через муфту обгона 8—7 вращается ходовой вал 6.

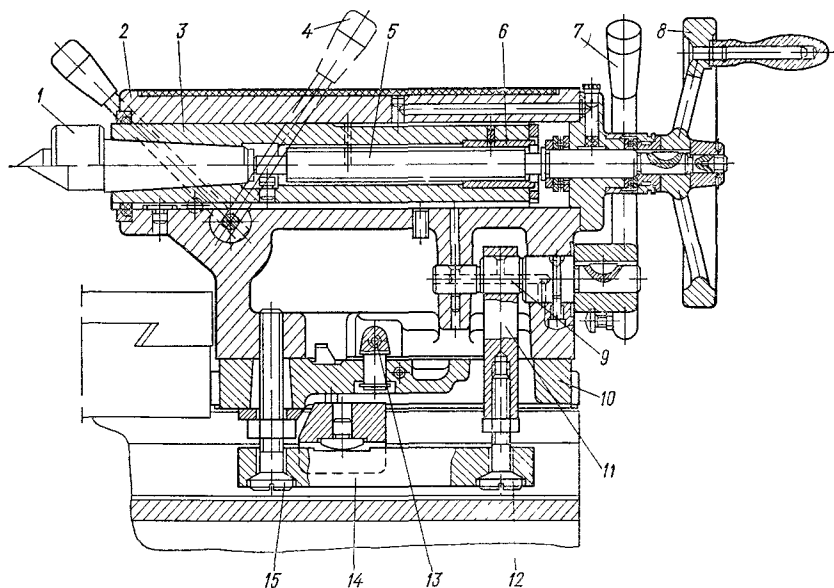


Рис 11 Задняя бабка станка 16К20

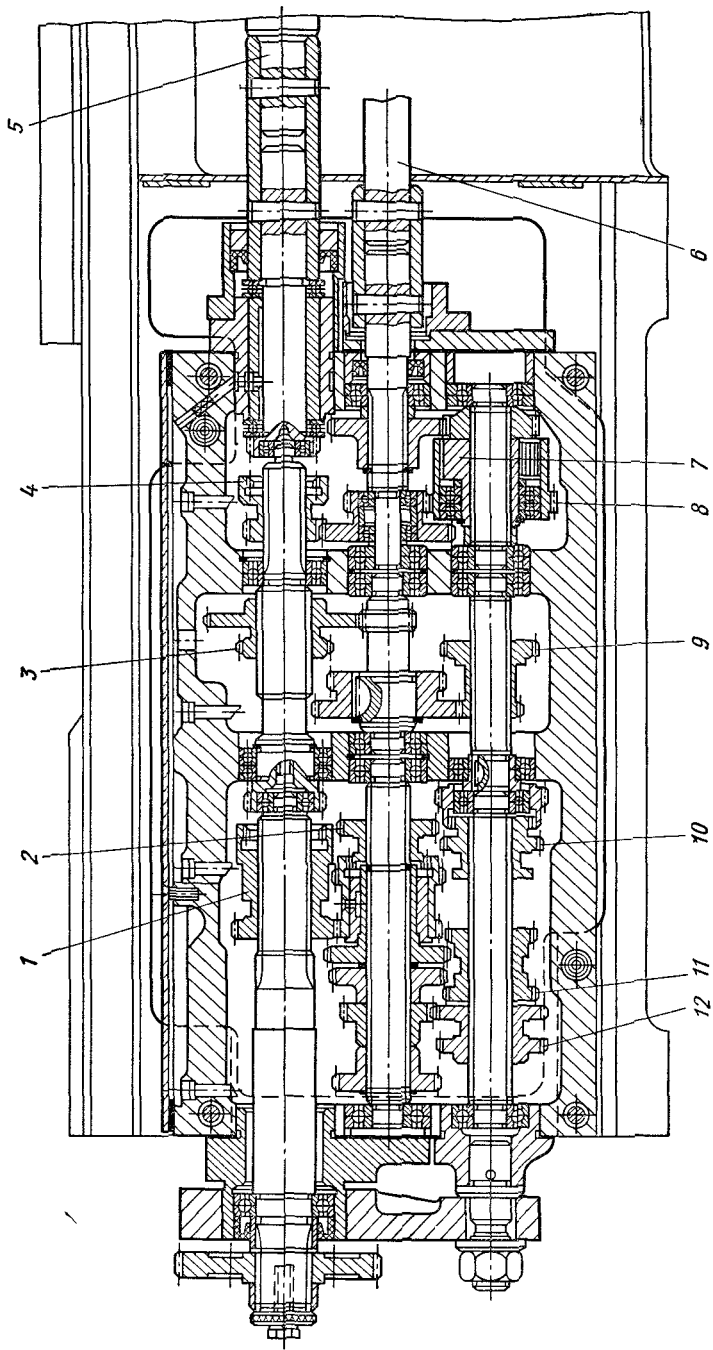


Рис. 12. Коробка подач сташка 16К20

**Суппорт** (рис. 13) состоит из следующих основных частей: нижней каретки 1 для продольного перемещения суппорта по направляющим 4 станины, поперечных салазок 11 и резцовых салазок 9. Поперечные салазки перемещаются в направляющих нижней каретки с помощью винта 2 и безлюфтовой гайки 3. При ручной подаче винт 2 вращается с помощью рукоятки 6, а при автоматической — от зубчатого колеса 5.

В круговых направляющих поперечных салазок установлена поворотная плита 10, в направляющих которой перемещаются резцовые салазки 9 с четырехпозиционным резцедержателем 7. Такая конструкция позволяет устанавливать и зажимать болтами поворотную плиту 10 с резцовыми салазками под любым углом к оси шпинделя. При повороте рукоятки 8 против часовой стрелки резцедержатель 7 расфиксируется. После поворота резцедержателя и фиксирования в новом положении его зажимают, повернув рукоятку 8 в обратном направлении.

**Механизм фартука** (рис. 14) расположен в корпусе, привернутом к каретке суппорта. От ходового вала через ряд передач получает вращение червячное колесо 1 и связанное с ним колесо 20. Оба колеса сидят свободно на валу III. Отсюда вращение передается на колеса 19, 17, 21 и 22, свободно сидящие на валах I, II, IV и V. На этих валах установлены муфты 16, 18, 23 и 25 с торцовыми зубьями, которыми включается подача суппорта в одном из четырех направлений.

Продольное перемещение суппорта (влево или вправо) осуществляется при включении муфты 16 или 18 через колеса 3 или 2, далее через колесо 12, закрепленное на втулке 14. Последняя подвижным шпоночным соединением связана с реечным колесом 15, передающим движение через рейку (на рисунке не показана) суппорту. Колесо 15 может быть выведено из зацепления с рейкой кнопкой 11. Поперечное перемещение суппорта (вперед или назад) осуществляется при включении муфт 23 или 25. Тогда движение

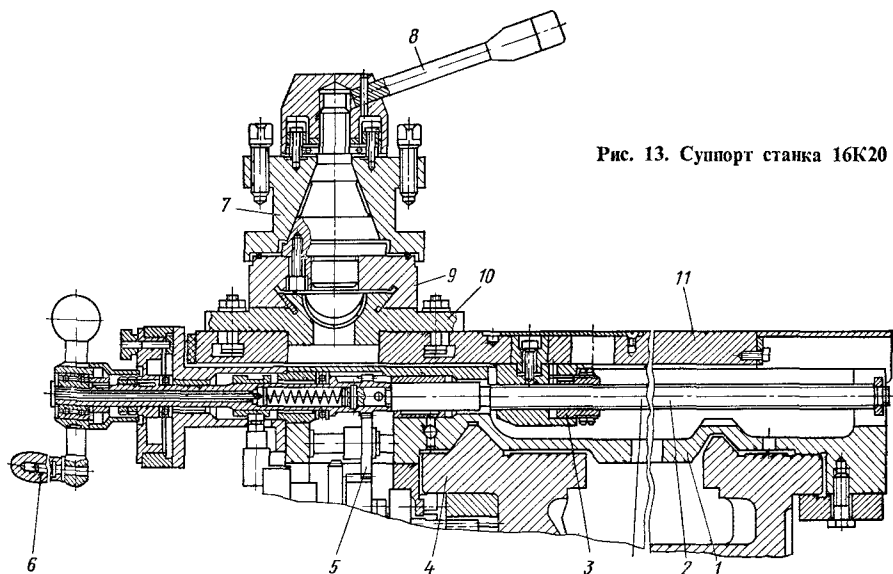


Рис. 13. Суппорт станка 16К20

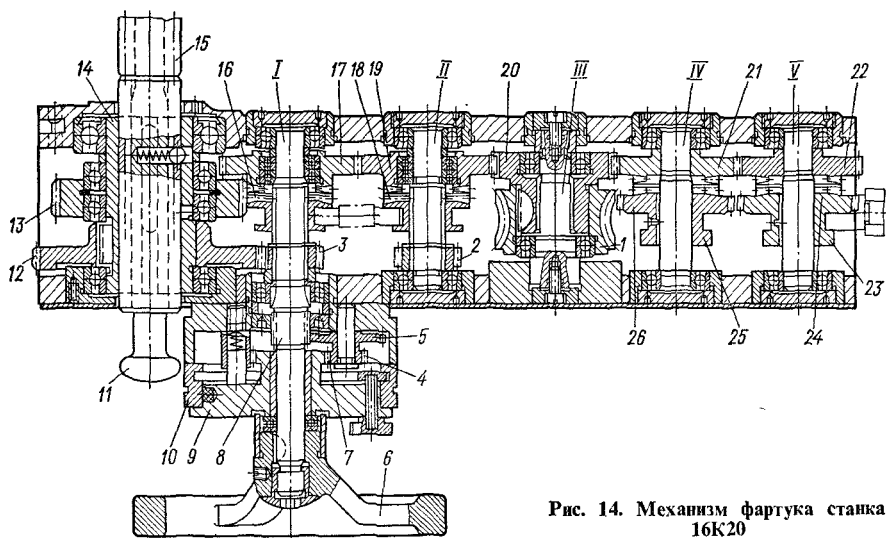


Рис. 14. Механизм фартука станка 16К20

зубчатых колес 24 или 26 передается на колесо 13, свободно сидящее на втулке 14, и далее — на винт поперечной подачи суппорта.

Вал 1 несет зубчатое колесо 8, которое через колеса 5, 4, 7 сообщает вращение диску 9 и через него — лимбу 10. Ручное продольное перемещение суппорта осуществляется штурвалом 6 через колеса 3, 12, втулку 14 и реечное колесо 15.

## 2. Расчет кинематической настройки токарно-винторезного станка мод. 16К20

Настройка кинематических цепей станка для нарезания резьб сводится к подбору передаточных отношений передач коробок подач и других механизмов, что осуществляется переключением соответствующих рычагов. Исключение представляет нарезание особо точных резьб или резьб с ненормализованным шагом. Конечным звеном резьбонарезной цепи являются ходовой винт 55 (см. рис. 9) и маточная гайка, поэтому уравнение настройки согласно равенствам (4) и (7) можно написать в следующем виде (имея в виду однозначность винта):

$$\text{1 об.шп. } i \cdot t_{\text{в}} = t_{\text{н}}, \quad (9)$$

где  $t_{\text{н}}$  — шаг нарезаемой резьбы;  $t_{\text{в}}$  — шаг ходового винта;  $i$  — передаточное отношение кинематической цепи от шпинделя до ходового винта.

Поскольку для рассматриваемого случая валы X, XV и ходовой винт 61, связанные муфтами 116 и 60 (см. рис. 9), представляют собой единое звено, то передаточное отношение цепи

$$i = i_{\text{п}} i_{\text{г}}, \quad (10)$$

где  $i_{\text{п}}$  — передаточное отношение постоянных передач;  $i_{\text{г}}$  — передаточное отношение сменных колес звена настройки (гитары).

На основании уравнений (9) и (10)

$$i_{\Gamma} = \frac{1}{i_{\Pi}} \frac{t_{\Pi}}{t_{\text{В}}}$$

Обозначив  $1/i_{\Pi}$  через  $C$ , получим

$$i_{\Gamma} = C \frac{t_{\Pi}}{t_{\text{В}}} \quad (11)$$

Передаточное отношение  $i_{\Pi}$  чаще всего равно 1:1 или 1:2. Применительно к кинематической схеме, изображенной на рис. 9, значение  $i_{\Pi}$  может быть различным в зависимости от положения блоков с зубчатыми колесами 21–22, 23–24 и 32–33. Если колесо 20, сидящее на шпинделе, сцеплено с колесом 32, то вращение механизму подчас сообщает непосредственно шпиндель, и передаточное отношение постоянных передач  $i_{\Pi}$  от шпинделя к звену настройки (гитаре) будет  $\frac{60}{60} \frac{30}{45} = \frac{2}{3}$  (валы V, VIII и IX).

При нарезании резьбы с большим шагом (16–112 мм) передача движения осуществляется через звено увеличения шага. В этом случае блок колес 21–22 на шпинделе занимает правое положение, и колесо 16 на валу IV зацепляется с колесом 33 на валу VIII. Передаточное отношение цепи от шпинделя до вала IX при сцеплении колес в такой последовательности будет иметь два варианта:

$$1) i_{\Pi} = \frac{60}{30} \frac{72}{18} \frac{45}{45} \frac{30}{45} = \frac{16}{3};$$

$$2) i_{\Pi} = \frac{60}{30} \frac{72}{18} \frac{60}{15} \frac{45}{45} \frac{30}{45} = \frac{64}{3}.$$

Таким образом, включение звена увеличения шага из двух вариантов зацепления колес дает увеличение передаточного отношения от шпинделя до вала VIII в 8 и 32 раза, что соответственно увеличивает шаг нарезной резьбы во столько же раз.

**Примеры настройки винторезной цепи станка 16К20 без коробки подач.** Настройку винторезной цепи будем производить только гитарой, выключив коробку подач [замыкаются муфты 116 и 60 (см. рис. 9)].

**Пример 1.** Настроить станок на нарезание однозаходной метрической резьбы с шагом  $t_{\Pi} = 1,75$  мм.

Шаг ходового винта  $t_{\text{В}} = 12$  мм. Примем  $c = 2/3$ , т. е. замкнем колеса 20–32 и 31–35 с  $i_{\Pi} = 2,3$ ; тогда по уравнению (11)

$$i_{\Gamma} = i_{\Pi} \frac{t_{\Pi}}{t_{\text{В}}} = \frac{2}{3} \frac{1,75}{12} = \frac{2}{3} \frac{7}{48} = \frac{20}{60} \frac{21}{72}.$$

Как видим, на гитаре надо установить две пары зубчатых колес. Проверим условие их сцепляемости: для первой пары  $a + b > c + 15$ ;  $20 + 60 > 21 + 15$ ;  $80 > 36$ . Для второй пары  $c + d > b + 15$ ;  $21 + 72 > 60 + 15$ ;  $93 > 75$ . Сцепляемость зубчатых колес обеспечена.

**Пример 2.** Настроить станок на нарезание однозаходной дюймовой резьбы 3,5 нитки на 1" ( $c = 2/3$ ).

В этом случае  $t_{\Pi} = 1''/3,5$ . Выразим шаги нарезаемой резьбы и ходового винта в одной системе единиц. Поскольку  $1'' = 25,4 = 127/5$  мм, то

$$t_{\Pi} = \frac{1 \cdot 127}{3,5 \cdot 5} \text{ мм.}$$

Тогда

$$i_{\Gamma} = i_{\Pi} \frac{t_{\Pi}}{t_{\text{В}}} = \frac{2}{3} \frac{127}{5 \cdot 3,5 \cdot 12} = \frac{2}{15} \frac{127}{42} = \frac{20}{75} \frac{127}{84} = \frac{127}{75} \frac{20}{84}$$

Проверку сцепления зубчатых колес можно сделать аналогично

**Пример 3** Настроить станок 16К20 на нарезание однозаходного червяка модуля 3 мм. Шаг модульной резьбы  $t_{\text{Н}} = \pi m z$ , где  $m$  — модуль,  $z$  — число заходов червяка. Берем значение  $\pi = 22/7$ , тогда

$$i_{\Gamma} = i_{\Pi} \frac{t_{\Pi}}{t_{\text{В}}} = \frac{2}{3} \frac{\pi m z}{t_{\text{В}}} = \frac{2}{3} \frac{22 \cdot 3 \cdot 1}{7 \cdot 12} = \frac{44}{36} \frac{30}{70}$$

**Нарезание многозаходной резьбы.** При многозаходной резьбе под шагом  $t_{\text{Н}}$  понимают расстояние между параллельными сторонами профиля двух соседних витков. Поэтому для получения резьбы заданного шага механизм подачи должен за один оборот заготовки переместить суппорт на величину хода резьбы  $s = k t_{\text{Н}}$ , где  $k$  — число заходов нарезаемой резьбы. Такого типа резьбы нарезают на ходовых винтах, многозаходных червяках и других деталях.

Многозаходная резьба нарезается двумя способами: после нарезания первой нитки заготовку поворачивают на часть оборота  $1/k$ ; предварительно разомкнув винторезную цепь или оставляя заготовку неподвижной, перемещают инструмент вместе с резцовыми салазками продольно на величину шага резьбы  $t_{\text{Н}}$ . Затем нарезают следующий заход и т. д.

На станке 16К20 имеется специальное делительное устройство для нарезания многозаходных резьб. Оно состоит из кольца с риской, укрепленного на корпусе передней бабки, и диска с делениями, насаженного на шпиндель и имеющего на периферии 60 делений. После нарезания первого захода шпиндель надо повернуть на число делений, равное  $60/k$ . Это устройство позволяет нарезать резьбы с числом заходов 2, 3, 4, 5, 6, 10, 12, 15, 20, 30, 60. На станках, не имеющих делительного приспособления, пользуются поводковой делительной планшайбой.

**Пример** Изготовить резьбовой калибр с трехзаходной метрической резьбой с ходом  $s = 180$  мм. Поскольку шаг резьбы большой, необходимо пользоваться звеном увеличения шага

Примем следующий вариант винторезной цепи (см. рис 9)

$$\text{1 об шп.} \frac{60}{30} \frac{72}{18} \frac{45}{45} \frac{30}{45} i_{\Gamma} \cdot 12 = s,$$

где 12 — шаг ходового винта. Здесь

$$i_{\Pi} = \frac{60}{30} \frac{72}{18} \frac{45}{45} \frac{30}{45} = \frac{16}{3}$$

$$\text{Обозначив } 1/t_{\Pi} \text{ через } C, \text{ получим } i_{\Gamma} = C \frac{s}{t_{\text{В}}} = \frac{3}{16} \frac{180}{12} = \frac{90}{32}$$

Настраивая гитару, колесо  $z = 90$  установим на вал IX, а колесо  $z = 32$  — на вал X. Замкнем их промежуточным колесом с любым числом зубьев.

### 3. Обработка конических и фасонных поверхностей на токарных станках

Обработка конических поверхностей на токарных станках производится тремя способами

Первый способ заключается в том, что корпус задней бабки смещают в поперечном направлении на величину  $h$  (рис. 15,а). Вследствие этого ось

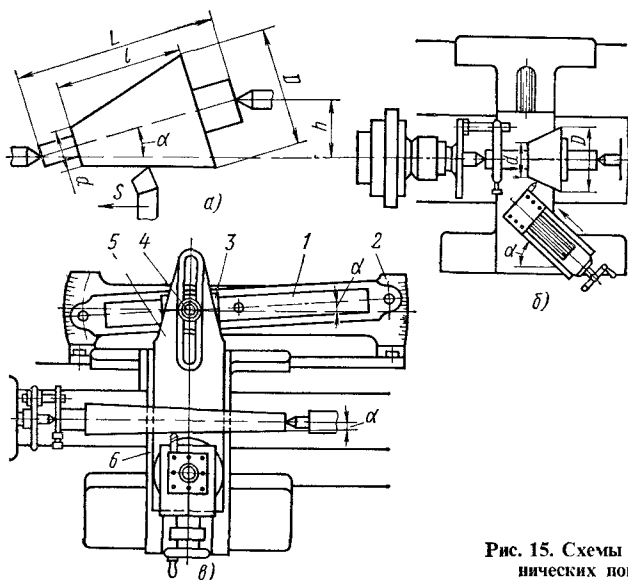


Рис. 15. Схемы обработки конических поверхностей

заготовки образует определенный угол  $\alpha$  с осью центров, а резец при своем движении обтачивает коническую поверхность. Из схем видно, что

$$h = L \sin \alpha;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = (D - d) / 2l. \quad (12)$$

Решая совместно оба уравнения, получим

$$h = L \frac{D - d}{2l} \cos \alpha.$$

Для изготовления точных конусов этот способ непригоден вследствие неправильного положения центровых отверстий относительно центров.

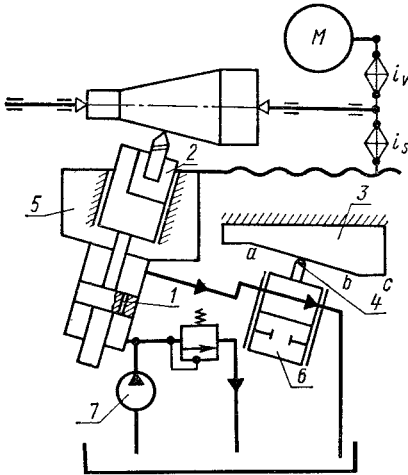
Второй способ (рис. 15,б) заключается в том, что резцовые салазки поворачивают на угол  $\alpha$ , определяемый уравнением (12). Данный способ используют при обработке конусов небольшой длины.

Третий способ основан на применении специальных приспособлений с копировальной линейкой 1, укрепленной на задней стороне станины на кронштейнах 2 (рис. 15,в). Ее можно устанавливать под требуемым углом к линии центров. По линейке скользит ползун 3, соединенный через палец 4 и кронштейн 5 с поперечными салазками 6 суппорта. Винт поперечной подачи салазок разобран с гайкой. При продольном перемещении всего суппорта ползун 3 будет двигаться по неподвижной линейке 1, сообщая одновременно поперечное смещение салазкам 6 суппорта. В результате двух движений резец образует коническую поверхность, конусность которой будет зависеть от угла установки копировальной линейки, определяемого уравнением (12). Этот способ обеспечивает получение точных конусов любой длины.

**Обработка фасонных поверхностей.** Если в описанном копировальном устройстве вместо конусной линейки установить фасонную, то резец будет



Рис. 16. Схема гидрокопировального суппорта



На рис. 16 показана принципиальная схема, поясняющая работу гидравлического копировального суппорта. Масло от насоса 7 поступает в цилиндр, жестко связанный с продольным суппортом 5, на котором находится поперечный суппорт 2. Последний соединен со штоком цилиндра. Масло из нижней полости цилиндра через щель 1 в поршне поступает в верхнюю полость цилиндра, а затем в следящий золотник 6 и на слив. Следящий золотник конструктивно связан с суппортом. Щуп 4 золотника 6 прижимается к копиру 3 (на участке *ab*) при помощи пружины (на схеме не показана). При этом положении щупа масло через золотник 6 поступает на слив, а поперечный суппорт 2 вследствие разности давлений в нижней и в верхней полостях перемещается назад. В тот момент, когда щуп окажется на участке *bc*, он под действием копира утапливается, преодолевая сопротивление пружины. При этом слив масла из золотника 6 постепенно перекрывается. Поскольку площадь в нижней полости больше, чем в верхней, давление масла заставит перемещаться суппорт 2 вниз.

На практике встречаются самые различные модели токарных и токарно-винторезных станков, от настольных до тяжелых, с широким диапазоном размеров. Наибольший диаметр обработки на отечественных станках колеблется от 85 до 5000 мм при длине заготовки от 125 до 24000 мм.

#### 4. Токарно-револьверные станки

Токарно-револьверные станки применяют в серийном производстве для обработки деталей из прутков или из штучных заготовок. На этих станках можно выполнять все основные токарные операции.

Револьверные станки отличаются от токарно-винторезных тем, что не имеют задней бабки и ходового винта, а имеют продольный суппорт, несущий револьверную головку, в гнездах которой может быть установлен разнообразный инструмент. При наличии специальных комбинированных державок можно в одном гнезде головки закрепить несколько инструментов. Заготовки зажимаются патронами или специальными цапговыми зажимными устройствами. Револьверная головка может поворачиваться вокруг оси, и тогда инструмент последовательно подводится к детали,

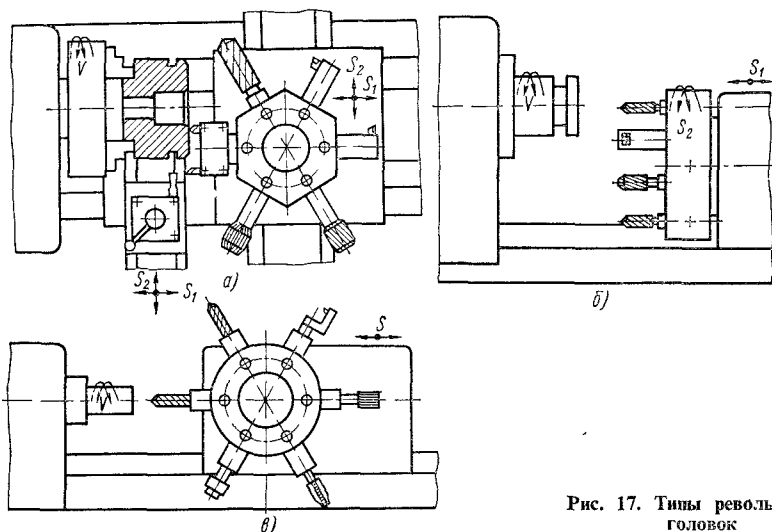


Рис. 17. Типы револьверных головок

обрабатывая ее за несколько переходов. Инструмент крепится также и в резцедержателе поперечного суппорта.

Применение токарно-револьверных станков считается рациональным в том случае, если по технологическому процессу обработки детали требуется применение большого количества режущего инструмента и размер партии детали составляет не менее 10—20 шт. К преимуществам токарно-револьверных станков по сравнению с токарными относятся возможность сокращения машинного и вспомогательного времени на счет применения многорезцовых державок и одновременной обработки детали инструментом, установленным на револьверной головке и поперечном суппорте, а также сравнительно малые затраты времени за счет предварительной настройки станка на обработку детали многими инструментами.

Токарно-револьверные станки в зависимости от вида обрабатываемых заготовок бывают прутковые и патронные. Обычно станки малого размера — прутковые, а среднего размера — как прутковые, так и патронные. Крупные револьверные станки обычно патронные. Все эти станки делятся на станки с вертикальной и станки с горизонтальной осью вращения револьверной головки (рис. 17). Револьверные головки бывают призматические и цилиндрические. Призматические головки (рис. 17,а) обычно имеют вертикальную ось и шесть граней с гнездами. Цилиндрические головки делают с горизонтальной осью вращения (рис. 17,б,в) с расположением горизонтальной оси головки параллельно (рис. 17,б) или перпендикулярно оси шпинделя станка (рис. 17,в).

**Движения в револьверных станках.** Главным движением в рассматриваемых станках является вращение шпинделя, несущего заготовку; движением подачи — продольное  $s_1$  и поперечное  $s_2$  перемещения суппортов, несущих режущий инструмент.

В револьверных головках с горизонтальной осью вращения, параллельной оси шпинделя, поперечная подача осуществляется медленным вращением головки (рис. 17,б). В станках с револьверной головкой, имеющей вер-

тикальную ось вращения, поперечная подача осуществляется поперечным суппортом, а иногда и перемещением салазок с револьверной головкой в поперечном направлении (рис. 17,а).

Вспомогательными движениями в рассматриваемых станках являются повороты (индексирование) револьверной головки для последовательного ввода в работу различного инструмента; подача и зажим прутка; быстрый подвод и отвод револьверного, поперечного суппорта и др.

**Токарно-револьверный станок мод. 1А341.** Станок является универсальным. На нем можно производить многоинструментную наладку для течения, сверления, растачивания, зенкерования, развертывания, нарезания резьбы и других операций. Особенностью станка является наличие командоаппарата с шестью кулачками, которыми при вращении или повороте револьверной головки действуют на конечные выключатели, управляющие электромагнитными муфтами. Командоаппарат служит для предварительного набора и автоматического управления частотами вращения шпинделя, подачами револьверной головки и периодическим поворотом ее в нужную позицию по заданной программе. Кроме того, станок имеет гидравлический механизм подачи и зажима прутка, копировальную линейку для обработки конических поверхностей и резьбонарезное устройство.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший диаметр, мм:	
прутка . . . . .	40
заготовки в патроне . . . . .	400
Пределы частот вращения шпинделя, об/мин . . . . .	60—2000
Пределы подач револьверной головки, мм/об	
продольных . . . . .	0,05—1,6
круговых . . . . .	0,03—0,48
Число гнезд в револьверной головке . . . . .	16
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	4,5
Частота вращения электродвигателя главного движения, об/мин . . . . .	1440

Общий вид станка с органами управления показан на рис. 18. На станине 1 закреплены передняя бабка 4 с механизмом главного движения и коробка подач 2. По продольным направляющим станины может перемещаться револьверный суппорт 6 с револьверной головкой 5. Командоаппарат с барабаном упоров 8 и конечными выключателями имеет общую ось вращения с револьверной головкой. Рукоятками 3 переключают подвижные блоки в коробках скоростей и подач. Штурвалом 10 перемещают по направляющим станины револьверный суппорт. Маховичок 9 служит для ручного поворота револьверной головки. В электрошкафу 7 размещено электрооборудование станка.

Кинематическая схема станка показана на рис. 19. От электродвигателя *M1* через зубчатые колеса 1—2 вращение сообщается валу *II*. Далее вращение передается валу *III* через колеса 3—4 при включенной муфте ЭМ1 или через колеса 5—6 при включенной муфте ЭМ2. Затем через колеса 7—8 и муфту ЭМ4 или колеса 9—10 и муфту ЭМ3 вращение получает вал *IV* и через колеса 11—12 или 13—14 — шпиндиль *V*.

**Механизм подачи.** Вращение валу *VI* коробки подач сообщается от шпинделя *V* через зубчатые колеса 15—16 и далее через колеса 17—18 или 19—20 передается на вал *VII*. Затем через зубчатую пару 21—22 и муфту ЭМ5 или колеса 23—24 и муфту ЭМ6 получает вращение вал *VIII* и через

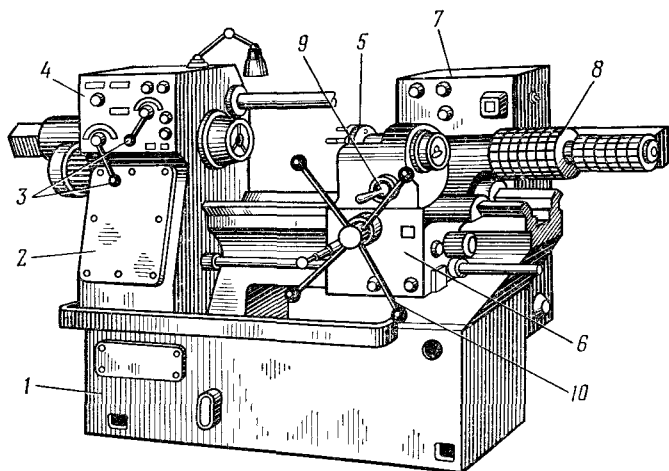


Рис. 18. Токарно-револьверный станок мод. 1А341

колеса 25—26 и муфту ЭМ8 или колеса 27—28 и муфту ЭМ7 получает вращение вал IX. С этого вала через предохранительную муфту 61 вращение передается на вал X револьверного суппорта.

Продольная подача суппорта осуществляется с вала X через колеса 29—30 или 31—32 на вал XI, затем через червячную пару 33—34 и муфту ЭМ11 сообщается валу XII и далее через колеса 35—36 передается на ременную пару 37—38.

Круговая подача револьверной головки осуществляется от вала X через блок колес 29, 31 на вал XI, затем через червячную пару 33—34 и муфту ЭМ11 передается на вал XII, и через колеса 40, 41, 42, 43, муфту ЭМ13, вал XV, колеса 44—45 и 46—47 получает вращение револьверная головка 62.

Быстрое продольное перемещение револьверного суппорта осуществляется от отдельного электродвигателя М2 через зубчатые колеса 48—49 на вал XVIII и через червячную пару 58—59 и муфту ЭМ9 передается на вал XIII ременной пары 37—38.

Быстрый поворот револьверной головки осуществляется также от электродвигателя М2 через зубчатые колеса 48—49, червячную пару 50—51, муфту ЭМ10, вал XIX, колеса 52—53, 54—55, вал XV, коническую пару 44—45, вал XVI и колеса 46—47.

Ручное перемещение револьверного суппорта производится штурвалом 63 через вал XX, зубчатые колеса 39—36 и вал XIII на ременную пару 37—38, а поворот револьверной головки — маховичком 64 через колеса 56—60, муфту ЭМ12, вал XIV, колеса 54—55, вал XV, колеса 44—45 и 46—47.

На валу XVII револьверной головки 62 находится барабан 65 с упорами.

Приспособление для нарезания резьбы резцом или гребенкой, установленное на станке, работает следующим образом. От шпинделя 1 (рис. 20) вращение через зубчатые колеса 15—60, 61—62 или 63—64 передается на сменный резьбовой копир 7 с шагом  $t_{II}$ . Рычаг 1 опу-

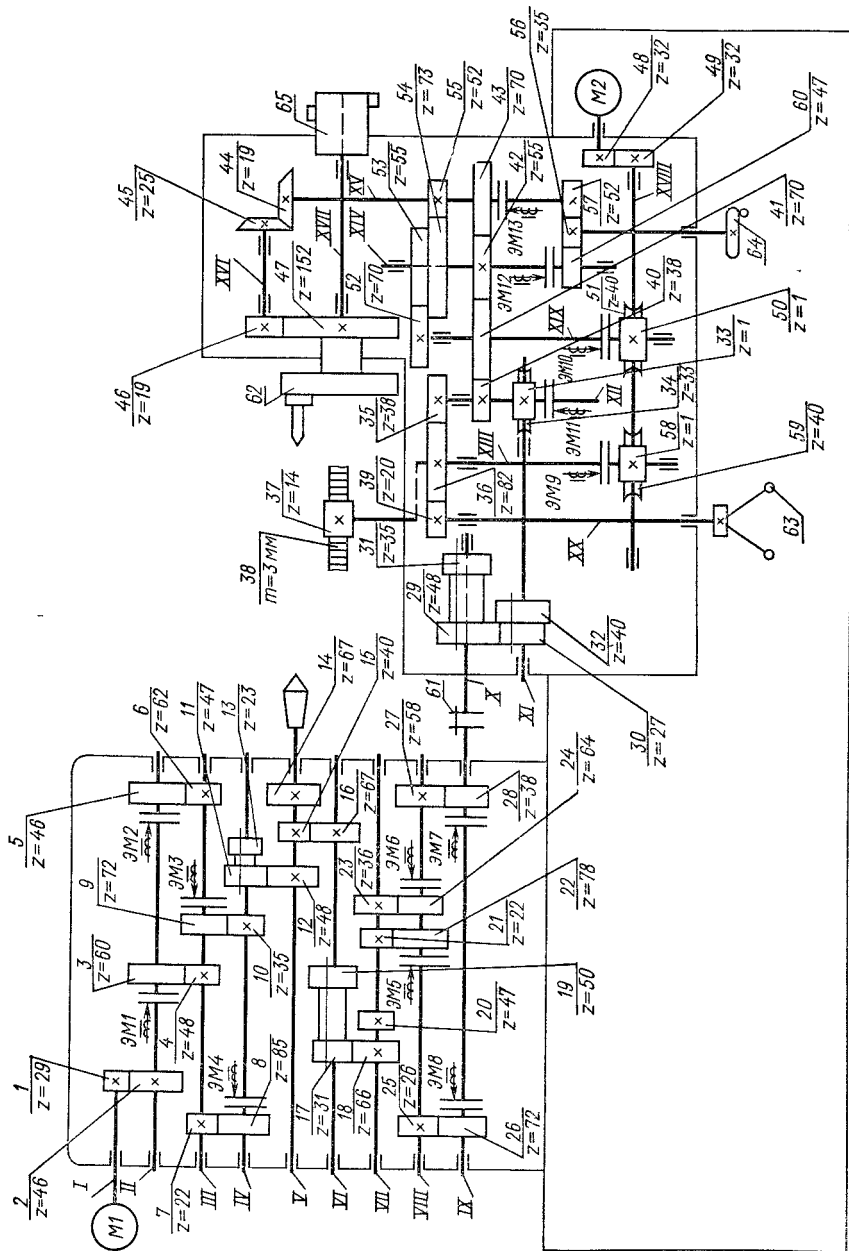
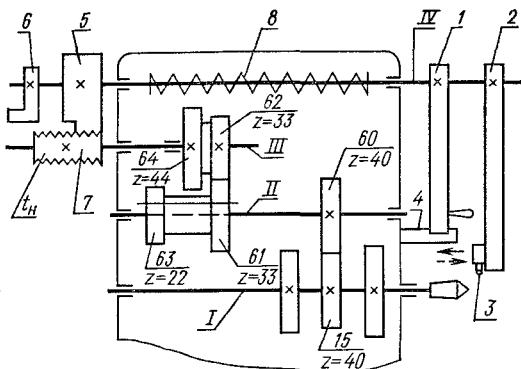


Рис. 19. Кинематическая схема токарно-револьверного станка мод. 1А341

Рис. 20. Приспособление для нарезания резьбы резцом или гребенкой

скается до упора 4. Вместе с ним опускается, занимая рабочее положение, суппорт 2 с резцом 3 (или гребенкой) и резьбовая губка 5 с грузом 6. Вращающийся резьбовой копир 7 перемещает резьбовую губку, штангу IV и суппорт с инструментом, обеспечивая нарезание резьбы. При передаточном отношении передачи от шпинделя 1 до резьбового копира (вал III)  $i = 1$  (в зацеплении колеса 61–62) шаг нарезаемой резьбы равен шагу копира  $t_n$ , а при передаточном отношении цепи  $i = 1/2$  (в зацеплении колеса 63–64) шаг нарезаемой резьбы равен половине шага копира.



Продольное перемещение суппорта 2 ограничивается упором (на рисунке не показан) рычага 1. В результате действия упора рычаг и суппорт поднимаются, губка 5 выходит из контакта с копиром 7, и штанга IV под действием пружины 8 возвращает суппорт в исходное, правое положение. Для повторения прохода следует снова опустить рычаг 1. После каждого прохода надо перемещать резец или гребенку на глубину резания.

## 5. Токарно-лобовые станки

Для обработки коротких заготовок большого диаметра и небольшой длины в единичном производстве применяют токарно-лобовые станки. При сравнительно небольшой длине они имеют планшайбу большого диаметра. Задней бабки станки не имеют.

На рис. 21 показаны лобовые станки с суппортом, установленным на одной станине со шпиндельной бабкой (рис. 21, а), и станки с обособленным суппортом (рис. 21, б). Последние станки предназначены для обработки особо крупных деталей, превышающих диаметр планшайбы. Для этого в фундаменте под планшайбой делают выемку. Привод подачи суп-

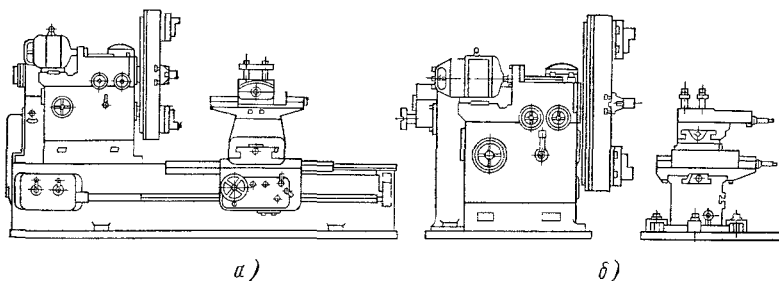


Рис. 21. Токарно-лобовые станки

порта такого станка осуществляется или от отдельного электродвигателя, или от шпинделя станка через храповые устройства.

Ввиду невысокой точности и сложности установки заготовки на вертикальной планшайбе, а также низкой производительности, лобовые станки применяют редко, они вытеснены более совершенными карусельными станками.

## 6. Токарно-карусельные станки

Токарно-карусельные станки применяют для обработки тяжелых деталей большого диаметра и сравнительно небольшой длины. На этих станках можно выполнять почти все токарные операции.

Горизонтальное расположение плоскости круглого стола (планшайбы), на котором закрепляется заготовка, значительно облегчает ее установку и выверку. Кроме того, шпиндель разгружен от изгибающих сил, что обеспечивает более высокую точность обработки деталей. Токарно-карусельные станки изготовляют двух типов; одностоечные и двухстоечные. Станки с планшайбой диаметром до 1600 мм обычно одностоечные, а станки с планшайбами большего диаметра — двухстоечные.

**Токарно-карусельный станок мод. 1512.** Станок универсальный, предназначен для токарной обработки крупных деталей типа корпусов, маховиков и т. п. Общий вид одностоечного токарно-карусельного станка показан на рис. 22. Станина 1 жестко скреплена со стойкой 9, имеющей вертикальные направляющие для перемещения по ним траверсы 6 и бокового суппорта 10 с четырехместным резцедержателем 12. На станине на круговых направляющих расположена планшайба 2 для установки на ней обрабатываемых деталей или приспособлений. Коробка скоростей размещена внутри станины. На горизонтальных направляющих траверсы может перемещаться вертикальный револьверный суппорт 5 с пятипозиционной револьверной головкой 4. Привод подач револьверного суппорта и бокового суппорта 10 осуществляется от коробки подач 7 и 11. Перемещения револьверного суппорта вручную производят маховичками 8, а бокового суппорта — маховичками 13. Управление станком осуществляется от пульта 3.

Кинематическая схема станка приведена на рис. 23.

Главное движение (вращение планшайбы) сообщается от электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2—3 на вал I, затем через коробку скоростей, вал V, конические зубчатые колеса

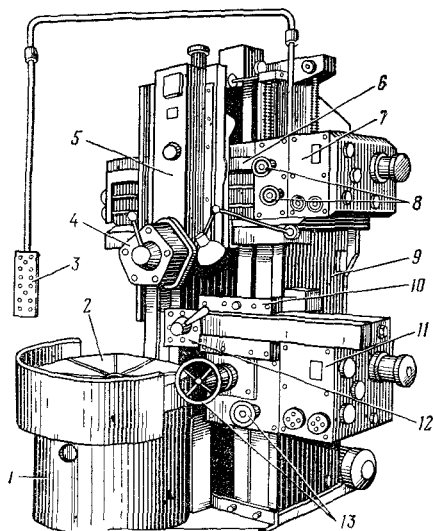


Рис. 22. Токарно-карусельный одностоечный станок

25—26 и колеса 27—28 передается планшайбе. Коробка скоростей оснащена восемью электромагнитными муфтами, переключение которых позволяет сообщить планшайбе 18 частоты вращения в пределах от 5 до 250 об/мин.

#### Техническая характеристика станка

Диаметр планшайбы, мм . . . . .	1120
Размеры обрабатываемых деталей, мм:	
диаметр . . . . .	До 1250
высота . . . . .	До 1000
Число частот вращения планшайбы . . . . .	18
Пределы частот вращения планшайбы, об/мин . . . . .	5—250
Число подач суппортов . . . . .	16
Пределы подач суппортов, мм/об . . . . .	0,07—12,5
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	30
Частота вращения электродвигателя главного движения, об/мин . . . . .	1460
Масса станка, т . . . . .	16
Габаритные размеры станка, мм	
длина . . . . .	2750
ширина . . . . .	2975
высота . . . . .	4100

Подачи суппортов (револьверного и бокового) заимствуются от планшайбы через две независимые коробки подач с одинаковой кинематикой. Каждая коробка оснащена восемью электромагнитными муфтами, переключение которых дает возможность получить 16 величин подач для обоих суппортов.

Горизонтальная подача револьверного суппорта. От вала VIII планшайбы через передачу 28—27, конические передачи 26—25, 24—23, передачу 29—30 и конические пары колес 31 и 53 движение передается на вал XII коробки подач (показана отдельно наверху слева). От коробки подач вращение получает вал XX механизма суппорта и далее через зубчатые колеса 52 и винтовую пару 65 горизонтальную подачу получает револьверный суппорт.

Вертикальная подача револьверного суппорта. От вала VIII планшайбы до вала XXI коробки подач вращение осуществляется по той же цепи; далее через конические зубчатые колеса 55—56, цилиндрическую пару колес 57, коническую пару 58 и винтовую пару 59 движение подачи получает револьверный суппорт.

Горизонтальная подача бокового суппорта. Как и прежде, движение идет от вала VIII планшайбы до вала XII коробки подач, затем через коробку подач на вал XX и далее через зубчатые колеса 39—41 и винтовую пару 42 получает подачу боковой суппорт.

Вертикальная подача бокового суппорта. От вала планшайбы до вала XII коробки подач движение идет по той же цепи, затем через коробку подач вращение получает вал XXI механизма суппорта и через конические зубчатые колеса 35—36 и винтовую пару 43 получает подачу боковой суппорт.

Ускоренное перемещение оба суппорта получают от отдельного электродвигателя 104. Подъем и опускание траверсы осуществляются двумя ходовыми винтами 48—49 от электродвигателя 105.



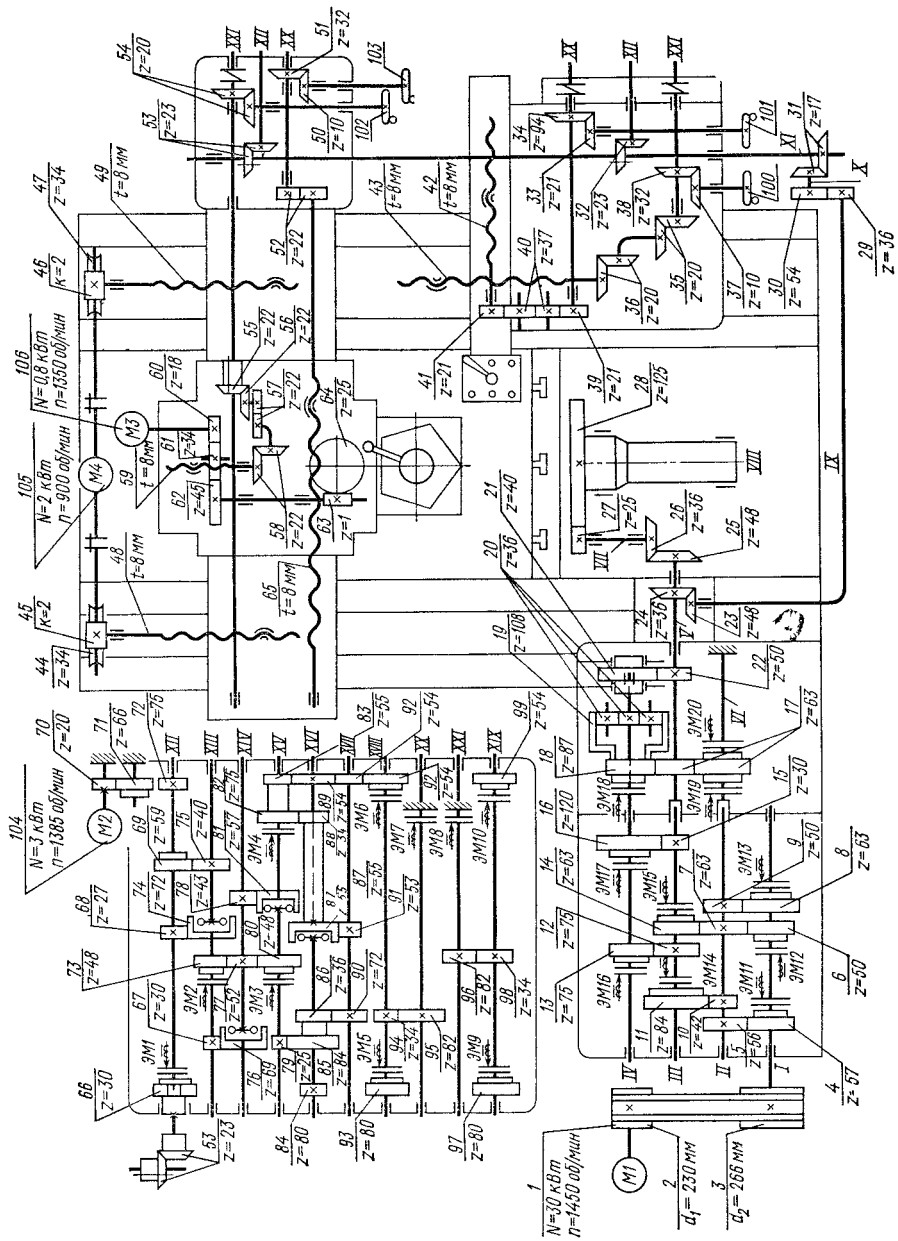
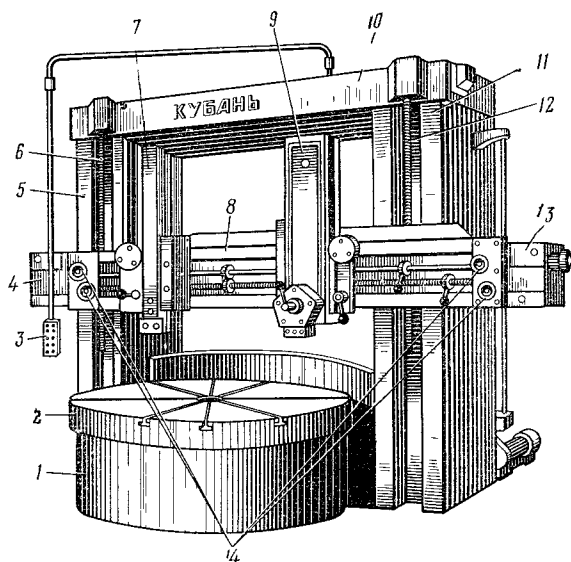


Рис. 23. Кинематическая схема станка мод. 1512

Рис. 24. Двухстоечный токарно-карусельный станок мод. 1525



Поворот револьверной головки вертикального суппорта производится от электродвигателя 106 через зубчатые колеса 60 – 61 – 62 и червячную пару 63 – 64

Ручное перемещение револьверному суппорту сообщают от маховичков 102 и 103, а боковому суппорту – от маховичков 100 и 101.

Двухстоечный токарно-карусельный станок мод. 1525. Отечественные двухстоечные токарно-карусельные станки выпускаются мод. 1520, 1Л525, 1525, 1Л532, имеющих унифицированные узлы и отличающихся в основном своими габаритными размерами, массой и размерами обрабатываемых деталей.

Общий вид токарно-карусельного станка мод. 1525 показан на рис. 24. Станок имеет следующие основные узлы: стол 1, планшайбу 2, стойки 5 и 11, скрепленные между собой балкой 10. По вертикальным направляющим стоек с помощью вертикальных ходовых винтов 6 и 12 от отдельного электродвигателя может перемещаться траверса 8. По ее горизонтальным направляющим могут перемещаться два вертикальных револьверных суппорта 7 и 9. Суппорты приводятся в движение двумя одинаковыми коробками подач 4 и 13. В обычном исполнении станок не имеет бокового суппорта. С подвесной кнопочной станции 3 производят дистанционное управление станком. Маховичками 14 осуществляют ручное перемещение суппортов. Коробки скоростей и подач оснащены электромагнитными муфтами, которые облегчают управление станком и работу суппортов станка по упорам.

По особому заказу для станка могут быть поставлены боковой суппорт с коробкой подач; правый вертикальный неповоротный суппорт; приспособление для обработки фасонных поверхностей; приспособление для нарезания резьбы; приспособление для работы по упорам.

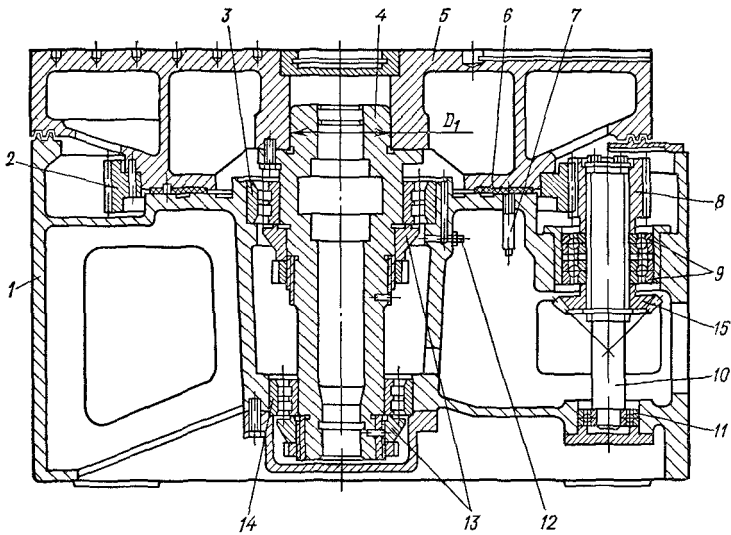


Рис. 25. Стол токарно-карусельного станка

#### Техническая характеристика станка

Размеры обрабатываемой детали, мм	
диаметр . . . . .	2500
высота . . . . .	1600
Число суппортов . . . . .	2
Число частот вращения планшайбы . . . . .	18
Пределы частот вращения планшайбы, об/мин . . . . .	1,6—80
Число подач суппортов . . . . .	18
Пределы подач суппортов, мм/об . . . . .	0,09—16

Стол станка. На рис. 25 показана конструкция стола рассматриваемого станка. В корпусе 1 установлен шпиндель 4, верхней и нижней опоры которого служат подшипники 3 и 14, регулируемые гайками 13. На шпинделе установлена планшайба 5, сцентрированная по диаметру  $D_1$ . Вал 10 с конической шестерней 15 и цилиндрической 8 установлен в корпусе на опорах 9 и 11. Вращение с коробки скоростей передается на планшайбу через шестерни 15, 8 и 2. Осевые нагрузки, действующие на планшайбу, воспринимают плоские направляющие 6 с текстолитовыми накладками. Смазка направляющих и подшипника 3 принудительная, через штуцера 7 и 12. Остальные опоры смазываются стоком масла. Выточка в планшайбе сделана для возможности центрирования приспособлений.

## Сверлильные и расточные станки

Сверлильные станки предназначены для сверления глухих и сквозных отверстий, рассверливания, зенкерования, развертывания, растачивания и нарезания резьбы. Основными формообразующими движениями при сверлильных операциях являются главное движение (вращательное)  $v$  и движение подачи  $s$  шпинделя станка (рис. 26,а). Кинематические цепи, осуществляющие эти движения, имеют самостоятельные органы настройки  $i_v$  и  $i_s$ , посредством которых устанавливается необходимая частота вращения инструмента и его подача.

Сверлильные станки подразделяются на вертикально-сверлильные настольные и на колонные, радиально-сверлильные, для глубокого сверления, центровальные и многошпиндельные. Настольные станки строят для сверления отверстий в стальных деталях ( $\sigma_B = 500 \div 600$  МПа) наибольшего условного диаметра 3; 6; 12 и 16 мм, вертикально-сверлильные и радиально-сверлильные станки — для сверления отверстий диаметром 18; 25; 35; 50 и 75 мм. Вылет радиально-сверлильных станков составляет 1300–2000 мм.

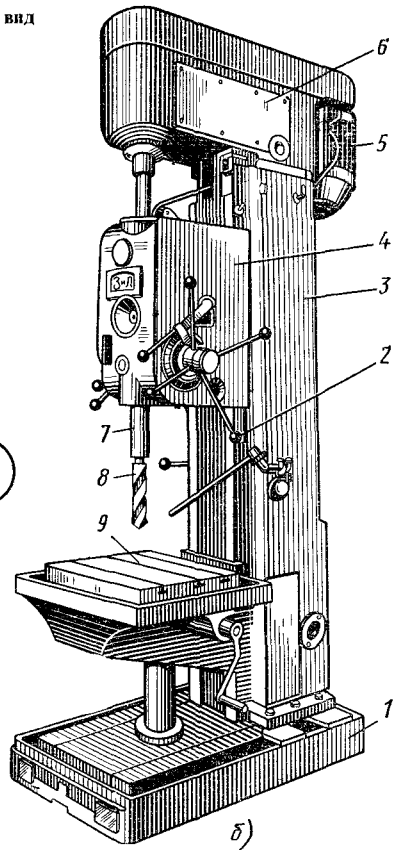
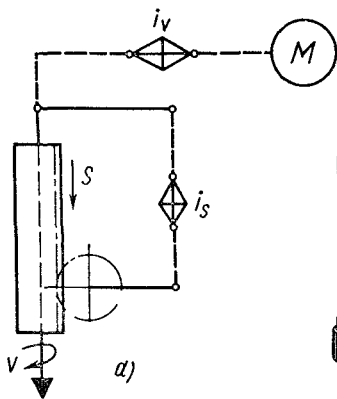
### 1. Вертикально-сверлильные станки

Общий вид наиболее распространенного универсального одношпиндельного вертикально-сверлильного станка показан на рис. 26,б. Станок предназначен для работы в основных производственных цехах, а также в условиях единичного и мелкосерийного производства в ремонтно-механических и инструментальных цехах.

На фундаментной плите 1 смонтирована колонна 3 коробчатой формы. В ее верхней части размещена шпиндельная головка 6, несущая электродвигатель 5 и шпиндель 7 с инструментом 8. На вертикальных направляющих колонны установлена шпиндельная бабка 4, внутри которой размещен механизм подачи, осуществляющий вертикальное перемещение шпинделя. Поднимать и опускать шпиндель можно механически и с помощью штурвала 2 вручную. Для установки и закрепления приспособления с обрабатываемыми заготовками имеется стол 9. Его можно устанавливать на различной высоте, в зависимости от размеров обрабатываемых деталей.

На рис. 27 представлена кинематическая схема вертикально-сверлильного станка 2Н118. Частота вращения шпинделя изменяется с помощью коробки скоростей. Приемный вал I вращается от электродвигателя 38 через передачу 1–2. Движение вала II сообщает одна из трех пар зубчатых

Рис. 26. Структурная схема и общий вид токарно-сверлильного станка



колес 3–4, 5–6 и 7–8. Дальнейшее вращение передается одной из кинематических цепей 9–10, 8–11 или 12–13. Конечный вал III коробки скоростей представляет собой полу гильзу, шлицевое отверстие которой передает вращение шпинделю IV. В итоге шпиндель имеет девять различных значений частот вращения в пределах 177–2840 об/мин. Реверсирование шпинделя, необходимое при резьбонарезных работах, осуществляется реверсированием электродвигателя.

Рабочая программа шпинделя осуществляется с помощью реечной передачи. Реечное колесо 29 находится в зацеплении с рейкой пиноли 30. При вращении колеса пиноль перемещается вертикально вместе со шпинделем. Станок имеет шесть различных подач, осуществляемых от шпинделя через цилиндрические зубчатые колеса 14–15 и коробку подач. Вращение валу VI сообщает одна из трех передач 16–17, 18–19, 20–21 и далее валу VII одна из двух передач 22–23 или 21–24. Зубчатая передача 25–26 и червячная пара 27–28 сообщают вращение реечному колесу 29.

Коробка скоростей и подач, шпиндель и механизм подач смонтированы внутри сверлильной головки, которая может перемещаться вдоль колонны при вращении соответствующей рукоятки через червячную 31–32 и рееч-

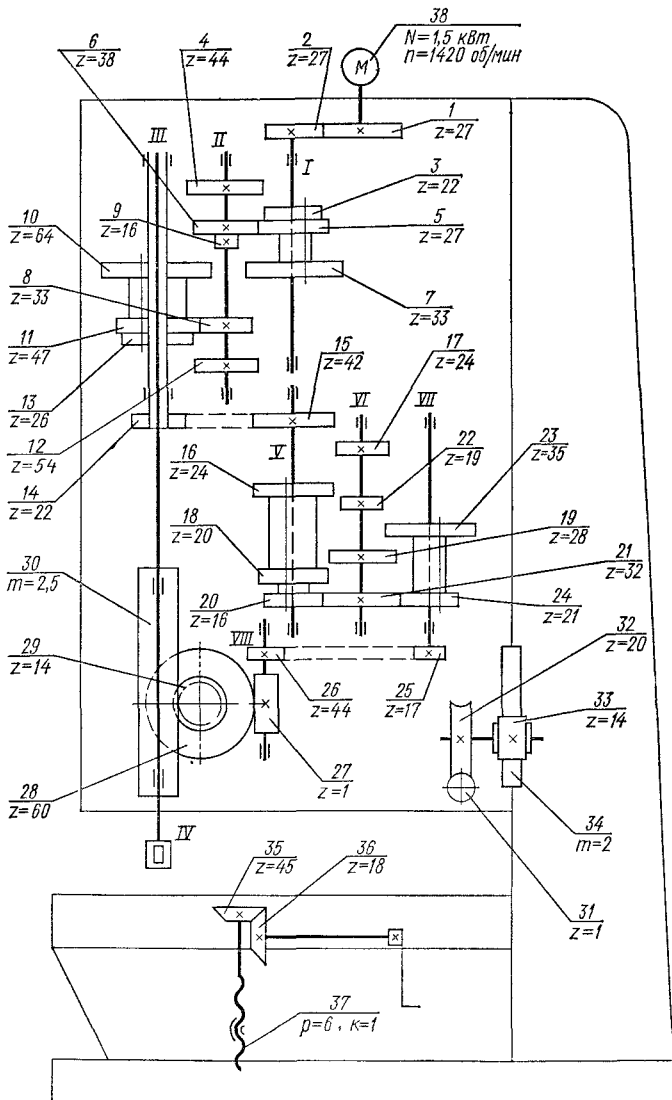


Рис. 27. Кинематическая схема вертикально-сверлильного станка мод. 2Н118

ную 33–34 пары. Вертикальное перемещение стола производится также вручную поворотом рукоятки через коническую 36–35 и винтовую 37 пары.

## 2. Радиально-сверлильные станки

Перемещение по плоскости стола крупногабаритных и тяжелых деталей сопряжено с большими неудобствами и потерей времени. Поэтому при обработке большого числа отверстий в таких деталях применяют радиаль-

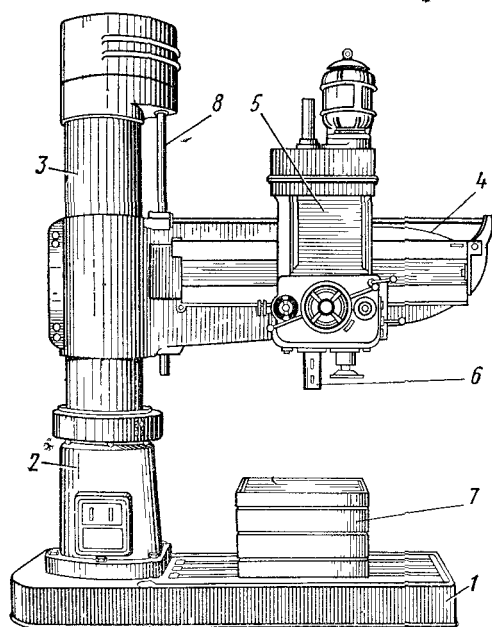
но-сверлильные станки (рис. 28). При работе на них деталь остается неподвижной, а шпindel со сверлом перемещается относительно детали и устанавливается в требуемое положение. На фундаментной плите 1 такого станка установлена тумба 2 с неподвижной колонной, на которую надета гильза 3, поворачивающаяся вокруг колонны на 360°. На гильзе смонтирована траверса 4, которая имеет горизонтальные направляющие для перемещения сверлильной головки 5. Внутри головки размещены коробки скоростей и подач и узел шпинделя 6. На передней крышке расположены органы управления.

Обрабатываемые детали устанавливают на столе 7 или непосредственно на верхней плоскости фундаментной плиты. Шпindel 6 со сверлильной головкой может перемещаться в горизонтальном направлении, а вместе с траверсой 4 и гильзой 3 поворачиваться вокруг оси неподвижной колонны. Эти два движения обеспечивают установку инструмента по любым координатам. С помощью винта 8 траверса поднимается или опускается по гильзе и закрепляется на любой высоте. Гильза, в свою очередь, может быть зажата на колонне, а сверлильная головка — на траверсе. Перед сверлением отверстия гильзу и сверлильную головку фиксируют, а по окончании обработки освобождают. Механизмы зажима размещены в нижней части гильзы, над тумбой 2 и в сверлильной головке 5.

### 3. Многошпиндельные сверлильные станки и головки

Для одновременного сверления нескольких отверстий применяют многошпиндельные станки и головки. В машиностроении наши распространение два вида многошпиндельных головок для оснащения универсальных вертикально-сверлильных станков и для агрегатных станков.

На рис. 29,а показана компоновка узлов многошпиндельной сверлильной головки с неподвижными шпинделями.



Шпиндели 1, число и расположение которых зависит от числа отверстий обрабатываемой детали, смонтированы в корпусе 2 головки. Привод их осуществляется от центрального, ведущего колеса 3 (рис. 29,б). Головку устанавливают на станке следующим образом. Диноль сверлильного станка оснащают фланцем 4. К нему прикрепляют корпус 2 головки. На конце ведущего вала 5 сделаны лыски, которыми он заходит в прямоугольный паз шпинделя 6 станка. Следовательно, шпindel станка вра-

Рис. 28. Радиально-сверлильный станок

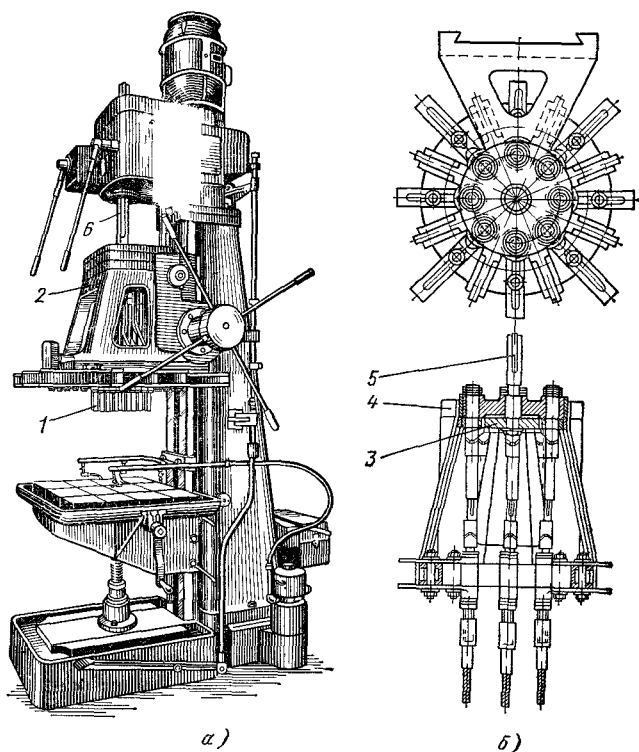


Рис. 29. Многошпиндельные головки

щает все шпиндели головки, а пиноль сообщает ей подачу. У многих универсальных станков пиноль не имеет фланца, а шпиндель — прямоугольного паза. В таких случаях фланец 4 делают насадным, а вал 5 — с хвостовиком, размер которого соответствует конусу в шпинделе.

#### 4. Горизонтально-расточные станки

Расточные станки предназначены для обработки деталей в условиях единичного и серийного производства. Это широкоуниверсальные станки, на которых можно производить черновое и чистовое растачивание отверстий, обтачивание наружных цилиндрических поверхностей и торцов отверстий, сверление, зенкерование и развертывание отверстий, фрезерование плоскостей, нарезание резьбы и другие операции. Большое разнообразие различных видов обработки, производимой на расточных станках, позволяет в ряде случаев проводить полную обработку детали без перестановки ее на другие станки, что особенно важно для тяжелого машиностроения.

Характерной особенностью расточных станков являются наличие горизонтального (или вертикального) шпинделя, который совершает движение осевой подачи. В шпинделе крепится режущий инструмент — борштанга с резцами, сверло, зенкер, фреза, метчик и др. Широкое применение полу-



**Рис. 30.** Горизонтально-расточный станок с программным управлением мод. 2Б622МФ-2

чают расточные станки с программным управлением, сокращающим время их переналадки, повышающим производительность труда и качество обработки.

В зависимости от характера выполняемых операций, назначения и конструктивных особенностей расточные станки подразделяют на универсальные и специализированные. В свою очередь, универсальные станки разделяются на горизонтально-расточные, координатно-расточные и алмазно-расточные (отделочно-расточные). Для всех типов станков наиболее существенным параметром, определяющим все основные размеры станка, является диаметр расточного шпинделя.

Формообразующими движениями в расточных станках являются вращение шпинделя и движение подачи. Подача сообщается либо инструменту, либо заготовке, в зависимости от условий обработки. Вспомогательными движениями являются установочные перемещения шпиндельной бабки в вертикальном направлении, установочное перемещение стола в продольном и поперечном направлениях, установочное перемещение задней стойки с люнетом, перемещение люнета по стойке и т. д.

На рис. 30 показан общий вид горизонтально-расточного станка 2Б622МФ-2 с числовым программным управлением. Станок предназначен для консольной обработки преимущественно корпусных деталей из черных и цветных металлов и сплавов, имеющих точные отверстия и связанных между собой точными расстояниями. На станке можно производить сверление, растачивание, зенкерование, развертывание, фрезерование, нарезание резьб метчиками. Станок оснащен специальными оправками с радиальной подачей резца, позволяющими производить расточку отверстий разного диаметра, прямую и обратную подрезку торцов, обработку внутренних выточек, канавок, конусов и т. п. Станок имеет магазин 1 с гнездами для установки 100 инструментов и манипулятор 2 для автоматической смены инструментов.

Обработка изделий может производиться в режиме как программного, так и ручного управления. По программе производится перемещение шпиндельной бабки 3 вертикально, стола 4 продольно и поперечно, пово-

рот стола, перемещение скалки шпинделя 5, управление частотой вращения шпинделя и скоростью перемещения рабочих подач подвижных узлов станка, автоматическая смена инструментов. В станке использованы электрические приводы подач постоянного тока с широким диапазоном изменения скорости подачи и установочных перемещений с тиристорным управлением. Привод главного движения осуществляется от мощного двигателя постоянного тока с тиристорным управлением и коробкой скоростей с тремя механическими диапазонами и электрогидравлическим механизмом их переключения. Величины подачи и частоты вращения шпинделя могут меняться в процессе резания.

## 5. Координатно-расточные станки

Координатно-расточные станки предназначены для обработки отверстий в кондукторах, приспособлениях и деталях, для которых требуется высокая точность взаимного расположения отверстий. Наряду с растачиванием на станках могут выполняться сверлильные операции, чистовое фрезерование, разметка и проверка линейных размеров, в частности межцентровых расстояний. Применяя поставляемые со станком поворотные столы и другие принадлежности, можно, кроме того, обрабатывать отверстия, заданные в полярной системе координат, наклонные и взаимно перпендикулярные отверстия и протачивать торцовые поверхности.

Координатно-расточный станок мод. 2Д450 оборудован оптическими устройствами, позволяющими отсчитывать целую и дробную части координатного размера. Станок может использоваться как в инструментальных, так и в производственных цехах для точной обработки деталей без специальной оснастки. В условиях нормальной эксплуатации станок обеспечивает точность установки межцентровых расстояний в прямоугольной системе координат 0,004 мм и в полярной системе — 5 угловых секунд. Точность расстояний между осями отверстий, обработанных в нормальных для координатного растачивания условиях, 0,006 мм.

Установку оси отверстия на изделии относительно оси шпинделя на требуемую координату осуществляется движением стола или салазок, перемещение которых контролируется специальным оптическим устройством. Последнее базируется на точных линейках, закрепляемых в одном случае на столе (подвижная линейка), в другом — на станине (неподвижная линейка). Линейка стола имеет 1000 высокоточных делений через 1 мм, линейка станины — 630 делений. Штрихи делений проектируются на матовый экран с 75-кратным увеличением. Для оценки сотых долей одного интервала линейки в плоскости экрана имеется шкала со 100 делениями. Для получения отсчета большей точности на экране имеется дополнительная шкала, позволяющая производить отсчет до 0,001 мм.

На рис. 31 приведена схема хода лучей в оптическом отсчетном устройстве продольного хода. Лучи от источника света 1 через линзы 2, 3 направленным пучком падают на продольный масштаб 4, за которым расположен объектив 5. Объектив направляет лучи на призму 6 приведения отсчета к нулю. Пройдя призму, лучи попадают в окуляр 7 и, отразившись от зеркала 8, направляются на экран 9.

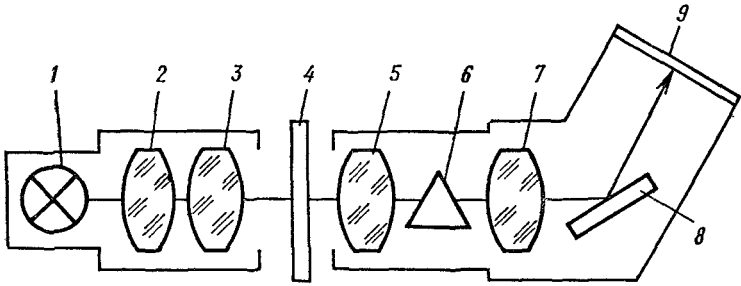


Рис. 31. Схема хода лучей в оптическом отсчетном устройстве продольного хода

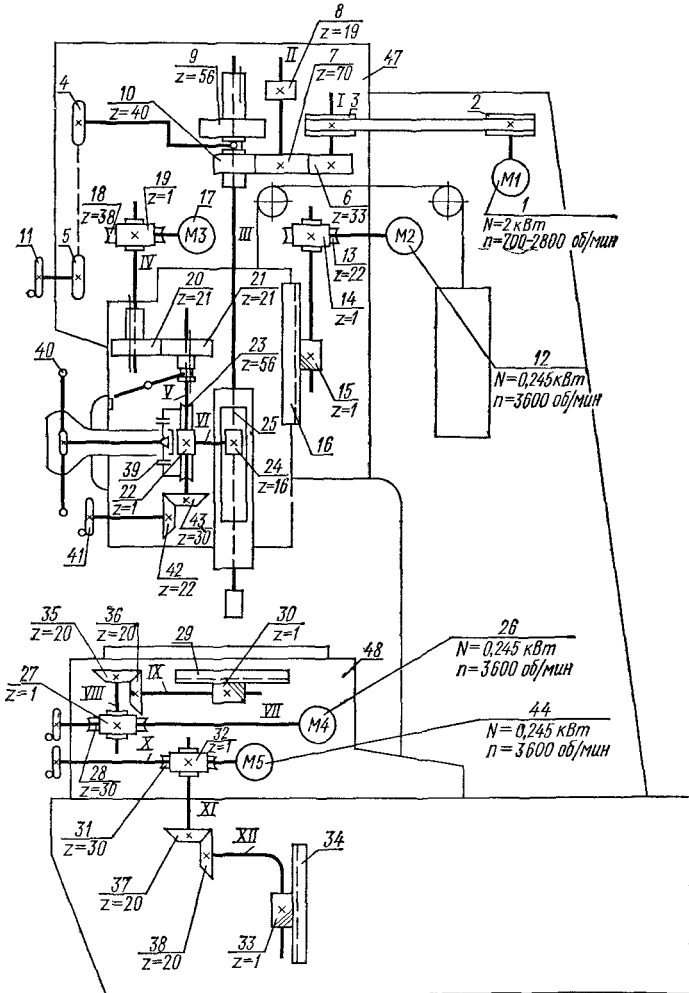


Рис. 32. Кинематическая схема станка мод. 2Д450

На рис. 32 показана кинематическая схема станка мод. 2Д450. Цепь главного движения определяет вращение шпинделя с режущим инструментом, которое осуществляется от регулируемого электродвигателя постоянного тока 1 через ременную передачу 2—3, вал I, зубчатые колеса 6—7, вал II, колеса 8—9 или 7—10 на шпиндель III. Частота вращения шпинделя изменяется бесступенчато путем регулирования электродвигателя 1 в пределах 700—2800 об/мин. Переключение ступеней частоты вращения двухступенчатой коробкой скоростей производится маховичком 11 через цепную передачу 4—5. Частота вращения контролируется тахогенератором, установленным на валу I.

Вертикальная подача гильзы шпинделя осуществляется от отдельного электродвигателя 17 постоянного тока с широким диапазоном регулирования. Вращение через червячную передачу 18—19, шлицевый вал IV, зубчатые колеса 20—21, вал V и червячную пару 22—23, фрикционную муфту 39 и вал VI передается на зубчатое колесо 24, находящееся в зацеплении с рейкой 25 гильзы шпинделя. Рукоятками 40 при выключенной муфте можно вручную производить подъем или опускание гильзы шпинделя. Для более точных перемещений гильзы имеется маховичок 41, связанный с валом V коническими колесами 42—43. Автоматическое выключение подачи гильзы шпинделя при достижении заданной глубины сверления осуществляется отключением электродвигателя 17 микропереключателем.

Установочное перемещение шпиндельной головки производится от асинхронного электродвигателя 12 через червячную передачу 13—14 и ременную 15—16. Перемещение заготовки в прямоугольной системе координат производится за счет перемещения стола в продольном направлении и салазок — в поперечном от двух независимых электродвигателей постоянного тока 44 и 26 через аналогичные червячные передачи 27—28 и 31—32, конические передачи 35—36 и 37—38, ременные передачи 29—30 и 33—34.

Для закрепления стола, салазок и шпиндельной головки в нужных положениях применены унифицированные зажимы.

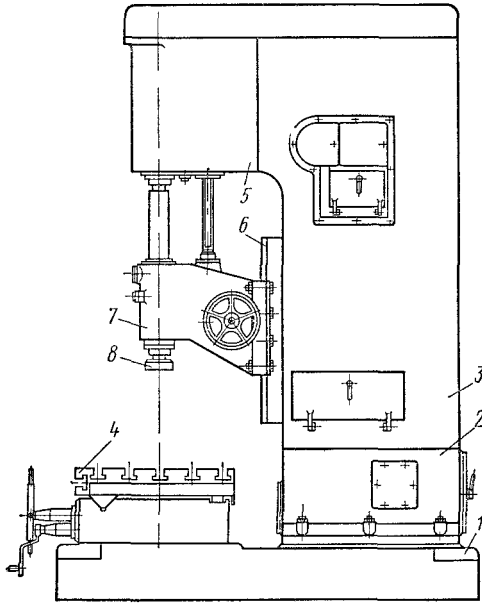
## 6. Алмазно-расточные станки

Алмазно-расточные станки предназначены для финишной обработки отверстий. Тонкое (алмазное) растачивание обеспечивает высокую точность геометрической формы отверстий и малую шероховатость поверхности. Эти станки применяют для растачивания корпусных деталей станков, цилиндров авиационных и автомобильных двигателей и других деталей. В зависимости от расположения оси вращения шпинделя станки подразделяются на вертикальные и горизонтальные, по числу шпинделей — на одношпиндельные и многошпиндельные.

Главным движением в алмазно-расточных станках является вращение расточного шпинделя с инструментом. Движение подачи в горизонтальных станках сообщается столу, на котором закрепляется заготовка, в вертикальных станках — шпинделю. В специализированных горизонтальных алмазно-расточных станках движение подачи иногда сообщается шпиндельным головкам, в то время как заготовка остается неподвижной.

Шпиндели алмазно-расточного станка монтируют в прецизионных

Рис. 33. Алмазно-расточный станок



подшипниках качения или скольжения. В конструкциях шпиндельных головок для компенсации износа подшипников предусматривается автоматическая выборка зазора.

На рис. 33 показан алмазно-расточный вертикальный станок, предназначенный для тонкого растачивания отверстий цилиндров блока автомобильного или тракторного двигателя алмазным инструментом или резцами из твердого сплава. Этот станок имеет массивную жесткую конструкцию, что уменьшает вибрации, возникающие от быстровращающихся механизмов.

На фундаментной плите 1 монтируется тумба 2, а на ней — вертикальная станина 3. На передней части плиты имеются Т-образные пазы для закрепления стола 4. На плите внутри тумбы 2 установлен электродвигатель для привода главного движения. Внутри тумбы имеются насосы для охлаждающей жидкости и смазки, а также электроаппаратура. Внутри станины 3 размещены коробки скоростей и подачи, а сфере, на наружной верхней ее части установлена и закреплена шпиндельная головка 5. По двум прямолинейным направляющим 6 вертикальной станины может перемещаться кронштейн 7 со шпинделем 8.

От электродвигателя через клиноременную передачу, коробку скоростей и плоскоремennую передачу шпиндель станка с борштангой получает шесть различных значений частот вращения в пределах 225—550 об/мин. Настройка шпинделя с борштангой на различную частоту вращения производится при помощи сменных зубчатых колес коробки скоростей.

Коробка подачи также является самостоятельным узлом, смонтированным внутри станины в верхней ее части. Кроме механизма переключения рабочих подач шпинделя с борштангой, в коробке подачи находятся механизмы ускоренной его подачи и автоматического переключения шпинделя с ускоренного подвода на рабочую подачу и на ускоренный возврат в исходное вертикальное положение.

Отечественное станкостроение изготавливает достаточно широкий комплект расточных станков. В частности, горизонтально-расточные станки имеют шпиндели диаметром 80—320 мм, размеры рабочих поверхностей столов координатно-расточных станков колеблются от 160 × 280 до 1400 × 2200 мм.

## Фрезерные станки

Фрезерные станки предназначены для выполнения широкого круга операций. Они позволяют обрабатывать наружные и внутренние фасонные поверхности, прорезать прямые и винтовые канавки, фрезеровать зубья зубчатых колес и пр. Различают две основные группы фрезерных станков: универсальные (общего назначения) и специализированные. К первым относятся горизонтально-фрезерные, вертикально-фрезерные и продольно-фрезерные станки, ко вторым — шпоночно-фрезерные, шлице-фрезерные, карусельно-фрезерные и другие станки.

### 1. Горизонтально-фрезерные станки

Горизонтально-фрезерные станки характеризуются горизонтальным расположением шпинделя (рис. 34). На фундаментной плите 1 установлена станина 2, внутри которой размещен механизм главного движения с приводом от электродвигателя и коробка скоростей 3. В вертикальных направляющих станины смонтирована консоль 5, которая может перемещаться вертикально по направляющим станины. На горизонтальных направляющих консоли установлены поперечные салазки 6, на них — поворотная плита 7, а в направляющих последней — продольный (рабочий) стол 8. Таким образом, деталь, установленная на столе, в тисках или приспособлении, может получить подачу в трех направлениях. Наличие поворотной плиты позволяет поворачивать рабочий стол в горизонтальной плоскости и устанавливать его на требуемый угол. Некоторые горизонтально-фрезерные станки не имеют поворотной плиты. Такие станки называют простыми, в отличие от универсальных. Привод подач стола от отдельного электродвигателя и коробка подач 4 размещены внутри консоли 5.

На рис. 35 показана кинематическая схема широкоуниверсального горизонтально-фрезерного станка мод. 6P82Ш. Привод главного движения электродвигатель 69 передает вращение шпинделю V следующими переключениями трехблочных зубчатых колес: от вала I колесами 1—2 на вал II, колесами 7—8 или 5—6 или 3—4 на вал III, затем колесами 11—12 или 9—10 или 6—13 на вал IV и далее колесами 16—17 или 14—15 на шпиндель 5.

Электродвигатель 63 с помощью передач 18—19, 20—21 вращает вал III, и далее через зубчатые колеса 22—23, 24—25 или 26—27, 27—28, 29—30 или же 31—32 вращение передается валу X. Отсюда движение на вал XI может быть передано через пару колес 33—34 (колесо 33 смещается вправо для сцепления с муфтой 75) или через перебор, состоящий из колес

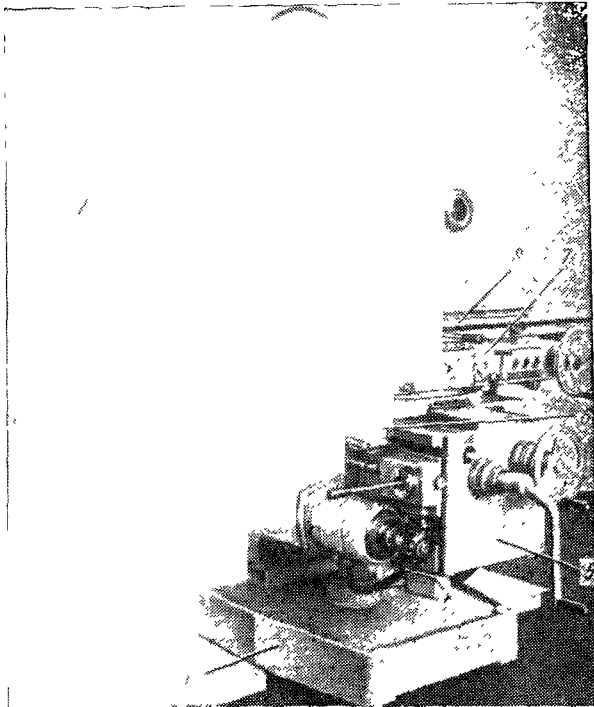


Рис. 34. Горизонтально-фрезерный станок мод. 6P82Ш

35—36, 37—33 и 33—34 (при этом колесо 33 занимает положение, показанное на схеме). Широкое колесо 34 свободно насажено на вал XI и передает ему вращение при включении муфты 64. При включении дисковой фрикционной муфты 67 вал XI может получить быстрое вращение, необходимое для осуществления ускоренных ходов. Цепь быстрого вращения приводится от электродвигателя 63 и состоит из группы передач 18—19, 19—52 и 52—53. Муфты 67 и 64 заблокированы: при включении первой муфты вторая выключается, и наоборот. Перемещения стола осуществляются с помощью винтовых механизмов: продольное — 54—55, поперечное — 56—57 и вертикальное — 58—59. Гайка 55 закреплена в верхних салазках, гайка 57 — в консоли, гайка 59 — в тумбе 66.

Цепь продольной подачи соединяет вал XI с ходовым винтом 54 через передачи 38—39, 40—41—42, 43—44, 45—46 (на схеме стол повернут на 90°). Цепь поперечной подачи состоит из зубчатых колес 38—39, 40—41—42—47. Цепь вертикальной подачи включает зубчатые колеса 38—39, 40—41, 48—49 и 50—51. Для включения и выключения перемещений стола служат муфты 62, 65 и 70.

Станок оснащен шпиндельной головкой 96, смонтированной на подвижном хоботе и имеющей привод от электродвигателя 75. Шпиндельная головка может поворачиваться под любым углом в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Она служит для обработки деталей, размеры которых превышают габарит стола. Привод шпиндельной головки располо-

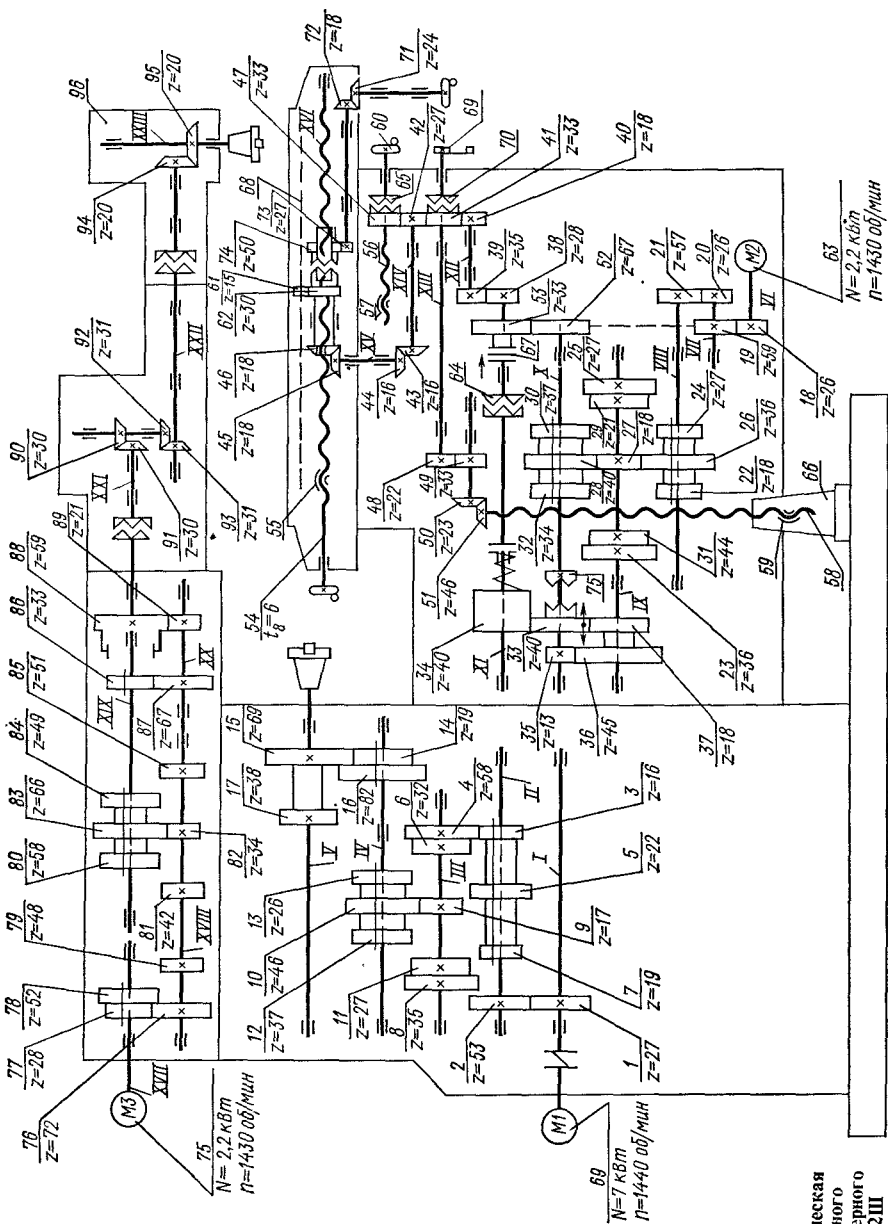


Рис. 35. Кинематическая схема универсального горизонтально-фрезерного станка мод. 6Р82Ш



жен внутри хобота. Движение от электродвигателя 75 передается коробке скоростей 76—89, обеспечивающей 11 скоростей, а от нее, через ряд конических колес 90 ... 95 шпинделю головки.

Для привода делительной головки, устанавливаемой на столе, имеется вал 68, приводимый во вращение от гайки 46 через колеса 61—62.

## 2. Вертикально-фрезерные станки

Вертикально-фрезерные станки отличаются от горизонтально-фрезерных вертикальным расположением оси шпинделя и поэтому строятся обычно на одной базе с ними, имея много унифицированных деталей и узлов. Вертикально-фрезерный станок имеет свою конструкцию станины и шпиндельного узла, а в кинематической схеме привода главного движения пару конических зубчатых колес, передающих вращение на шпиндель. Устройство консольного стола этого станка такое же, как у горизонтально-фрезерного, за исключением наличия поворотной плиты, которой у вертикально-фрезерных станков нет.

Существуют другие типы станков данной группы, у которых шпиндель смонтирован не в станине, а в специальной головке. Головка может поворачиваться в вертикальной плоскости. В этом случае ось шпинделя можно устанавливать под углом к плоскости рабочего стола. У некоторых станков головка вместе со шпинделем может перемещаться в вертикальной плоскости.

## 3. Продольно-фрезерные станки

Продольно-фрезерные станки (рис. 36) предназначены для обработки плоскостей крупногабаритных деталей. На станине 1 этих станков смонтированы две вертикальные стойки 2 и 3, скрепленные в некоторых станках поперечной балкой. На вертикальных направляющих стоек расположены фрезерные головки 4 и 5 с горизонтальной осью шпинделя и траверса (поперечина) 6. На направляющих траверсы установлены две фрезерные головки 7 и 8 с вертикальной осью шпинделя. Обрабатываемую деталь устанавливают на столе 9, который смонтирован на направляющих станины 1.

Главным движением в станке является вращение шпинделей. Каждая фрезерная головка имеет самостоятельный привод: электродвигатель и коробку скоростей. Шпиндели допускают смещение их вдоль оси и могут быть установлены под углом. Продольную подачу имеет стол 9, поперечную — головки 7 и 8, а вертикальную — головки 4 и 5. Привод движения подачи для всех головок один. Траверсу 6 устанавливают на требуемой высоте и зажимают. Во время работы она неподвижна.

## 4. Универсальные делительные головки

Универсальные делительные головки предназначены для периодического поворота обрабатываемой заготовки вокруг оси (деление) и для непрерывного ее вращения, согласованного с продольной подачей стола при нарезании винтовых канавок.

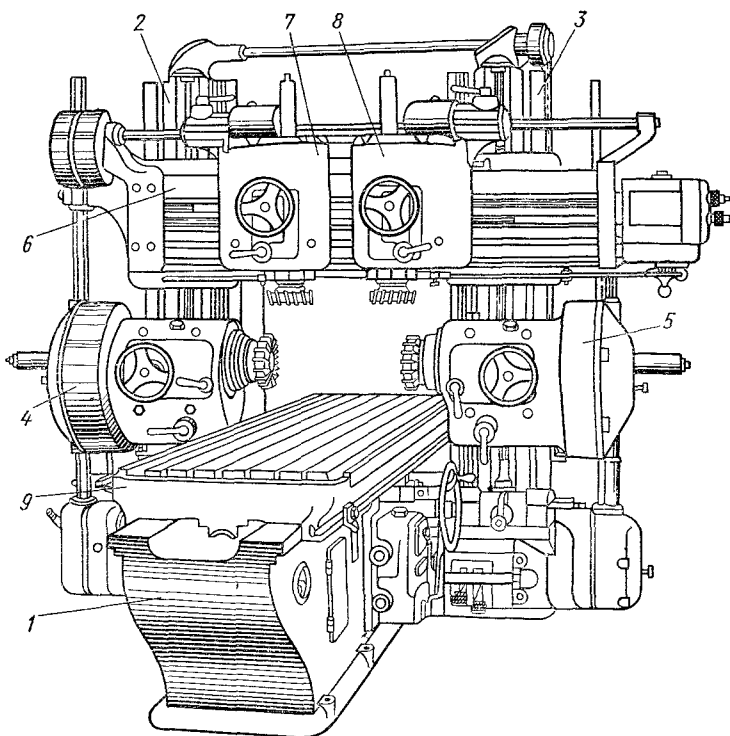


Рис. 36. Продольно-фрезерный станок

На рис. 37,а показана схема обработки детали с использованием делительной головки. Заготовка 1 (в данном случае зубчатое колесо) установлена на оправке в центрах шпинделя делительной головки 2 и задней бабки 3. Модульной дисковой фрезе 8 сообщают вращение, а рабочему столу — продольную подачу, в результате чего будет обработана впадина между двумя соседними зубьями. Возвратив стол в исходное положение, заготовку поворачивают на угол, соответствующий шагу зубчатого колеса. Так продолжают работу до тех пор, пока не будут профрезерованы все впадины.

Поворот заготовки и ее фиксирование осуществляются делительной головкой. Внутри корпуса головки смонтирован шпиндель 4, который периодически поворачивают, вращая рукоятку 5. Положение рукоятки фиксируется делительным диском (лимбом) 6 с рядами отверстий, равномерно расположенных по концентрическим окружностям. В любое из этих отверстий может заходить пружинный фиксатор рукоятки. К головке иногда прилагается несколько дисков с различным количеством рядов и отверстий к каждому ряду. Одна из конструкций головки имеет двухсторонний диск, на каждой стороне которого расположено по 11 окружностей со следующими числами глухих отверстий: 24—25—28—30—34—37—38—39—41—42—43 и 46—47—49—51—53—54—57—58—59—62—66.

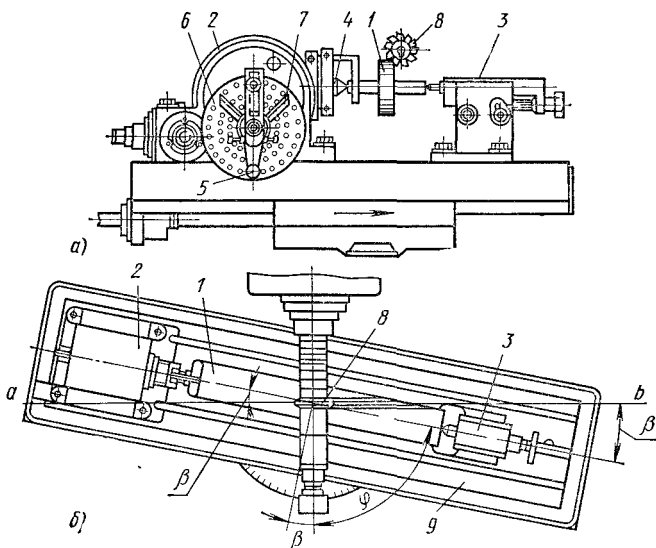


Рис. 37. Схемы обработки деталей в делительных головках

Различают лимбовые и безлимбовые головки; первые получили наибольшее распространение. На рис. 38 показаны кинематические схемы лимбовых (рис. 38, а–в) и безлимбовых (рис. 38,з) делительных головок. Вращение шпинделя передается от рукоятки 1 через группы зубчатых колес 3–6 и червячную передачу 7–8. Положение рукоятки при повороте на необходимый угол фиксируется делительным диском 2. Передаточное отношение всех передач, кроме червячной и сменных колес, обычно равно единице.

Существуют три способа настройки универсальных делительных головок: для непосредственного, простого и дифференциального делений.

**Непосредственное деление.** На шпинделе делительной головки установлен диск, имеющий определенное число пазов на равных расстояниях друг от друга. Диск поворачивают рукояткой. При 12 пазах диска шпиндель головки можно повернуть на  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{3}$ ,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{6}$  и  $\frac{1}{12}$  оборота, т. е. делить окружность на 2, 3, 4, 6 и 12 частей. Таким образом, область использования непосредственного деления весьма ограничена.

**Простое деление** (рис. 38,а) применяют в тех случаях, когда передаточное отношение цепи между валом с рукояткой и шпинделем головки может быть выражено в виде простой дроби. Если  $z$  — число равных частей, на которое необходимо произвести деление, то величина периодического вращения шпинделя головки составит  $1/z$  оборота. Для этого рукоятку 1 нужно повернуть относительно неподвижного диска 2 на  $n_p$  оборотов, т. е.

$$\frac{1}{z} = n_p \frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8}. \quad (13)$$

Обозначая

$$\frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{N}$$

и решая уравнение (13), найдем потребное число оборотов рукоятки

$$n_p = N/z.$$

Величину  $N$  называют характеристикой головки. Чаще всего  $N = 40$ . Полученное значение  $n_p$  выражают в виде простой дроби:

$$n_p = N/z = A/B, \quad (14)$$

где  $B$  — число отверстий, на одной из окружностей делительного диска;  $A$  — число отверстий, на которое нужно повернуть рукоятку.

При отсчете делений на диске пользуются раздвижным сектором 7 (см. рис. 37,а), состоящим из двух радиальных линеек. Их раздвигают на угол, соответствующий числу отверстий, отсчитываемому на диске, и скрепляют. Если левую линейку упереть в фиксатор рукоятки, то правая линейка окажется совмещенной с отверстием, в которое надо будет при очередном повороте ввести фиксатор. После фиксирования рукоятки в новом положении левую линейку снова упирают в фиксатор.

**Дифференциальное деление** применяют в тех случаях, когда подобрать диск с необходимым количеством отверстий способом простого деления не удастся. Сущность дифференциального деления состоит в следующем. Подбирают фиктивное число частей  $z_{\phi}$ , на которое необходимо произвести деление, близкое к заданному  $z$  и удовлетворяющее простому способу деления. Если выполнить простое деление, то шпиндель повернется на  $1/z_{\phi}$  оборота вместо  $1/z$ . Для компенсации полученной разницы шпинделю сообщают дополнительный поворот, равный  $1/z - 1/z_{\phi}$ . Если эта разность будет положительна, то дополнительный поворот делают в ту же сторону, что и основной; если разность отрицательна, то поворот делают в противоположную сторону.

Таким образом, рукоятка 1 (см. рис. 38,б) должна совершить основной поворот, чтобы разделить окружность на  $z_{\phi}$  частей, и дополнительный, чтобы компенсировать указанную выше разницу. Это достигается путем

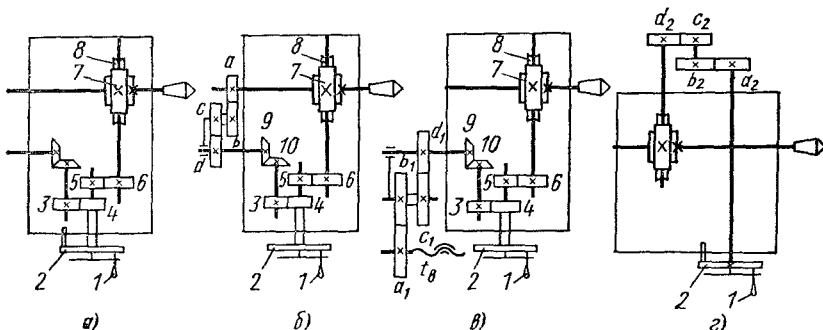


Рис. 38. Кинематические схемы универсальных делительных головок

медленного поворота диска 2 на величину дополнительного поворота рукоятки. Когда последняя будет повернута на угол, соответствующий заданному числу отверстий, отверстие, в которое должен быть введен фиксатор вместе с диском 2, уйдет вперед или назад. Поэтому для того, чтобы ввести фиксатор в отверстие, необходимо рукоятку дополнительно повернуть в ту или другую сторону до совпадения оси фиксатора с осью отверстия. Вращение диску передается от шпинделя делительной головки через сменные колеса  $a - b$ ,  $c - d$ , коническую пару 9-10 и зубчатые колеса 3-4.

Расчет настройки сводится к определению передаточного отношения сменных зубчатых колес  $a - b$ ,  $c - d$ . Чтобы повернуть шпиндель на  $1/z$  и  $1/z_\phi$  оборота, нужно согласно уравнению (14) повернуть рукоятку на  $n_p = N/z$  оборота при заданном числе делений и на  $n_{p\phi} = N/z_\phi$  оборота при фиктивном числе делений.

Величина дополнительного вращения рукоятки равна величине поворота диска:

$$n_{p \text{ доп}} = \frac{N}{z} - \frac{N}{z_\phi}. \quad (15)$$

За время деления шпиндель делительной головки повернется на  $1/z$  оборота и, следовательно, сообщит диску

$$\frac{1}{z} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{z_9}{z_{10}} \frac{z_3}{z_4} \text{ оборота.} \quad (16)$$

Приравняв выражения (15) и (16), получим

$$n_{p \text{ доп}} = N \left( \frac{1}{z} - \frac{1}{z_\phi} \right) = \frac{1}{z} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{z_9}{z_{10}} \frac{z_3}{z_4}.$$

Обозначая  $\frac{z_9}{z_{10}} \frac{z_3}{z_4}$  через  $C$  (обычно  $C = 1$ ) и решая данное уравнение, после преобразований получим

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{N}{C} \frac{z_\phi - z}{z_\phi}. \quad (17)$$

**Пример** Определить параметры настройки делительной головки для фрезерования зубьев цилиндрического колеса с  $z = 69$ . Пусть характеристика головки  $N = 40$  и  $c = 1$ , примем  $z_\phi = 70$ . Тогда число оборотов рукоятки

$$n_\phi = \frac{40}{70} = \frac{16}{28}.$$

Необходимо взять диск с 28 отверстиями и поворачивать рукоятку при делении на 16 отверстий. Передаточное отношение сменных колес согласно уравнению (17) будет

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{40}{1} \frac{70 - 69}{70} = \frac{40}{70}.$$

**Фрезерование винтовых канавок**, расположенных равномерно по окружности, осуществляется следующим образом (см. рис. 37,б). Заготовку 1, установленную в центрах делительной головки 2 и задней бабки 3, вместе со столом 9 поворачивают на угол  $\beta$ , равный углу наклона винтовой линии канавки. В результате этого средняя плоскость дисковой фрезы 8 совпа-

дает с направлением канавки. Заготовке сообщают непрерывное вращение, а столу — продольную подачу вдоль линии  $ab$ .

Шпиндель делительной головки вращают от ходового винта продольной подачи стола (см. рис. 38,б) по цепи сменных зубчатых колес  $a_1 - b_1, c_1 - d_1$ , далее через пары 9-10, 3-4 и диск 2 на рукоятку 1, передачи 5-6 и 7-8. За один оборот шпинделя стол должен переместиться на величину шага винтовой линии канавки  $t_p$ .

Уравнение кинематического баланса на основании равенства (7) примет вид

$$1 \text{ об. заг. } \frac{z_8}{z_7} \frac{z_6}{z_5} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_{10}}{z_9} \frac{d_1}{c_1} \frac{b_1}{a_1} t_B = t_p,$$

где  $t_B$  — шаг ходового винта.

Учитывая, что

$$\frac{z_8}{z_7} \frac{z_6}{z_5} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{1}{N},$$

получим уравнение настройки кинематической цепи

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = N \frac{t_B}{t_p}.$$

В практике винтовую линию канавки задают не шагом  $t_p$ , а углом наклона  $\beta$  (или углом подъема винтовой линии  $\varphi = 90^\circ - \beta$ ) и диаметром  $d$ . В этом случае шаг

$$t_p = \pi d / \operatorname{tg} \beta.$$

**Безлиम्бовые делительные головки** отличаются от лимбовых тем, что они не имеют делительных дисков. Рукоятка 1 (рис. 38,в) поворачивается на один полный оборот и фиксируется в постоянном положении на неподвижном диске 2. Величину поворота шпинделя устанавливают сменными колесами  $a_2 - b_2, c_2 - d_2$ . При простом делении на  $z$  частей уравнение кинематического баланса примет вид

$$\frac{1}{z} = 1 \frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} \frac{z_3}{z_4},$$

а передаточное отношение звена настройки

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \frac{N}{z},$$

где  $N = z_4/z_3$  — характеристика головки.

Для деления на равные и неравные части с повышенной точностью (0,25') применяют оптические делительные головки (рис. 39,а). В корпусе 1 смонтирована поворотная часть 2, несущая шпиндель 3 головки. На шпинделе жестко закреплен стеклянный диск 4, на котором нанесены 360 точных градусных делений, наблюдаемых в микроскоп 5. В его оптической системе имеется шкала с 60 делениями, позволяющая отсчитывать угловые минуты. Деталь, которую необходимо точно разделить, закрепляют

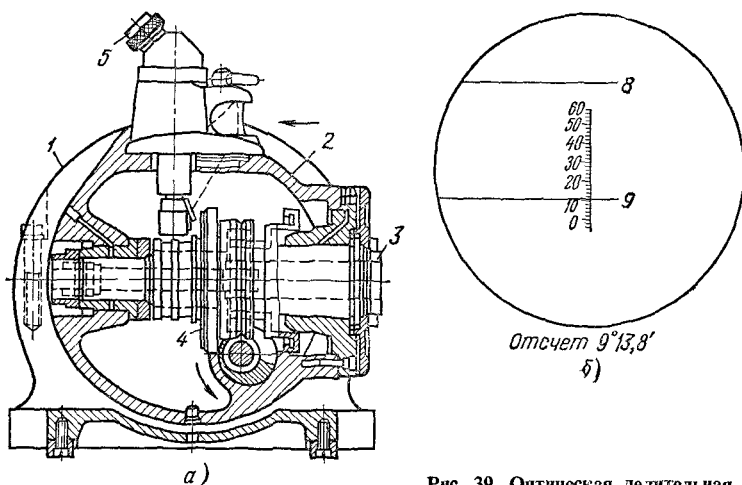


Рис. 39. Оптическая делительная головка

в шпинделе головки. Деление заключается в простом поворачивании шпинделя на заранее вычисленные углы, отсчитываемые через окуляр микроскопа 5 по шкале диска 4 (рис. 39, б).

## 5. Шпоночно-фрезерные станки

Шпоночно-фрезерные станки предназначены для фрезерования шпоночных пазов. Схема обработки паза представлена на рис. 40. Диаметр  $D$  пальцевой фрезы подбирают по ширине  $B$  шпоночного паза. Фреза получает вращательное главное движение, прямолинейную подачу вдоль оси паза и вертикальную подачу в конце хода.

На рис. 41 показан вертикальный одношпиндельный шпоночно-фрезерный станок. На основании 1 размещены станина 2 и ее головка 3. На прямоугольных направляющих 4 головки смонтирована шпиндельная каретка 5, получающая от гидропривода продольное перемещение. На вертикальных направляющих 6 станины смонтирована консоль 7 со столом 8. Стол, на котором закрепляется обрабатываемая деталь, кроме вертикальных имеет и поперечные движения от рукоятки 9. В конце каждого хода шпиндельной каретки шпиндель автоматически перемещается на глубину снимаемого за один проход слоя.

Станок работает по полуавтоматическому циклу. Гидрокинематическая схема станка изображена на рис. 42. Шпиндель 15 смонтирован внутри пилони 12 и вращается от двухскоростного электродвигателя 3 через трехступенчатую клиноремennую передачу 13—14, которая позволяет иметь три различные угловые скорости шпинделя.

Шпиндельная каретка перемещается от силового цилиндра продольной подачи, шток которого закреплен на станине. Подача на глубину фрезерования в конце каждого хода производится от силового цилиндра 7 вертикальной подачи. Его поршень имеет два штока — 7.1 и 7.2; шток 7.1 выпол-

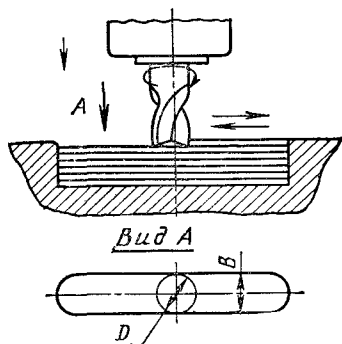


Рис. 40. Схема обработки паза

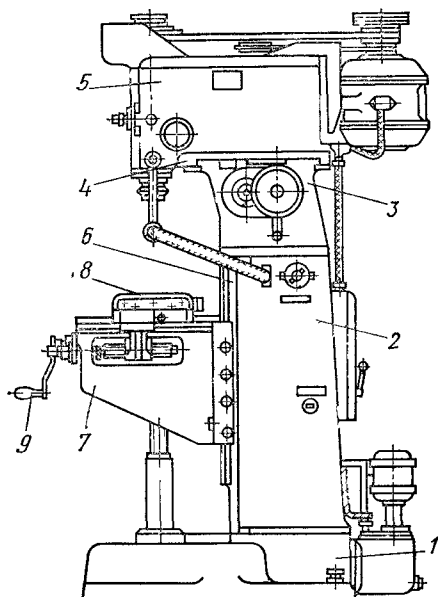


Рис. 41. Вертикальный одношпиндельный шпоночно-фрезерный станок

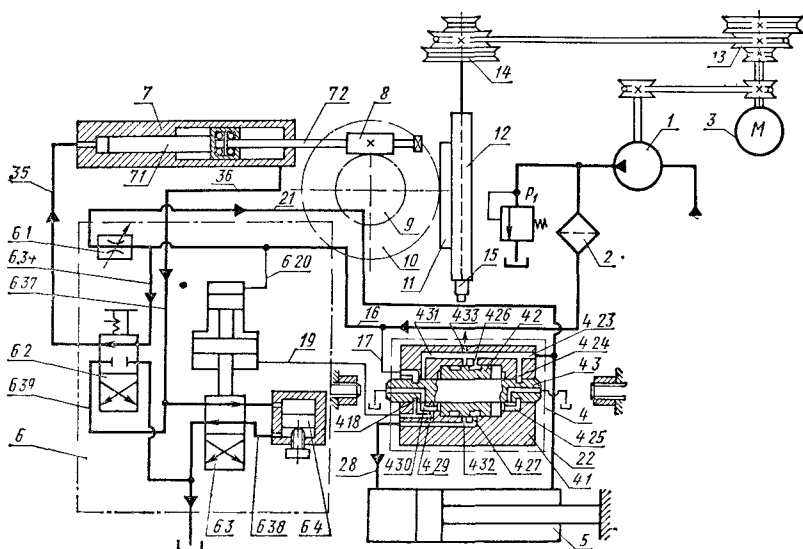


Рис. 42. Гидрокинематическая схема шпоночно-фрезерного станка

нен заодно с поршнем, шток 7.2 смонтирован на подшипниках и может вращаться. На шток 7.2 насажен червяк 8; при движении штока вправо червяк поворачивает червячное колесо 9 и зубчатое колесо 10, которое



перемещает рейку 11, закрепленную на пиноли 12. Пиноль вместе со шпинделем получает вертикальную подачу. Положение шпинделя по высоте можно регулировать вручную, вращая рукояткой червяк 8. Обычно это делают так. Поршень цилиндра вертикальной подачи опирают в правый торец крышки цилиндра и вращением червяка опускают пиноль и шпиндель с фрезой на полную глубину фрезеруемого шпоночного паза. Циклом обработки управляют с помощью гидропанели и реверсивного золотника. Масло нагнетается насосом 1 через фильтр 2, по трубопроводу 16 подается в гидропанель 6 и распределяется по системе.

Реверсивный золотник 4 состоит из трех частей: корпуса 4.1, реверсивного гидравлического золотника 4.2 и вспомогательного золотника 4.3. Последний предназначен для управления перемещением реверсивного золотника 4.2 и дозирующего золотника 6.3 гидропанели. Когда вспомогательный золотник находится в позиции, показанной на схеме, масло через отверстие 4.23, каналы 4.24 и 4.25 поступает в правую полость реверсивного золотника 4.2 и перемещает его влево. При смещении корпуса 4.1 относительно вспомогательного золотника 4.3 влево масло поступает из канала 4.31 через выточку 4.18 в левую полость реверсивного золотника и перемещает его вправо.

Для осуществления продольной подачи шпиндельной каретки необходимо направить масло из гидропанели 6 через дроссель 6.1 и по трубопроводу 21 в обе полости силового цилиндра 5 продольной подачи. В левую полость оно попадает через отверстия 4.23, 4.26 золотника 4.2 и трубопровод 28, а в правую — по трубопроводу 22. Вследствие неравенства площадей сторон поршня цилиндр вместе с кареткой перемещается влево. Масло, вытесняемое из правой полости, через отверстия 4.23, 4.26 и 4.27 золотника 4.2 переливается в левую. Движение цилиндра с кареткой влево будет происходить до тех пор, пока вспомогательный золотник 4.3 не встретит неподвижный левый упор и не остановится. Движущийся вместе с кареткой корпус 4.1 сместится влево. При этом он перекроет отверстие 4.27, а отверстие 4.32 соединит с каналом 4.33 и сливным баком. Благодаря этому левая полость цилиндра продольной подачи соединяется со сливом, в то время как в правую полость продолжает поступать масло. В результате цилиндр вместе со шпиндельной кареткой начнет перемещаться вправо до тех пор, пока вспомогательный золотник 4.3 не встретит правый неподвижный упор.

В конце каждого хода шпиндельной каретки должна осуществляться вертикальная подача шпинделя. Этого достигают выпуском порции масла из правой полости цилиндра 7 вертикальной подачи, в результате чего шток 7.2, смещаясь вправо, подает шпиндель вниз. Работа гидравлического привода происходит следующим образом. Масло из гидропанели 6 по каналу 6.34, через кран 6.2 и трубопровод 35 поступает в левую полость цилиндра и создает постоянное давление на поршень 7.1. Правая полость трубопроводами 36 и 6.37 связана с дозирующим золотником 6.3 и поршнем 6.4. При встрече с правым упором вспомогательный золотник 4.3 занимает положение, показанное на схеме. Масло по трубопроводу 17, 4.18 и 19 поступает в нижнюю полость дозирующего золотника 6.3. Одновременно на золотник действует давление масла со стороны канала 6.20, поэтому он займет верхнее положение, так как диаметр нижнего поршня

больше. Масло из правой полости цилиндра вертикальной подачи по трубопроводу 36 через золотник 6.3 поступит в цилиндр дозатора и переместит поршень 6.4 до упора в винт. Последний регулирует величину хода поршня 6.4 и, следовательно, дозу масла, выпускаемую из правой полости цилиндра.

При встрече золотника 4.3 с левым упором трубопровод 19 соединяется с отверстиями 4.30 и 4.29, и масло поступает на слив. Золотник 6.3 занимает нижнее положение. Из правой полости цилиндра выходит следующая порция масла, которая через отверстия 6.37 и 6.38 поступает в нижнюю полость дозатора и перемещает поршень 6.4 вверх.

Работа протекает до тех пор, пока поршень цилиндра вертикальной подачи не упрется в торец правой крышки цилиндра. Это, как было указано, способствует конечному положению фрезы на глубине шпоночного паза.

Возврат шпинделя в исходное положение осуществляется поворотом крана 6.2. Тогда масло по каналам 6.34, 6.39 и 6.37 и трубопроводу 36 поступает в правую полость цилиндра вертикальной подачи, перемещая шток 7.2 влево. Из левой полости масло подается на слив через кран 6.2.

Для прекращения действия гидропередачи при работающем насосе стержень жесткого упора (например, правого) вывертывают. Реверсирования при этом не происходит, и каретка останавливается. Все поступающее от насоса масло сбрасывается через переливной клапан. При ввертывании стержня упора золотник 4.3 перемещается внутри корпуса и возобновляет движение всей системы.

Конструкция шпиндельной каретки позволяет создавать различные компоновки многошпиндельных шпоночно-фрезерных станков, способных одновременно обрабатывать несколько шпоночных пазов одного вала.

## 6. Карусельно-фрезерные станки

Карусельно-фрезерные станки предназначены для обработки плоскостей литых, кованных и штампованных деталей по методу непрерывного торцового фрезерования.

На рис. 43 показан карусельно-фрезерный двухшпиндельный станок. На станине I установлена стойка 2, в вертикальных направляющих которой смонтирована шпиндельная бабка 3. Бабка имеет два шпинделя 4 с приводом вращения от коробки скоростей 5, помещенной в верхней части стойки. На горизонтальных направляющих станины смонтирован стол 6, получающий во время работы медленное вращение в виде круговой подачи. Такая компоновка узлов станка позволяет вести фрезерование непрерывно. Обработанные детали, выйдя из зоны резания, могут быть заменены заготовками. Наличие двух шпинделей дает возможность совместить в одной операции черновое и чистовое фрезерование.

Привод главного движения осуществляется от электродвигателя 27, расположенного в верхней части стойки, через систему зубчатых передач 1-2, 3-4 и 5-6 и гитару скоростей  $a_1 - b_1$  (рис. 44).

Вертикальный вал I проходит внутри шлицевой втулки с насаженными на ней косозубыми колесами 7 и 9. Первое связано с колесом 8 черного шпинделя II, второе — с колесом 10 чистового шпинделя III. Шпиндели

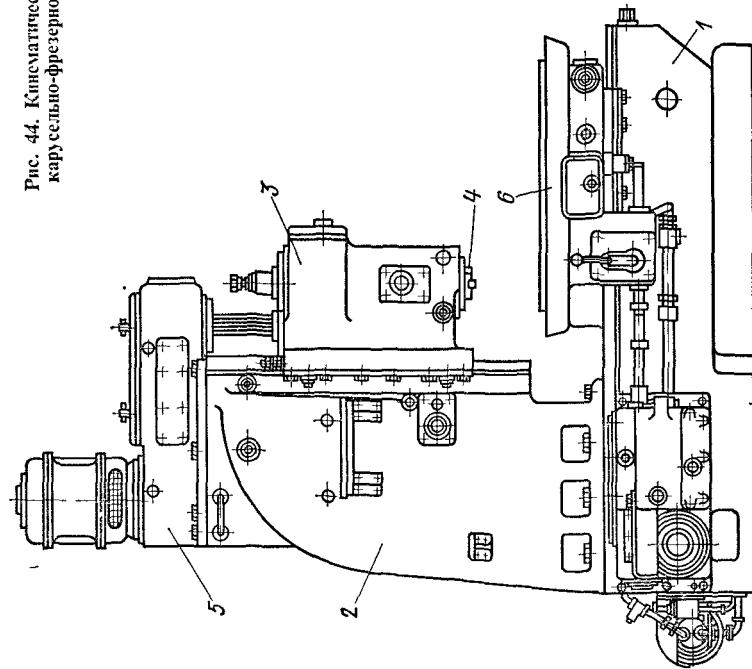


Рис. 43. Карусельно-фрезерный станок

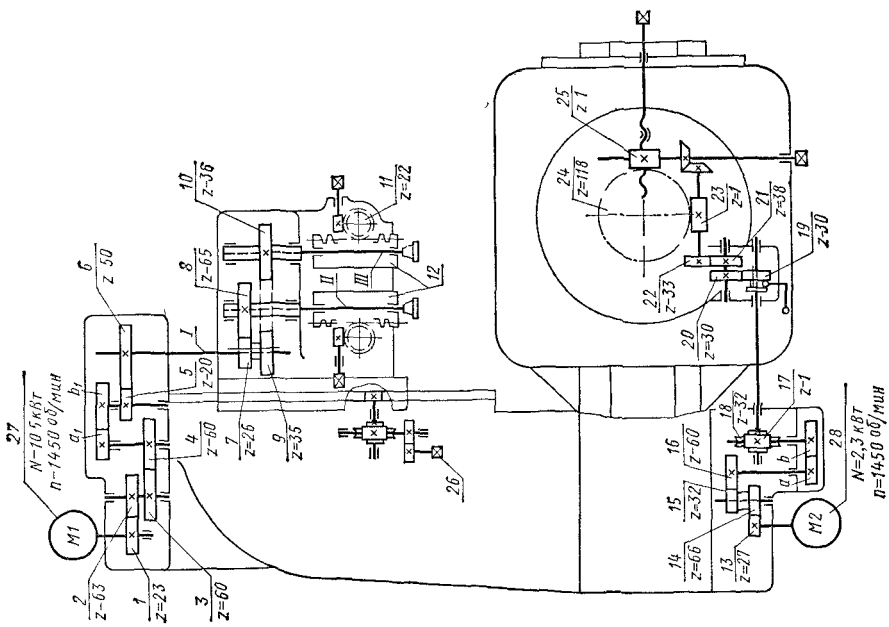


Рис. 44. Кинематическая схема карусельно-фрезерного станка

смонтированы в гильзах 12, которые с помощью реечных передач 11 могут устанавливаться на необходимую высоту. Вращением рукоятки 26 шпиндельную бабку перемещают вертикально. Частота вращения чистового шпинделя примерно в 1,8 раза больше, чем черногового.

Привод круговой подачи стола состоит из отдельного электродвигателя 28 и цепи зубчатых передач 13.. 24 со звеном настройки  $a/b$ . Подача выключается выводом из зацепления зубчатых колес 19 и 20. Ручной поворот стола производится при помощи червяка 25 при выключенной подаче.

## 7. Копировально-фрезерные станки

Копировально-фрезерные станки предназначены для обработки разнообразных плоских профилей (изготовление кулачков, шаблонов, матриц и т. д.) и пространственно-сложных поверхностей (объемное фрезерование). По числу шпинделей станки делят на одношпиндельные и многошпиндельные, а по принципу действия — на станки прямого и станки следящего действия. В копировальных станках прямого действия всякое изменение формы — задающего устройства (шаблона или копира) производит непосредственное воздействие на копировальный ролик или палец, связанный жестко с фрезой. В станках следящего действия посредством копировального ролика или пальца воспринимается всякое изменение формы задающего копира и передается фрезе через усилительное устройство. Фрезерование производят при помощи ощупывания модели копировальным пальцем двумя способами: способом горизонтальных строчек и способом вертикальных строчек.

При первом способе (рис. 45,а) стол станка совершает автоматическое задающее горизонтальное перемещение, а фрезерная головка — непрерывное следящее продольное и периодическое вертикальное перемещение на величину строки. При втором способе (рис. 45,б) фрезерная головка совершает задающее вертикальное и следящее продольное перемещения, а стол — периодическое горизонтальное перемещение на величину  $s$ . Палец следящего устройства касается модели и автоматически дает команду (импульсы) приводам для одновременного перемещения фрезы по обрабатываемой детали и пальца по рельефу копируемой модели, поскольку и следящий палец и фреза смонтированы на общем корпусе фрезерной головки.

Схема работы следящего пальца показана на рис. 46. Палец 1 касается поверхности (рельефа) модели  $A$  под определенным давлением; в случае изменения этого давления палец может иметь осевое перемещение, которое через шарик передается его тыльной частью втулке 2, а последняя через пружину касается острия регулировочного винта. Таким образом, осевые перемещения пальца управляются в зависимости от давления на палец. Указанные осевые перемещения через подвешенный на пружине 4 груз 3, соединенный со втулкой 2, передаются к сердечнику 5 трансформатора. Сердечник подвешен на конце указанных грузов, его перемещение в магнитном поле трансформатора изменяет электромагнитные импульсы, которые направляются в усилительные устройства, а затем поступают в цепи управления электродвигателями подач.

На рис. 47 представлен горизонтальный копировально-фрезерный полуавтомат, предназначенный для объемного фрезерования деталей по моделям, выполненным в натуральную величину. Кинематика станка обеспе-

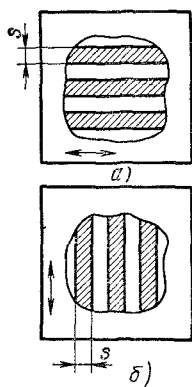


Рис. 45. Способы ощупывания модели

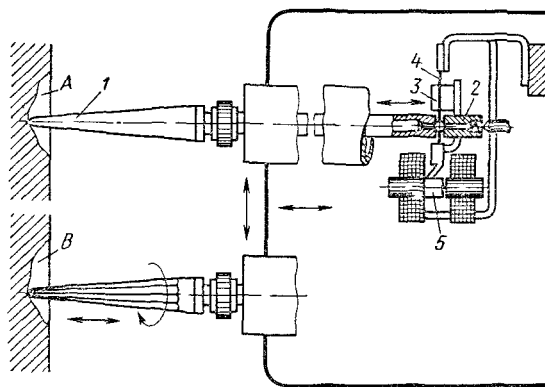
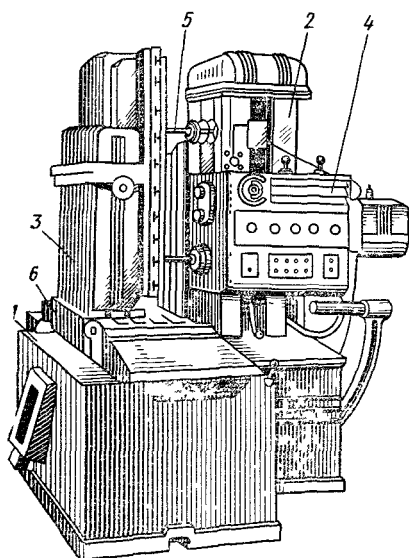


Рис. 46. Схема работы следящего пальца

чивает следующие движения детали и фрезы относительно друг друга: главное движение — вращение фрезы 5, вертикальное и поперечное перемещение шпиндельного блока 4 по стойке 2, продольное перемещение стола 6 по станине 1 совместно с кронштейном 3, на котором установлена обрабатываемая деталь и модель.

Цепь главного вращательного движения фрезы (рис. 48) начинается от электродвигателя 32 через ременную передачу, зубчатые колеса 1—2 или 3—4 или 5—6, колеса 7—9—8 или 7—9—10 и заканчивается шпинделем. Поскольку электродвигатель двухскоростной, то на шпинделе станка можно получить 12 различных скоростей.



Цепь вертикального перемещения шпиндельного блока 4 (см. рис. 47) берет начало от электродвигателя постоянного тока (рис. 48), затем через зубчатые передачи 17—18, 19—20, 22—21, и заканчивается винтом 29. Поперечное перемещение шпиндельного блока осуществляется от электродвигателя постоянного тока 35 и через зубчатые колеса 11—12, 13—14, 15—16 передается на винт 30.

Продольное перемещение стола 6 (см. рис. 47) осуществляется от самостоятельного электродвигателя постоянного тока 34 (рис. 48) и через зубчатые колеса 23—24, 25—26, 27—28 передается на винт 31.

Сравнительно небольшое коли-

Рис. 47. Электрокопировальный фрезерный полуавтомат

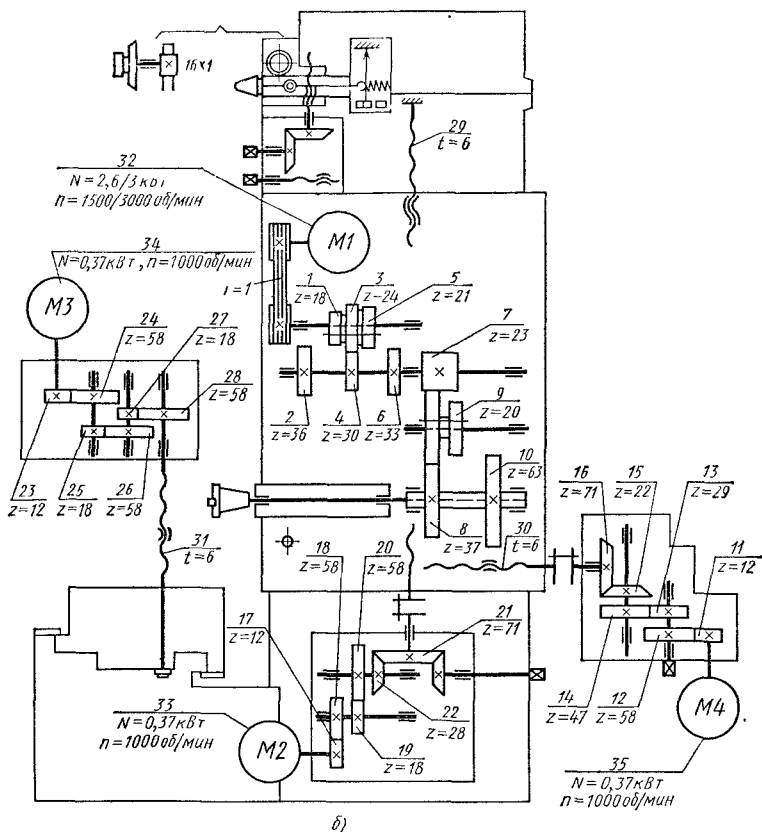


Рис. 48. Кинематическая схема электрокопирующего фрезерного полуавтомата мод. 6Б443Г

чество моделей фрезерных станков вполне удовлетворяет промышленность. Консольно-горизонтально-фрезерные, универсальные и вертикально-фрезерные станки имеют унифицированные столы размером  $160 \times 320$ ,  $200 \times 800$ ,  $250 \times 1000$ ,  $320 \times 1250$  и  $400 \times 1600$  мм. Одностоечные станки строят с размером стола от  $500 \times 1250$  до  $1600 \times 5000$  мм, а в двухстоечном исполнении — от  $400 \times 1250$  до  $2500 \times 8000$  мм. Копировально-фрезерные станки выпускают в ограниченном количестве, с размером стола  $200 \times 320$ ,  $320 \times 1250$  и  $630 \times 1250$  мм.

## Протяжные станки

Протяжные станки предназначены для обработки внутренних и наружных поверхностей самой разнообразной формы (рис. 49). Применяются они в условиях крупносерийного и массового производства, а в ряде случаев в мелкосерийном и даже в единичном производстве. По характеру работы они делятся на станки для внутреннего и наружного протягивания, по расположению инструмента — на горизонтальные и вертикальные. Станки могут быть универсальными и специальными.

Одна из схем протягивания показана на рис. 50. Хвостовик протяжки 5 пропускают через отверстие обрабатываемой детали 7 и втулку 8 приспособления 6, установленного в опорной плите 9. Левый конец протяжки закрепляют в автоматическом патроне, состоящем из корпуса 4, специальной втулки 10 с внутренним диаметром, соответствующим протяжке, и двух сухарей 3. В показанном положении пружина 2, распирая деталь 1, связанную со штоком силового цилиндра, и корпус 4, сдвигает сухари 3, вследствие чего последние захватывают хвостовик протяжки. Когда протяжка перемещается влево, происходит обработка отверстия. Во время холостого хода протяжка возвращается в исходное положение. Корпус 4, подойдя к приспособлению 6, упирается в него и останавливается. Шток поршня и муфта 1, продолжая движение и сжимая пружину 2, сдвигают втулку 10 вправо, сухари 3 попадают в выточку *a*, и

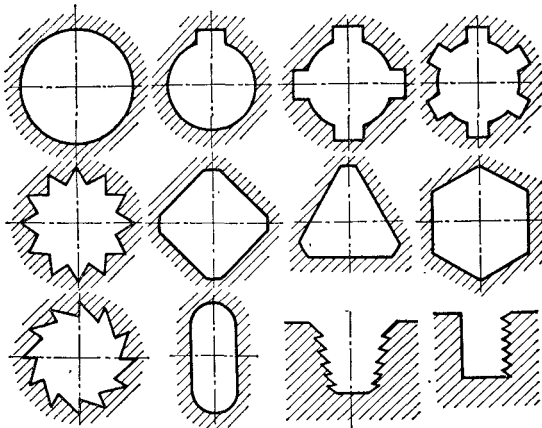


Рис. 49. Примеры протяжных работ внутреннего протягивания

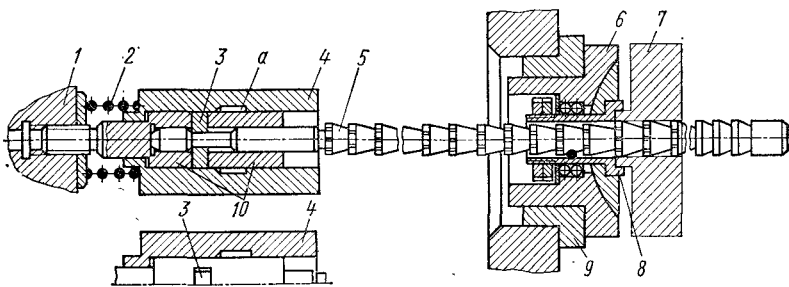


Рис. 50. Схема протяжной операции

движение прекращается. Теперь хвостовик протяжки можно свободно вытащить из отверстия втулки 10, вставить в следующую деталь и, установив снова, начинать обработку.

### 1. Горизонтальные протяжные станки для внутреннего протягивания

Отечественное станкостроение выпускает горизонтальные протяжные станки с наибольшей тяговой силой 25–980 кН (2,5–100 тс) при наибольшем ходе каретки 1–2 м. На рис. 51 показан станок 7Б55, предназначенный для протягивания сквозных отверстий. Применяв специальные приспособления, на станке можно обрабатывать также и наружные поверхности.

Номинальная тяговая сила 100 кН; наименьшая и наибольшая скорости рабочего хода 1,5–11,5 м/мин, обратного хода 20–25 м/мин, подвода и отвода протяжки 15 м/мин; мощность электродвигателя поршневого насоса 17 кВт. При оснащении станка автоматической системой загрузки и выгрузки он может работать с автоматическим циклом.

В полую часть сварной станины 1 коробчатой формы смонтированы основные агрегаты гидравлического привода, являющиеся основным для этого вида станков. Слева расположен силовой цилиндр 2. Шток поршня связан с рабочими салазками, которые, перемещаясь в направляющих вдоль оси станка, служат дополнительной опорой. На конце штока

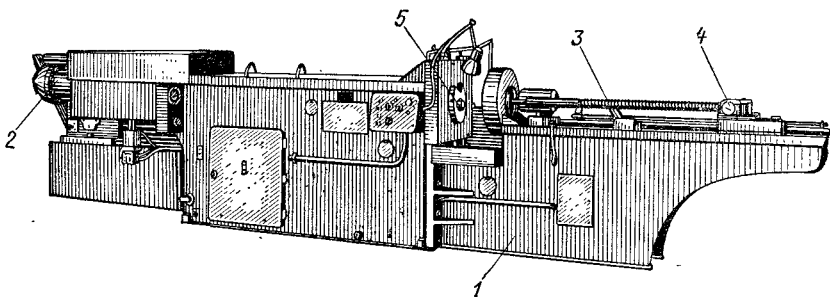


Рис. 51. Горизонтальный протяжный станок мод. 7Б55



насажена втулка с патроном для закрепления левого конца протяжки 3; правый конец ее зажат во вспомогательном патроне 4. Приспособление для установки детали и сама деталь упираются в неподвижный корпус 5 станины.

Правая часть станины приставная и служит для монтажа узлов автоматического подвода и отвода протяжки. Необходимые движения осуществляются вспомогательным силовым цилиндром, смонтированным в правой части станка. Происходит это следующим образом. При рабочем ходе влево салазки вспомогательного патрона 4 сопровождают протяжку до тех пор, пока не коснутся жесткого упора. При этом связь между протяжкой и патроном прерывается с помощью подпружиненного кулачка. После этого происходит рабочий ход, осуществляемый силовым цилиндром 2. При обратном ходе задний хвостовик протяжки снова входит во вспомогательный патрон и толкает его вправо в исходное положение.

Станок работает с полным и простым циклом. При полном цикле прямого хода осуществляется подвод протяжки, замедленный рабочий ход, настроенный рабочий ход — замедленный рабочий ход при работе калибрующих зубьев и стоп. При обратном ходе осуществляется замедленный ход и отвод протяжки. Простой цикл отличается от полного отсутствием подвода и отвода протяжки.

Принципиальная гидравлическая схема показана на рис. 52. Поршневой насос высокого давления 30 типа НП4М на рисунке показан условно. Трубопровод 28 связан со всасывающей полостью насоса, а трубопровод 29 — с нагнетательной. Насос обеспечивает работу станка, осуществляя рабочий и обратный ходы рабочих салазок при помощи гидроцилиндра 19. Вспомогательный гидропривод состоит из шестеренного насоса 1, встроенного в корпус поршневого насоса, и из вспомогательного гидроцилиндра 12 для подвода и отвода протяжки.

Масло от насоса 1 подается в подпорный цилиндр 31, к центральному золотнику 33 и к механизму управления, в котором расположены четыре золотника-пилота, управляющие соленоидами 24—27. Центральный золотник 33 вместе с закрепленным на его конце диском 35 под действием пружины 34 отжимается влево. В диске имеется пять отверстий для прохода винтов 37, которые регулируют подачу насоса 30 (смещение статора). При давлении под поршнем 36 он упрется штоком в регулировочный винт 37 и ограничит продвижение диска 35 с центральным золотником 33, который соединен с поршнем 32 цилиндра.

Рассмотрим работу гидросистемы для полного цикла. В исходной позиции рабочие салазки находятся в крайнем правом положении, протяжка — в отведенном положении. Нажатием кнопки «Пуск» на пульте управления включаются насосы. При этом все четыре электромагнита 24—27 выключены, а поршневой насос 30 не подает масло, так как ротор и статор концентричны.

**Подвод протяжки** осуществляется нажатием кнопки управления на пульте. При этом включается электромагнит 9, вспомогательный золотник 7 передвигается влево и соединяет трубопроводы 3 и 8. Масло от шестеренного насоса 1 по трубопроводу 2 через расточку в корпусе золотника, трубопроводы 3 и 8 поступает под правый торец основного

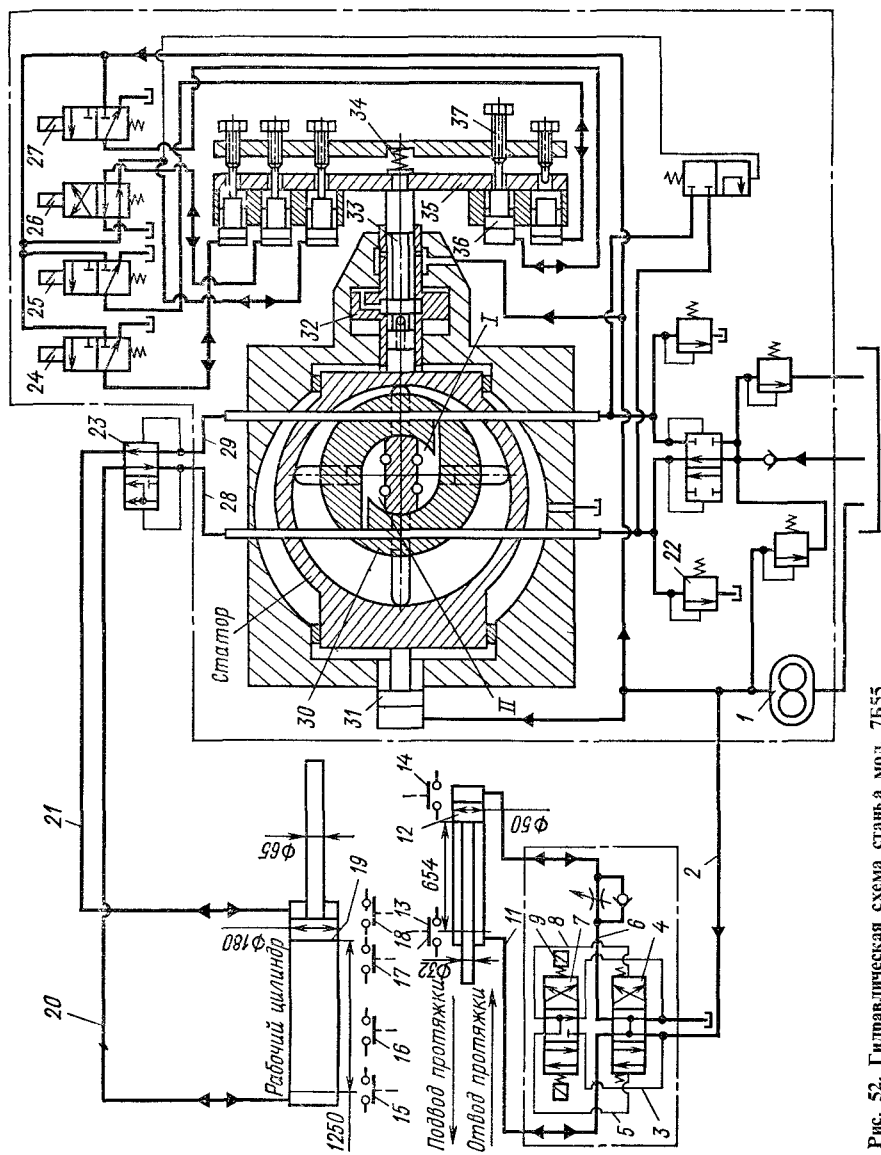


Рис. 52. Гидравлическая схема станка мод. 7Б55

золотника 4 и перемещает его в крайнее левое положение, соединяя трубопроводы 2 и 6. Масло поступает в бесштоковую полость вспомогательного цилиндра и перемещает протяжку. В конце подвода протяжки срабатывает путевой выключатель 13, который выключает электромагнит 9 и включает электромагнит 27. В результате этого масло идет под поршень 36 и смещает влево статор насоса в положение, отрегулированное винтом 37 (как показано на схеме). Одновременно с этим левый конец протяжки своим хвостовиком попадает в автоматический патрон, установленный на правом конце штока поршня рабочего цилиндра 19.

**Медленный рабочий ход.** В результате указанного выше перемещения полость I становится нагнетательной, полость II — всасывающей. Масло по трубопроводу 29 поступает под правый торец дифференциального золотника 23 и смещает его влево до упора. Трубопровод 29 сообщается с трубопроводом 21, масло поступает в штоковую полость рабочего цилиндра 19 и смещает его влево до упора. Масло, вытесняемое из бесштоковой полости, по трубопроводам 20 и 28 поступает во всасывающую полость насоса 30. Излишки масла, обусловленные разностью объемов штоковой и бесштоковой полостей, сливаются через золотник 22, который поддерживает постоянный подпор в полости рабочего цилиндра.

**Быстрый рабочий ход** осуществляется при нажатии кулачка на путевой выключатель 17. При этом включается электромагнит 25, происходит дальнейшее смещение статора насоса 32 влево, увеличиваются его подача и скорости перемещения рабочих салазок. В конце рабочего хода, при входе первых калибрующих зубьев протяжки в заготовку кулачок нажимает на путевой выключатель 16, который выключает электромагнит 25. Начинается замедленный рабочий ход в результате снижения подачи насоса, так как эксцентриситет блока насоса уменьшается. В конце рабочего хода срабатывает путевой выключатель 15 и выключает электромагнит 27 — происходит остановка.

**Обратный ход** осуществляется при включении электромагнита 26. Блок поршневого насоса смещается влево, трасса 28 становится нагнетательной, а трасса 29 — всасывающей. Масло по трубопроводу 28 поступает под левый торец дифференциального золотника 23 и перемещает его в крайнее правое положение. Трубопровод 28 соединяется с трубопроводами 20—21, и обе полости рабочего цилиндра 19 сообщаются таким образом с линией нагнетания насоса. Ввиду разности площадей, находящихся под давлением, поршень перемещается вправо. При дальнейшем перемещении рабочих салазок кулачок нажимает на путевой выключатель 17, который включает электромагнит 24. При этом начинается замедленный ход вследствие уменьшения подачи насоса. В конце обратного хода срабатывает путевой выключатель 18, включающий электромагниты 26 и 24. Происходит остановка салазок, автоматическое освобождение левого конца протяжки и зажим правого ее конца в патроне 4 (см. рис. 51), находящегося у корнуса 5.

**Отвод протяжки** осуществляется в конце замедленного обратного хода. Нажатием кулачка на путевой выключатель 18 (рис. 52) включается электромагнит 10. Золотник, управляемый этим магнитом, занимает

правое положение и соединяет трубопроводы 3 и 5. Масло от насоса 1 по трубопроводу 2 через расточку в корпусе золотника, трубопроводы 3 и 5, поступает под левый торец золотника 4 и перемещает его в крайнее правое положение, соединяя трубопроводы 2 и 11. По этим трубопроводам масло поступает в штоковую полость вспомогательного цилиндра 12, и перемещает протяжку. В конце отвода протяжки срабатывает лутевой выключатель 14, который выключает электромагнит 10. Происходит остановка салазок вспомогательного патрона. После установки очередной детали для обработки цикл повторяется.

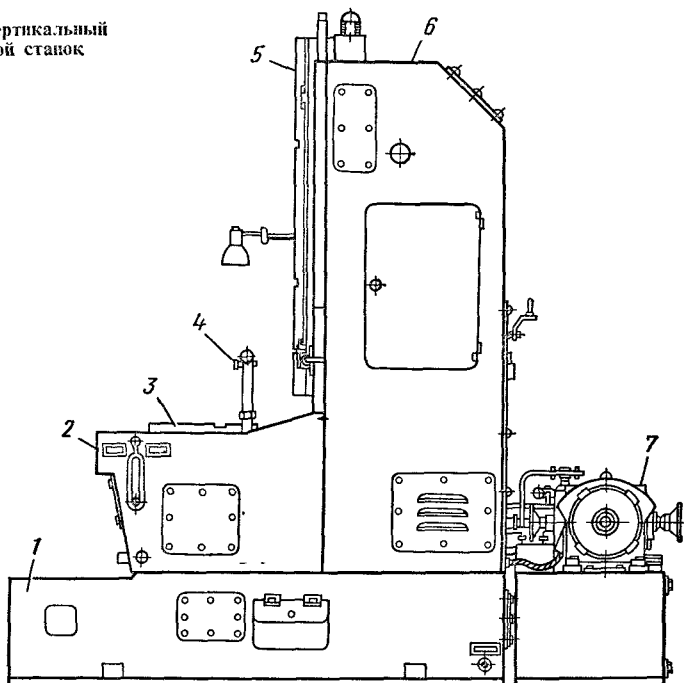
Простой цикл отличается от описанного тем, что при нем в работе не участвуют механизм подвода и отвода протяжки.

## 2. Вертикальные протяжные станки для внутреннего протягивания

Вертикальные протяжные станки для внутреннего протягивания выпускаются заводами отечественного станкостроения с наибольшей тяговой силой 25–785 кН (2,5–80 тс) при наибольшем ходе каретки 0,8–1,25 м, мощностью 7–75 кВт.

На рис. 53 показан вертикальный протяжной станок. На основании 1 установлена тумба 2, на которой смонтирован стол 3. На столе в приспособлениях устанавливаются и закрепляются обрабатываемые детали. Протяжки при помощи инструментальных плит закрепляются в каретке 5, перемещающейся в вертикальных направляющих станины 6. При ходе

Рис. 53. Вертикальный протяжной станок



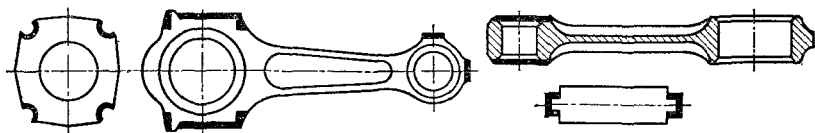


Рис. 54. Детали, обработанные наружным протягиванием

протяжки вниз осуществляется рабочий ход, при ходе вверх — холостой ход. Станина — сварная, коробчатой формы, с внутренними ребрами жесткости. Каретка 5 представляет собой чугунную отливку с направляющими в форме ласточкина хвоста. Сзади станины располагается гидропривод 7 станка и система охлаждения 4.

Станок сдвоенный, он имеет два стола и две каретки. Работа кареток согласована: если с одной стороны совершается рабочий ход, то с другой — холостой ход. Рабочие каретки и столы приводятся в движение при помощи гидропривода.

### 3. Протяжные станки для наружного протягивания

Отечественная промышленность выпускает протяжные станки для наружного протягивания с наибольшей тяговой силой 25 — 390 кН (2,5 — 40 тс) при наибольшем ходе каретки 0,8 — 1,25 м, мощностью 7 — 40 кВт. На рис. 54 представлены некоторые детали, обработанные наружным протягиванием. Жирными линиями показаны протягиваемые поверхности.

Вертикальные станки для наружного протягивания отличаются от вертикальных протяжных станков для внутреннего протягивания конструкцией рабочей каретки и стола. Стол здесь имеет поперечное перемещение, связанное с различной формой и размерами деталей, подвергаемых обработке. В условиях массового производства применяются многопозиционные станки.

## Строгальные станки

---

Строгальные станки предназначены для обработки резцами плоскостей и фасонных линейчатых поверхностей. Станки делятся на поперечно-строгальные, продольно-строгальные и долбежные. Первые применяют при изготовлении мелких и средних по размерам деталей, вторые — для обработки сравнительно крупных или одновременно нескольких деталей среднего размера. Долбежные станки используют для обработки шпоночных пазов, канавок, фасонных поверхностей небольшой длины. Станки имеют рабочий ход, во время которого происходит резание, и обратный ход, когда инструмент возвращается в исходное положение.

### 1. Поперечно-строгальные станки

Характерным размером поперечно-строгальных станков является длина хода ползуна, которая составляет 200—2400 мм. Станки с большим ходом ползуна (св. 1500 мм) не имеют подвижного стола, станки с длиной хода 700—1000 мм гидрофицированы.

На рис. 55 представлена кинематическая схема станка мод. 7Е35. Наибольшая длина рабочего хода ползуна 0,5 м. В верхних направляющих станины 64 смонтирован ползун 65, совершающий с помощью кулисного механизма возвратно-поступательное перемещение (главное движение). На левом конце ползуна укреплен суппорт. Он состоит из поворотного диска и салазок, которые можно перемещать винтом ХХ. На салазках смонтирована резцовая каретка с откидной планкой, несущей резцедержатель. На вертикальных направляющих станины находится поперечина, по которой в горизонтальной плоскости перемещается стол 66 (движение подачи). На верхнюю плоскость стола устанавливают заготовки или тиски.

От электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2—3, восьмиступенчатую коробку скоростей 4...17 вращение передается колесу 23 кулисы, в направляющих 69 которой находится палец 67 с камнем 68. При вращении колеса кулиса получает качательное движение, передаваемое через винт 62 ползуну 65. Длину хода ползуна регулируют с помощью винта 28 изменением радиуса положения пальца 67. Это осуществляется вручную, через вал ХV посредством зубчатых колес 24—25 и 26—27.

Коробка подач 66 осуществляет горизонтальные и вертикальные

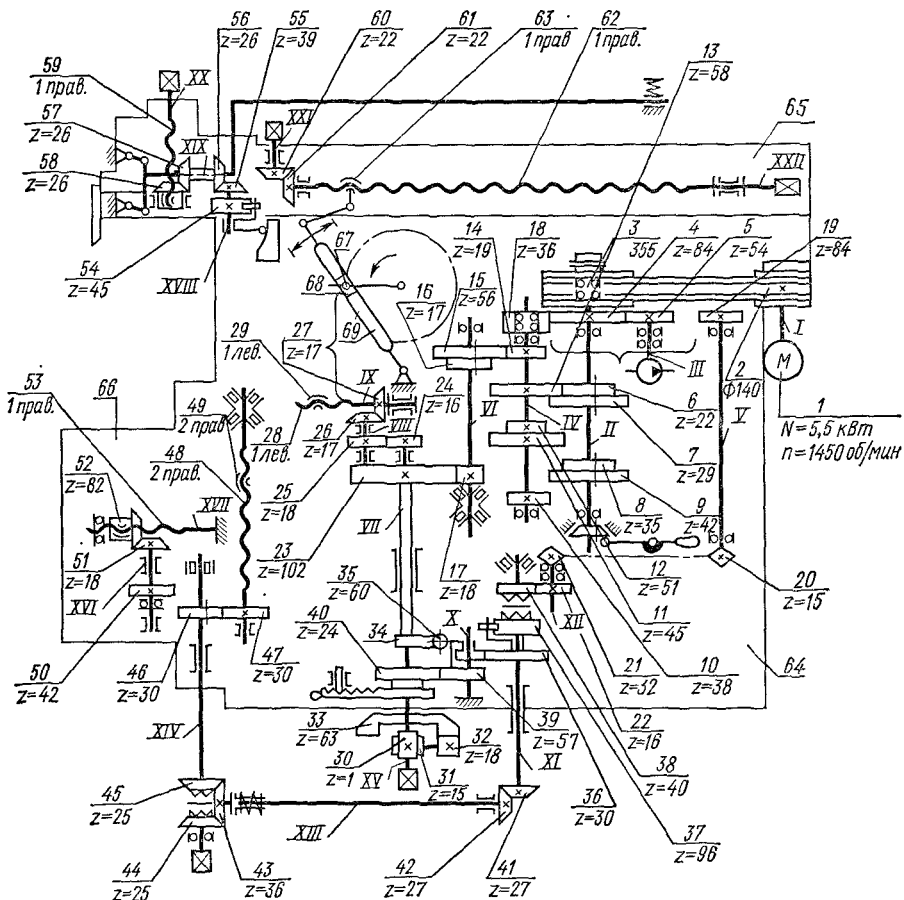


Рис. 55. Кинематическая схема поперечно-строгольного станка мод. 7Е35

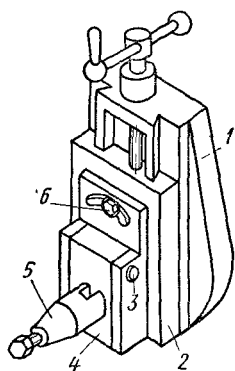


Рис. 56. Суппорт станка

подачи стола. Движение передается от колеса 23 кулаку 34 и храповому механизму 35—36—37. Меняя амплитуду качания храповика, изменяют количество зубьев храпового колеса 37, захватываемого храповиком, а следовательно, и величину подачи. Затем движение передается валом XI, XIII и XIV и далее через колеса 46—47 — на винт 48 горизонтальной подачи или 46—50 и 51—52 на винт 53 вертикальной подачи.

На рис. 56 показан суппорт станка. Он перемещается в направляющих корпуса 1, закрепленного в конце ползуна. В суппорте 2 смонтирована откидная планка 4 с резцедержателем 5. Во время рабочего хода (влево) планка упирается в опорную плоскость, при обратном ходе

она свободно откидывается, качаясь вокруг пальца 3. Положение суппорта 2 относительно оси ползуна можно регулировать и закреплять суппорт в нужном положении при помощи болта 6.

## 2. Продольно-строгальные станки

Размерной характеристикой продольно-строгальных станков являются наибольшие размеры обрабатываемых деталей (ширина  $\times$  длина  $\times$  высота). Промышленность Советского Союза выпускает станки от  $630 \times 2000 \times 550$  до  $5000 \times 12\,500 \times 4500$  мм. Станки размером до  $1600 \times 6300 \times 1250$  мм включительно выпускаются в одностоечном исполнении.

У продольно-строгальных станков подвижной частью является стол с закрепленной на нем заготовкой. В зависимости от устройства поперечины различают одностоечные и двухстоечные станки. Первые применяют для обработки крупных деталей, ширина которых выходит за пределы расстояния между колоннами станков двухстоечного исполнения.

На рис. 57 показан продольно-строгальный станок мод. 7212. На нем можно строгать детали с наибольшими размерами  $1250 \times 4000 \times 1120$  мм. На направляющих 1 станины 2 размещен стол 3, на котором закрепляются обрабатываемые детали. Он получает возвратно-поступательное движение. На двух порталах (стойках) 4 и 5 установлена траверса 6, несущая два вертикальных суппорта 8. В направляющих правого портала может иметь вертикальные перемещения боковой суппорт. В коробке 10 расположен привод главного движения, в коробках 7 и 9 — приводы вертикальных и бокового суппортов. Кинематическая схема станка представлена на рис. 58.

Главное движение осуществляется от регулируемого электродвигателя 54 постоянного тока. Рабочий ход передается через двухступенчатую коробку скоростей на передачу червяк — рейка 51—52 по следующему циклу: медленное перемещение стола при врезании резца в заготовку, разгон стола до рабочей скорости, рабочий ход, уменьшение скорости

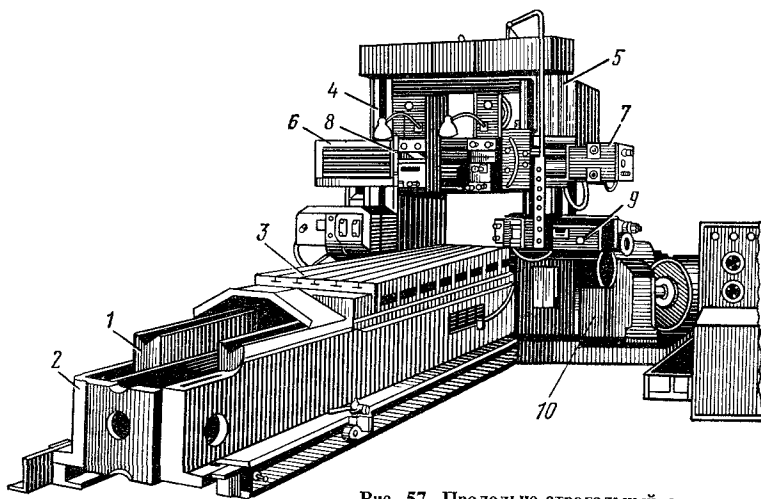


Рис. 57. Продольно-строгальный станок мод. 7212



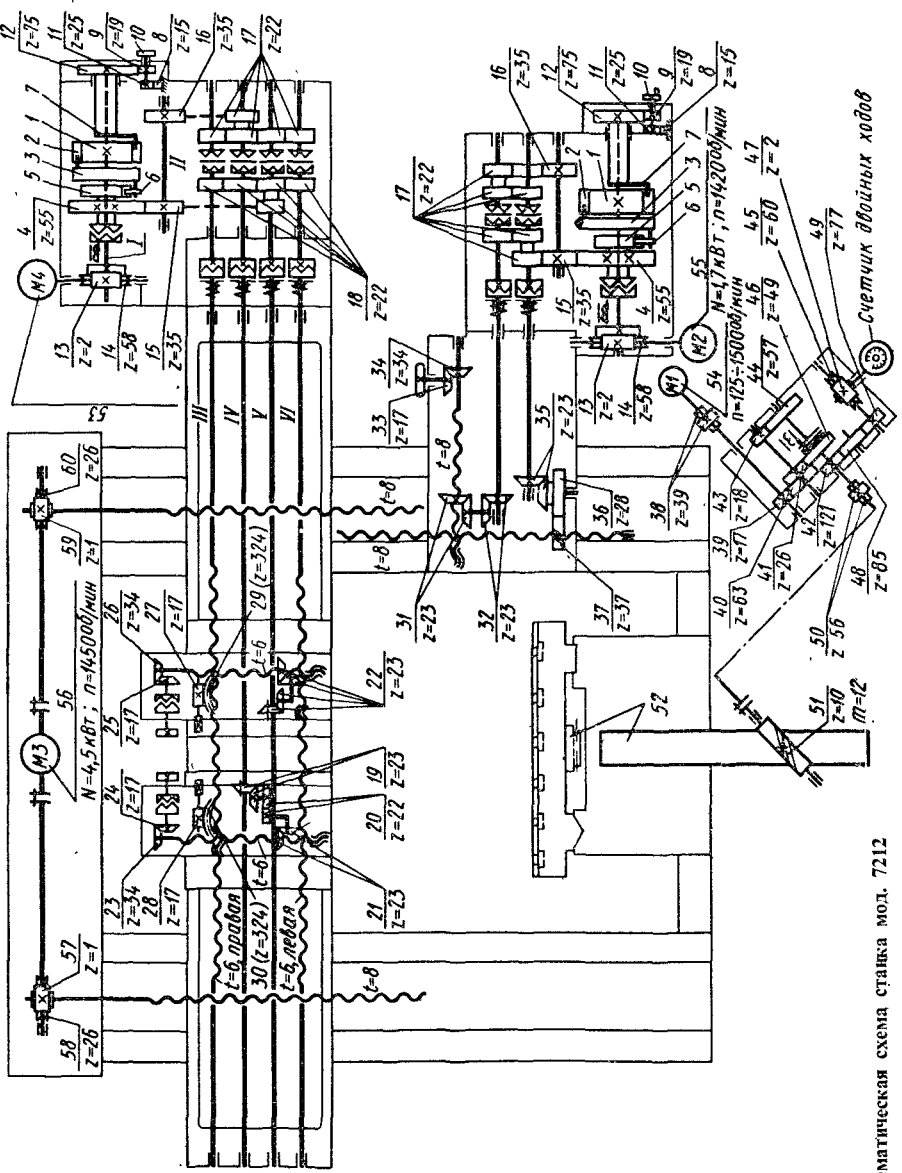


Рис. 58. Кинематическая схема станка мод. 7212

перед выходом резца из заготовки, возврат стола в исходное положение. Для изменения скоростей имеется специальный механизм, смонтированный на коробке скоростей. Реверсирование осуществляется электродвигателем 54.

Движение подачи осуществляется реверсивным электродвигателем 53, от которого вращение передается червячной парой 13—14 на вал I коробки подачи. На этом валу на шпонке смонтирован диск 1, на котором установлен фрикцион 2, связанный пальцем с диском 3, несущим собачку 6 храпового механизма. Собачка вращает храповое колесо 5 и связанное с ним колесо 4. От него вращение передается на раздаточный вал II и далее через зубчатые колеса 16—17 на колеса 18, связанные с полумуфтами. Верхний III и нижний VI валы служат для горизонтального перемещения суппортов, а средние валы IV и V— для вертикального перемещения.

Периодическая подача суппортов осуществляется следующим образом. В момент реверсирования стола с обратного хода на рабочий подается команда электродвигателю 53. Вращение его происходит до тех пор, пока разжимная планка фрикциона 2 не упрется в неподвижный упор и не разожмет фрикцион. При нажатии кулачка на конечный выключатель реверса стола в начале рабочего хода электродвигатель отключается. Механизм подачи бокового суппорта устроен аналогичным образом. Установка подачи осуществляется храповым колесом 5. При его вращении приводится в движение подвижный упор. При этом изменяется угол между подвижным и неподвижным упорами и тем самым величина подачи.

Установочные перемещения заимствуют движение также от электродвигателя 53, который вращается в направлении рабочей подачи. Одновременно включается электромагнит, который сцепляет червячное колесо 14 с храповым колесом при помощи кулачковой муфты. Далее движение следует по предыдущему. Кнопка установочного перемещения находится на подвесной станции, на которой располагаются и другие кнопки управления.

Кроме того, на станке имеются средства ручного управления и наладочного перемещения суппортов.

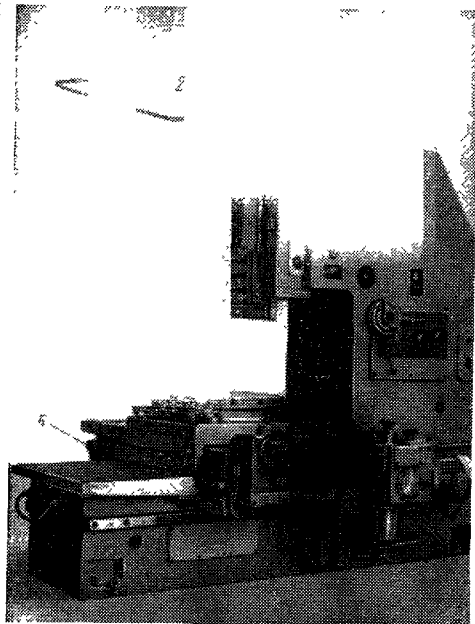


Рис. 59. Долбежный станок мод. 7Д430

### 3. Долбежные станки.

Долбежные станки выпускают с наибольшим ходом ползуна 100—1600 мм, с диаметром стола 240—1600 мм. Движение ползуна осуществляется механическим и гидравлическим приводами. Механический привод осуществляется при помощи вращательной кулисы, приводимой в движение в большинстве случаев от многоскоростных электродвигателей.

Общий вид долбежного станка мод. 7Д430 приведен на рис. 59. В станине 1 расположены все механизмы станка. В ее вертикальных направляющих движется ползун 2, совершающий вниз рабочий ход и вверх холостой ход. В резцедержателе 3 зажат резец. Деталь устанавливают на столе 4, перемещающемся в направляющих 5. Стол, кроме того, может вращаться. В некоторых конструкциях предусмотрена возможность обработки плоскости под углом  $60^\circ$  к вертикали путем установки ползуна.

Возвратно-поступательное движение долбяка и подача стола осуществляются гидравлически. Регулирование скорости бесступенчатое. Быстрые установочные перемещения стола в продольном, поперечном и круговом направлениях производятся от отдельного электродвигателя.

## Шлифовальные и доводочные станки

### 1. Назначение и область применения шлифовальных станков

Шлифовальные станки применяют в основном для снижения шероховатости поверхностей обрабатываемых деталей и получения точных размеров. Обычно на шлифование детали подают после предварительной черновой обработки и термических операций; шлифование может быть и единственным методом обработки. Основным инструментом станка — шлифовальный круг, который может иметь самую разнообразную форму.

Шлифовальные станки в зависимости от назначения делятся на несколько основных групп: круглошлифовальные центровые и бесцентровые; внутришлифовальные; плоскошлифовальные. В машиностроении применяют также специальные шлифовальные станки для обработки резьбы, зубьев колес, шлицев и т. д. Кроме того, для достижения низкой шероховатости поверхности применяют шлифовально-притирочные и шлифовально-отделочные станки, а для получения зеркальной поверхности — полировальные станки. К конструкции шлифовальных станков предъявляют повышенные требования в отношении жесткости, виброустойчивости, износостойкости и температурных деформаций.

В процессе круглого шлифования (рис. 60,а) заготовка 1 получает круговую  $v_n$  и продольную  $s_n$  подачи; последняя обеспечивается возвратно-поступательным движением стола, на котором в центрах установлена заготовка. В конце каждого одинарного или двойного хода стола шлифовальному кругу 2 сообщается поперечная подача  $s_2$ . Таким образом, припуск снимается за несколько рабочих ходов.

На рис. 60,б показана схема круглого шлифования коротких деталей с применением только радиальной подачи (врезное шлифование), а на рис. 60,в — схема внутреннего шлифования. В последнем случае заготовка 1 вращается со скоростью круговой подачи  $v_n$ , а шлифовальный круг 2 имеет осевую подачу  $s_1$  в обе стороны и радиальное перемещение  $s_2$  при врезании.

При плоском шлифовании (рис. 61) детали устанавливают на прямоугольном или круглом магнитном столе. Шлифовальный круг работает своей периферией или торцом. В первом случае (рис. 61,а) столу 2 сообщают возвратно-поступательное движение  $v_n$ , а кругу 1 — поперечную подачу  $s_1$  за каждый ход стола. После прохода всей плоскости круг получает вертикальную подачу  $s_2$  на глубину шлифования. Если стол круглый (рис. 61,б), его вращение выполняет круговую подачу.

При шлифовании торцом круга (рис. 61,в) детали 1 устанавливают на магнитном столе 2, которому сообщают возвратно-поступательное движение

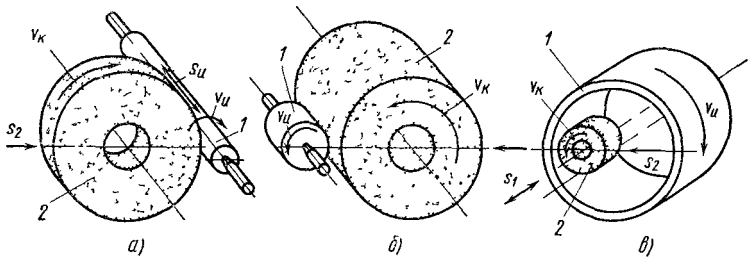


Рис. 60. Схемы круглого шлифования

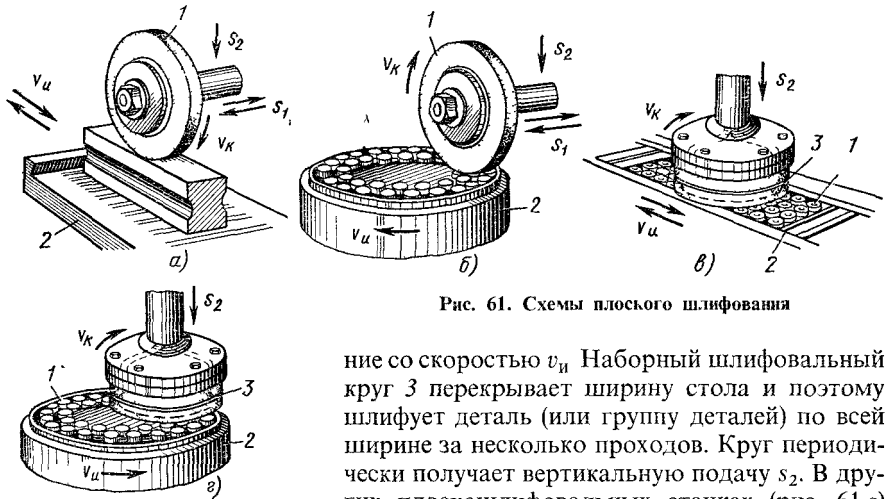


Рис. 61. Схемы плоского шлифования

ние со скоростью  $v_u$ . Наборный шлифовальный круг 3 перекрывает ширину стола и поэтому шлифует деталь (или группу деталей) по всей ширине за несколько проходов. Круг периодически получает вертикальную подачу  $s_2$ . В других плоскошлифовальных станках (рис. 61,з) детали 1 устанавливают на круглом столе 2, которому сообщают вращение (круговую подачу). Круг 3, перекрывая часть стола, обеспечивает шлифование по всей ширине группы деталей.

## 2. Круглошлифовальные станки

Круглошлифовальные станки предназначены для шлифования наружных цилиндрических, конических, а также торцовых поверхностей. Они характеризуются наибольшим диаметром устанавливаемой детали и ее длиной. Для станков общего назначения наибольший диаметр устанавливаемой детали 100–160 мм, а наибольшая ее длина – 150–1250 мм.

На рис. 62 показан общий вид круглошлифовального станка мод. 3А150. Техническая характеристика станка: наибольший диаметр обрабатываемой детали 100 мм; наибольшая длина шлифования 180 мм; диаметр шлифовального круга 220–300 мм, наибольший угол поворота стола  $10^\circ$ .

Станок имеет следующие основные узлы. На направляющих станины 1 установлен рабочий стол 2, несущий переднюю 3 и заднюю 4 бабки, в центрах которых устанавливается обрабатываемая деталь. Заднюю бабку

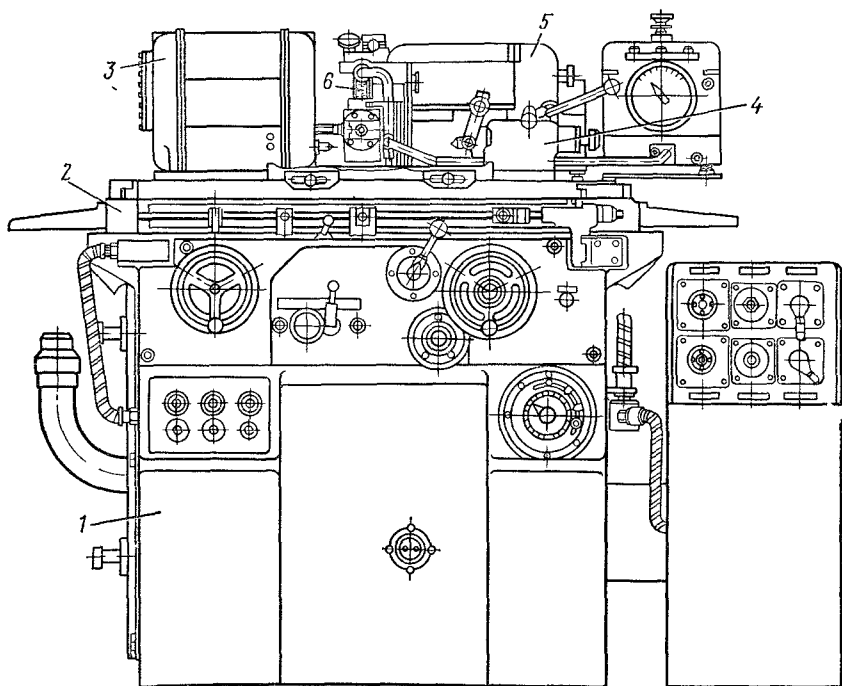


Рис. 62. Крулошлифовальный станок мод. 3A150

можно закреплять на различном расстоянии от передней, в зависимости от длины обрабатываемой детали. Сзади, на поперечных направляющих станины размещена шлифовальная бабка 5 с приводом вращения шлифовального круга 6. Деталь, установленную в неподвижных центрах, приводят во вращение поводковым патроном передней бабки. Вместе со столом 2 детали сообщают возвратно-поступательное движение (продольную подачу). При обработке конических поверхностей рабочий стол поворачивают вокруг вертикальной оси на угол, соответствующий конусности детали (обычно до  $10^\circ$ ).

На рис. 63 представлена гидрокинематическая схема станка. В станке автоматизированы продольный ход стола, быстрый подвод и отвод шлифовальной бабки, подача круга на врезание после каждого одинарного или двойного хода стола, включение и остановка вращения шпинделя бабки изделия, а также включение и выключение подачи охлаждающей жидкости. Частота вращения шпинделя бабки изделия регулируется бесступенчато, частота вращения шпинделя шлифовальной бабки постоянна.

На станке можно производить как врезное, так и продольное шлифование в полуавтоматическом цикле до жесткого упора или с применением прибора активного контроля типа БВ-1096. В последнем случае циклом шлифования управляют конечные выключатели механизма подачи или контакты прибора активного контроля. Прибор позволяет непрерывно в процессе шлифования измерять диаметр обрабатываемой детали. Это сокра-

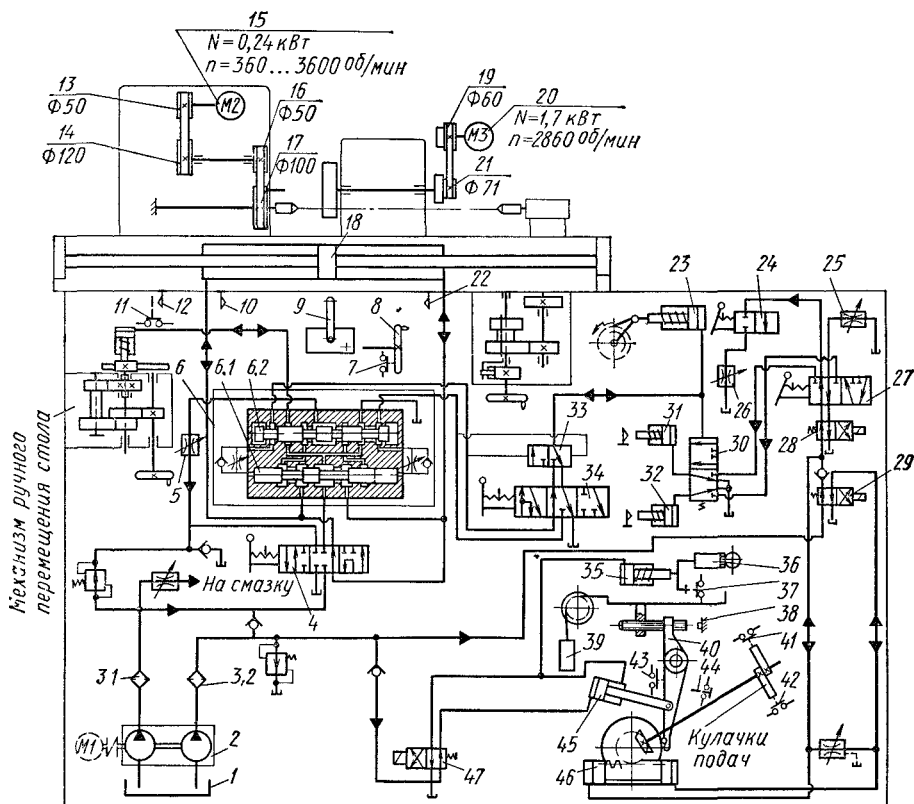


Рис. 63. Гидрокинематическая схема станка мод. 3А150

щает время обработки, так как нет необходимости останавливать станок для измерения, а также исключает возможность брака.

**Привод главного движения** смонтирован на шлифовальной бабке; от электродвигателя 20 движение к шпинделю шлифовального круга передается ременной передачей 19–21.

**Круговая подача** – вращение обрабатываемой детали производится от электродвигателя постоянного тока 15 с бесступенчатым регулированием частоты вращения через ременную передачу 13–14 и 16–17. Деталь вращается в неподвижных центрах, в результате чего повышается точность ее обработки.

**Гидравлическое оборудование** станка осуществляет следующие функции: возвратно-поступательное движение стола; подвод и отвод шлифовальной бабки; включение механизма ручного перемещения стола; автоматическую периодическую подачу на врезание шлифовальной бабки через храповой механизм; автоматические врезные и периодические подачи; смазку направляющих.

Гидравлическое управление столом осуществляется с помощью гидропанели 6. Масло из бака 1 двоянным лопастным насосом 2 подается через фильтр 3.1 к крану управления 4 и далее, в зависимости от положения зо-

лотников гидропанели 6, в правую или левую полости гидроцилиндра 18 стола. В показанном на схеме положении золотников 6.1 и 6.2 и при соответствующем положении крана 4 масло подается в правую полость цилиндра, а из левой полости подводится к гидропанели 6 и далее через дроссель 5 идет на слив.

Реверсирование стола осуществляется с помощью упоров 10 и 22, закрепленных на столе, которые попеременно нажимают на выступающий рычаг 9 и поворачивают его. При повороте этого рычага, через зубчатую передачу (на рисунке не показана) перемещается управляющий золотник 6.2, вследствие чего масло подается к левому торцу реверсивного золотника 6.1 и перемещает его. Далее масло направляется в левую полость цилиндра 18, и стол начинает перемещаться в обратном направлении.

Управляющий золотник 6.2 может быть переключен также вручную поворотом рычага 9. Стол останавливают путем изменения положения крана 4. Кран имеет три фиксированных положения: «Пуск» (крайнее левое), «Стоп» (среднее) и «Разгрузка» (крайнее правое). При положении «Пуск» линия нагнетания соединяется со средней проточкой реверсивного золотника 6.1. При положении «Стоп» линия нагнетания отсекается от этой проточки золотника, и полости цилиндра 18 соединяются между собой, что позволяет перемещать стол вручную. При положении «Разгрузка» масло от насоса через кран идет на слив, при этом обе полости цилиндра также соединяются между собой.

Рассмотрим работу станка при различных видах шлифования.

**Шлифование врезанием до жесткого упора.** При нажмем на конечный выключатель 7 рукояткой управления 8 включается электромагнит золотника 47, и масло от насоса 2, через фильтры 3.1 и 3.2 поступает в правую полость цилиндра 45 быстрого подвода шлифовальной бабки. В начале подвода освобождается конечный выключатель 44, который включает вращение детали и подачу охлаждающей жидкости. В конце подвода нажимается конечный выключатель 43, который включает электромагнит золотника 29, и масло начинает поступать в правую полость цилиндра 46 кулачков подачи. Слив из левой полости цилиндра 46 происходит через золотник 28, краны 27, 24 и дроссель черновой подачи 26. Краны 27 и 24 установлены в соответствующее положение.

Черновая подача сменяется чистовой после нажима кулачком подач на конечный выключатель 42, который включает электромагнит золотника 28. В этом случае масло сливается через дроссель чистовой подачи 25.

В конце шлифования рычаг 40 подвода бабки упирается в жесткий упор 38, и подача бабки прекращается. Кулачки подач продолжают поворачиваться до нажатия на конечный выключатель 41. Последний, срабатывая, отключает электромагнит золотника 47. Шлифовальная бабка под действием груза 39 движется в исходное положение, освобождая конечный выключатель 43; при этом отключается электромагнит золотника 29. Масло поступает в левую полость цилиндра 46 ввиду большого сопротивления в цепи дросселя 25. В конце отхода шлифовальная бабка нажимает на выключатель 44, который отключает вращение детали и подачу охлаждающей жидкости. Цикл шлифования закончен.

В станке предусмотрена возможность шлифования врезанием с использованием прибора активного контроля 36, который позволяет по достиже-



нии заданного размера с помощью выключателя 37 отключить электромагниты золотников 47 и 29 Губки прибора подводятся к детали цилиндром 35 одновременно с подводом шлифовальной бабки

**Продольное шлифование до жесткого упора.** В этом случае кран 27 ставится в положение, при котором масло попадает к дозаторам 31 или 32 Цикл начинается перемещением рукоятки управления 8 на себя (включение подвода бабки) и поворотом вправо (включение хода стола) Такое шлифование аналогично шлифованию с врезанием до жесткого упора, только кутачки подач поворачиваются теперь периодически, так как слив из цилиндра 46 происходит не непрерывно, а порциями, определяемыми объемами черногового 31 и чистового 32 дозаторов

При реверсах стола масло из гидропанели 6 через кран 34 и золотник 33 попадает к цилиндру 23 и золотнику 30 Шток цилиндра 23 механически замкнут, и подачи через храповой механизм в этом случае не происходит Золотник 30 открывается, и порция масла из цилиндра 46 через золотник 28 и кран 27 попадает в дозатор 31 (черновое шлифование) или 32 (чистовое шлифование) в зависимости от положения золотника 28 Соответственно перемещается поршень цилиндра 46 и поворачивает кутачки подач на определенный угол

После реверса стола трасса, по которой масло подводилось к цилиндру 23 и золотнику 30, соединяется со сливом, и под действием пружины золотник 30 возвращается в исходное положение, открывая слив из цилиндров 31 и 32 Как только деталь будет обработана, шлифовальная бабка отойдет назад, но не сразу, а лишь после окончания хода стола, т.е. после нажима упором 12 стола на конечный выключатель 11, который даст команду на отвод бабки

Продольное шлифование можно выполнить с прибором активного контроля, как и при шлифовании врезанием

**Продольное шлифование с цифровой подачей от храпового механизма.** При работе с прибором активного контроля специальный переключатель режима работы ставится в соответствующее положение, при этом с помощью электромагнита включается гидравлический золотник 29 Далее, при включении выключателя 7 рукояткой управления 8 шлифовальная бабка перемещается вперед до жесткого упора Периодические подачи происходят при реверсах стола храповым механизмом При достижении нужного размера и после окончания хода стола (блокировка через выключатель 11) шлифовальная бабка автоматически отходит назад В начале нового цикла шлифовальную бабку надо вручную отвести назад на величину припуска

### **3. Бесцентровые круглошлифовальные станки**

В условиях крупносерийного и массового производства целесообразно применять бесцентровые круглошлифовальные станки По виду обрабатываемых поверхностей эти станки подразделяются на станки для наружного и внутреннего шлифования Наружное шлифование может осуществляться тремя методами «на проход», «в подрезку» и «в упор»

В первом случае обрабатываемая деталь 1 (рис. 64) располагается между шлифующим 2 и ведущим 3 кругами, опираясь на опорную призму (нож) 4 Шлифующий круг вращается с большой скоростью (30–60 м/с),

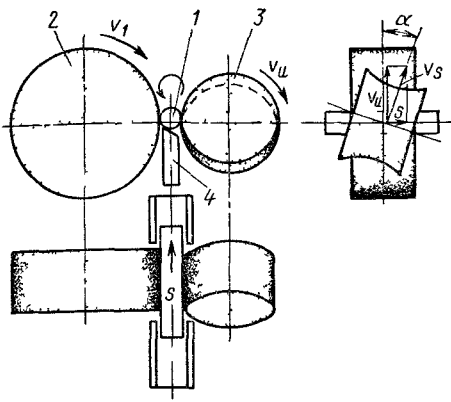


Рис 64 Схема бесцентрового шлифования «на проход»

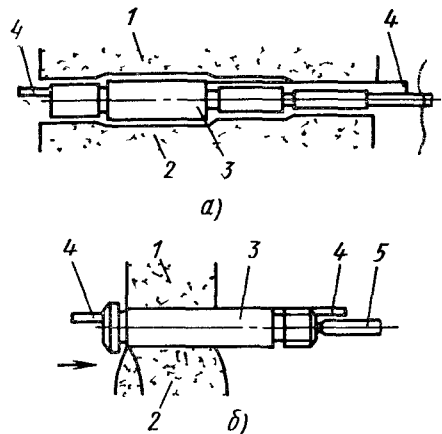


Рис 65 Схемы бесцентрового шлифования «в подрезку» и «в упор»

а ведущий круг — с меньшей ( $0,2 - 1$  м/с). Так как коэффициент трения между кругом 3 и обрабатываемой деталью больше, чем между деталью и кругом 2, то ведущий круг вращает деталь со скоростью круговой подачи  $v_n$ , а шлифующий круг снимает припуск. Движение продольной подачи достигается поворотом оси ведущего круга на угол  $\alpha = 1,5 - 6^\circ$  при черновом и  $\alpha = 0,5 - 1,5^\circ$  при чистовом шлифовании. Окружная скорость  $v_s$  ведущего круга 3 разлагается на две составляющие  $v_n$  и  $s$ . Первая представляет собой скорость вращения детали (круговую подачу), вторая — продольную подачу детали. Подача будет тем больше, чем больше угол  $\alpha$ . Чтобы обеспечить линейный контакт ведущего круга с цилиндрической поверхностью детали, кругу придают форму однополлого гиперболоида. Центр вращения обрабатываемой детали располагают выше центра кругов 2 и 3 на  $0,15 - 0,25$  диаметра детали, что обеспечивает геометрическую точность ее формы.

При шлифовании в «подрезку» (рис 65 а) деталь 3, опирающаяся на нож, только вращается. Поперечная подача производится перемещениями ведущего 2 или шлифующего 1 кругов в радиальном относительно детали направлении.

Шлифованием «в упор» (рис 65, б) обрабатываются детали, имеющие бурты и тн. готовки. Движения здесь такие же, как и при обработке «на проход», однако, перемещаясь в осевом направлении, деталь встречает упор 5. После этого ведущий круг 2 отходит от шлифующего

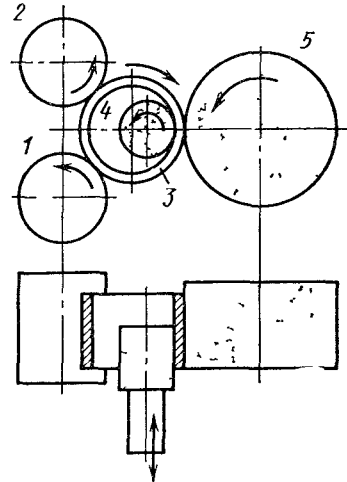


Рис 66 Схема внутреннего бесцентрового шлифования

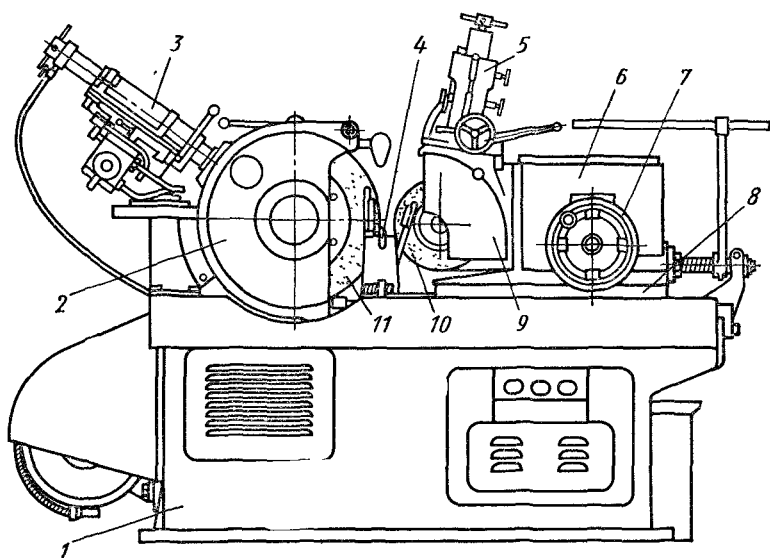


Рис. 67. Бесцентровый круглошлифовальный станок

круга 1, и деталь удаляется из рабочей зоны.

На станках для внутреннего бесцентрового шлифования (рис. 66) деталь 3, находясь в контакте с опорным роликом 1, прижимным роликом 2 и ведущим кругом 5, обрабатывается шлифующим кругом 4. Такие станки пригодны только для обработки деталей, у которых предварительно точно обработана наружная поверхность.

На рис. 67 показан бесцентровый круглошлифовальный станок. На станине 1 неподвижно установлена бабка 2, несущая шпиндель со шлифовальным кругом 11. Справа в продольных направляющих станины размещена плита 8, на которой установлена бабка 6 с поворотной головкой 9 и ведущим кругом 10. Круг можно поворачивать вокруг горизонтальной оси на требуемый угол. На станине закреплена направляющая призма (нож) 4, являющаяся опорой для обрабатываемой детали. Установка бабки 6 ведущего круга на размер обрабатываемой детали, а также компенсация износа круга производится перемещением бабки по направляющим станины вместе с плитой 8 с помощью маховичка 7 и винтовой передачи.

Механизмы привода смонтированы внутри станины. Вращение кругам сообщает электродвигатель, расположенный слева на станине. Для периодической правки шлифующего и ведущего кругов алмазными карандашами служат специальные устройства 3 и 5.

#### 4. Внутришлифовальные станки

Внутришлифовальные станки предназначены для шлифования сквозных и глухих отверстий цилиндрической и конической формы, а также для обработки торцов. На таких станках шлифуются отверстия с максимальным диаметром от 25 до 800 мм.

Универсальный внутришлифовальный станок мод. ЗК228В, кинематическая схема которого представлена на рис. 68, предназначен для шлифования цилиндрических и конических, глухих и сквозных отверстий с углом конуса при вершине до 60°. Станок снабжен торцешлифовальным приспособлением, позволяющим шлифовать наружный торец изделия сразу же после шлифования его отверстия.

#### Техническая характеристика станка

Диаметры шлифуемых отверстий, мм . . . . .	50—200
Наибольшая длина шлифования (длина устанавливаемого изделия) при наибольшем диаметре отверстия, мм . . . . .	200
Наибольший диаметр устанавливаемого изделия, мм . . . . .	560
Частота вращения, об/мин:	
шпинделя изделия (регулировка бесступенчатая) . . . . .	100—600
внутришлифовального шпинделя . . . . .	4500—12000
торцового шпинделя . . . . .	4000
Масса станка, кг . . . . .	5400

На станине расположена бабка изделия, в патроне шпинделя которой зажимают шлифуемую деталь. На продольных направляющих качения станины установлен стол. На поперечных направляющих стола размещена шлифовальная бабка, несущая шпиндель со шлифовальным кругом. Внутри станины смонтирован гидропривод станка. Органы управления станком расположены на передней панели станины. Торцешлифовальное приспособление смонтировано на корпусе передней бабки.

Главное движение осуществляется от электродвигателя 65 через плоскоремennую передачу 55—56. Шлифовальные шпиндели — сменные, со шкивами диаметром 60—160 мм, чем достигается изменение частоты вращения шлифовального круга.

Круговая подача — вращение шлифуемой детали — производится электродвигателем 7 постоянного тока с бесступенчатым регулированием частоты вращения вала через клиноремennую передачу 66—67.

Продольная подача — возвратно-поступательное движение стола — осуществляется от гидропривода 33 с бесступенчатым регулированием скорости движения. Стол имеет также механизм ручного продольного перемещения. В этом случае от маховичка 18 вращение передается через зубчатые колеса 15—68 и 16—17 на реечное колесо 14 и рейку 13. Гидравлическое и ручное перемещения стола заблокированы так, что при включении гидропривода ручная подача выключается путем вывода из зацепления с рейкой реечного колеса 14 с помощью блокировочного устройства 35, 21.

Поперечная подача шлифовального круга производится перемещением салазок суппорта шлифовальной бабки винтом 63 от механизма поперечной подачи. Эта подача может быть ручная (непрерывная или дозированная) и автоматическая от гидропривода. Ручная непрерывная подача осуществляется с помощью маховичка 52 через зубчатые колеса 44—45 и 61—43 на винт 63. Дозированная ручная подача достигается путем качания рычага 50 через собачку 36, храповое колесо 47 и зубчатые передачи 44—45, 61—43 на винт 63.

Дозированная гидравлическая поперечная подача шлифовального круга осуществляется от гидроцилиндра 51 через храповое устройство 38, 40 на храповое колесо 47 и далее по предыдущей цепи — на винт 63. Заслонкой 37,

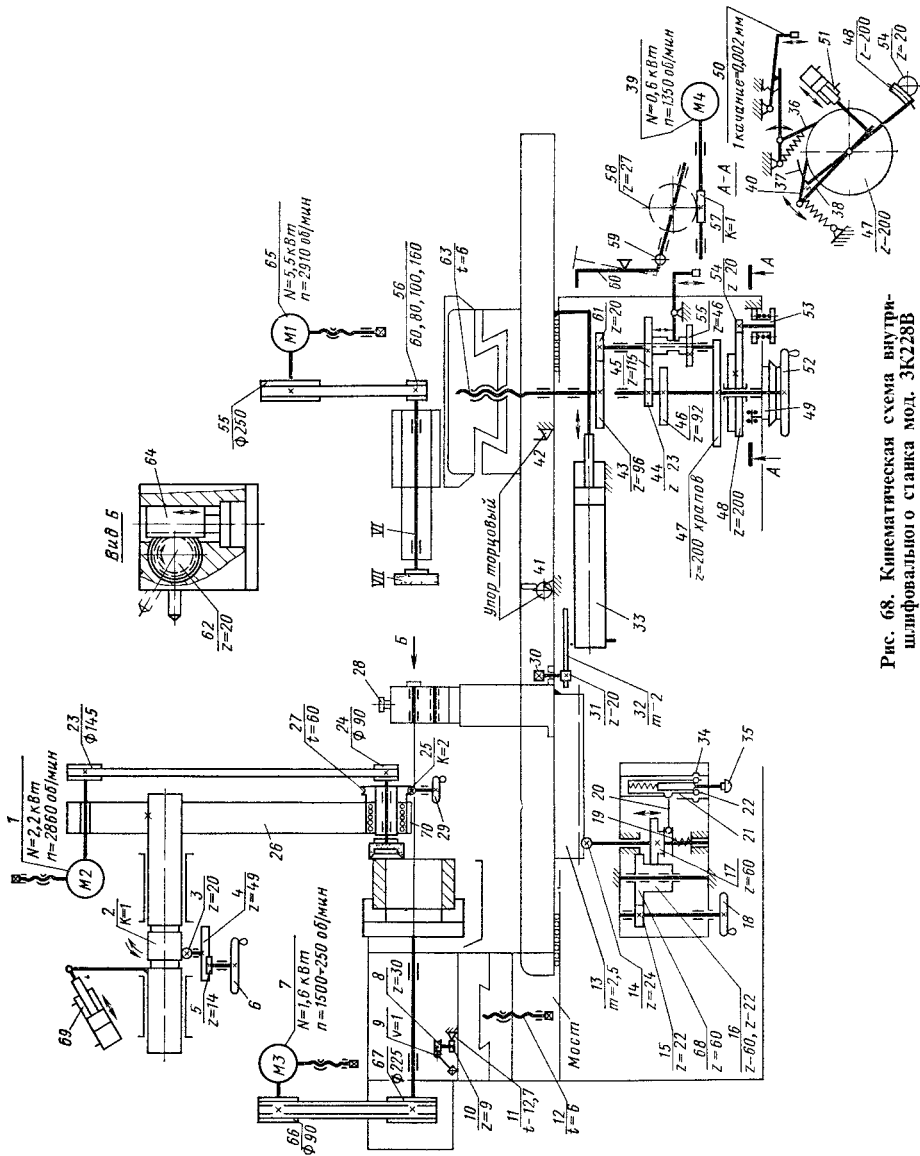


Рис. 68. Кинематическая схема внутри-шпильного станка мод. 3К228В

управляемой кнопкой 53, можно ограничить число зубцов храпового колеса 47, захватываемых собачкой 40, т. е. установить определенную величину дозированной поперечной подачи шлифовального круга, или вообще отключить подачу от гидропривода.

Быстрое поперечное перемещение шлифовальной бабки осуществляется вручную с помощью маховичка 52, через зубчатые колеса 46–57, 61–43, и винта 63.

**Торцешлифовальное приспособление.** Станок оснащен торцешлифовальным приспособлением, позволяющим шлифовать торец детали специальным кругом. Шпиндель этого приспособления вращается от индивидуального электродвигателя 1 через ременную передачу 23–24. Наладочное продольное перемещение шлифовального круга достигается вращением маховичка 6 через зубчатую пару 5–4 с внутренним зацеплением и пару 3–2. Рабочая (осевая) подача производится при вращении маховичка 29; при этом через червячную пару 25–27 и винтовую пару качения 70 продольно перемещается гильза торцового шпинделя, несущего круг. Хобот 26 имеет три позиции и поворачивается от гидропривода 69 из верхнего нерабочего положения в нижнее рабочее и обратно, а также в положение, при котором осуществляется правка круга.

**Механизм колебательного движения стола.** В качестве приспособления станку придается механизм колебательного движения стола, который, сообщая ему продольные колебательные движения, заставляет шлифовальный круг совершать осциллирующие движения, способствующие получению менее шероховатой шлифуемой поверхности. Механизм имеет индивидуальный электродвигатель 39, от которого через червячную пару 66–58 приводится во вращение регулируемый эксцентрик 59, а от него приходит в колебательное движение рычаг 60, передающий, в свою очередь, качание столу.

## 5. Плоскошлифовальные станки

Плоскошлифовальные станки предназначены для шлифования плоских поверхностей деталей периферией или торцом шлифовального круга. Они имеют прямоугольные или круглые столы. Схемы плоского шлифования представлены на рис. 61.

Плоскошлифовальные станки имеют следующие основные механизмы: привод шлифовального круга (в основном от электродвигателя, встроенного в корпус шлифовальной бабки соосно со шпинделем шлифовального круга), механизм продольных подач (главным образом от гидропривода); механизм поперечных подач (от гидропривода или посредством винтового механизма); механизм вертикальных подач (в виде храпового механизма с приводом от упоров стола через рычажную систему, либо гидравлический) и привод стола для станков с круглым столом (от электродвигателя через коробку подач, от гидродвигателя объемного регулирования, от электродвигателя постоянного тока).

**Плоскошлифовальный станок мод. ЗБ722.** Станок (рис. 69) – общего назначения с прямоугольным столом и горизонтальным шпинделем, предназначен для шлифования плоскостей различных деталей периферией круга. Станина 1 имеет продольные направляющие, по которым возвратно-

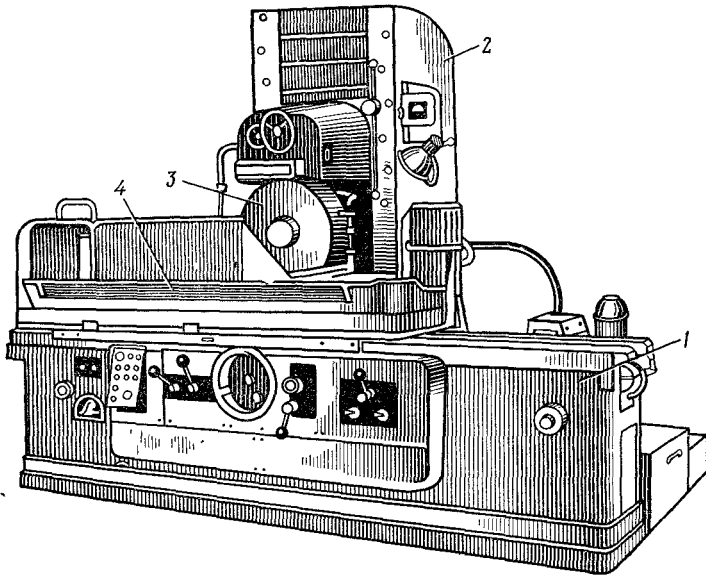


Рис. 69. Плоскошлифовальный станок мод. 3Б722

поступательно движется рабочий стол 4. По вертикальным направляющим стойки 2 перемещается шлифовальная бабка со шлифовальным кругом 3.

**Техническая характеристика станка**

Размер рабочей поверхности стола, мм . . . . .	1000 × 320
Наибольшее расстояние от оси шпинделя до стола, мм . . . . .	630
Диаметр шлифовального круга, мм . . . . .	450
Частота вращения шлифовального круга, об/мин . . . . .	1460
Автоматическая подача на ход стола, мм:	
поперечная . . . . .	1—30
вертикальная . . . . .	0,005—0,1
Скорость продольного перемещения стола, м/мин . . . . .	2—40
Скорость быстрого перемещения шлифовальной бабки, м/мин . . . . .	0,4
Мощность электродвигателя привода шлифовального круга, кВт . . . . .	10
Габаритные размеры станка, мм . . . . .	2410 × 2020 × 2290

Главное движение в станке — вращение шлифовального круга; продольная подача — прямолинейное возвратно-поступательное движение стола с заготовкой. Поперечная и вертикальная подачи сообщаются шлифовальной бабке с шлифовальным кругом.

Шлифовальный круг крепится на конце шпинделя шлифовальной бабки. Обрабатываемую деталь устанавливают на столе станка. В процессе работы стол получает прямолинейное возвратно-поступательное движение, а шлифовальный круг — вращательное. Если ширина обрабатываемой детали больше ширины круга, то шлифовальной бабке сообщается периодическая поперечная подача после каждого одинарного или двойного хода стола. Шпиндельной бабке с кругом сообщается также вертикальная подача для снятия необходимого припуска.

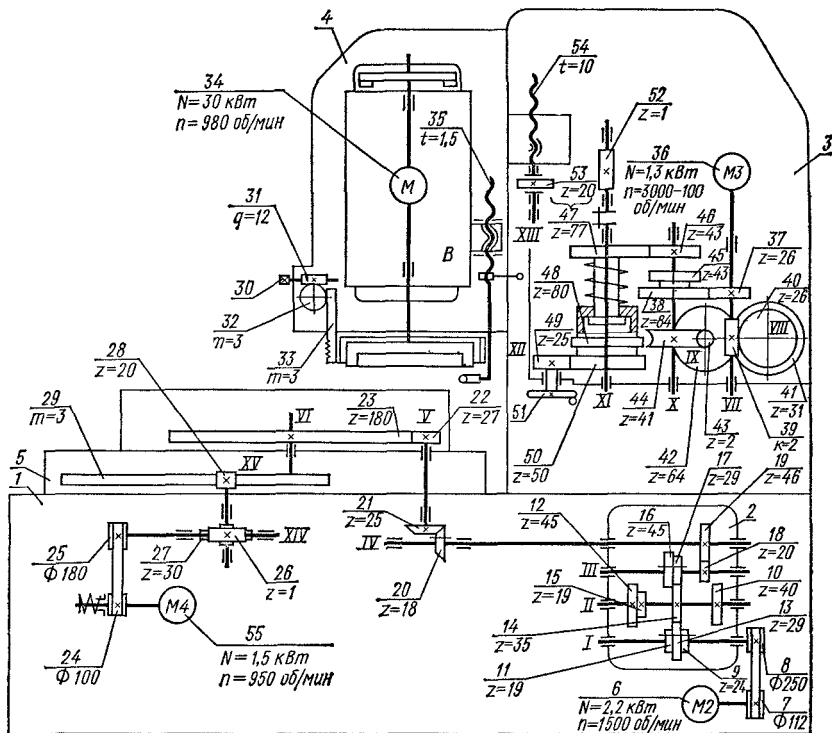


Рис. 70. Кинематическая схема плоскошлифовального станка мод. 3Д756

**Плоскошлифовальный станок мод. 3Д756.** Станок — общего назначения с круглым столом и вертикальным шпинделем (рис. 70). В станине 1 смонтирована шестиступенчатая коробка скоростей 2. Стойка 3 имеет вертикальные направляющие, по которым перемещается шлифовальная бабка 4. По продольным направляющим станины перемещается каретка 5 с круглым электромагнитным столом.

Станок имеет следующие разделительные кинематические цепи: вращения шлифовального круга, вращения стола, перемещения каретки стола, подачи шлифовальной бабки.

Вращение шлифовального круга осуществляется от встроенного электродвигателя 34. Электромагнитный стол получает вращение от электродвигателя 6 через ременную передачу 7—8, коробку скоростей 2, зубчатые колеса 9 ... 19, коническую пару 20—21 и зубчатые колеса 22—23. Перемещение каретки 5 стола осуществляется от электродвигателя 55 через клиноременную передачу 24—25, червячную пару 26—27 и реечную пару 28—29.

Подача шлифовальной бабки 4 осуществляется от электродвигателя постоянного тока 36 с приводом от магнитного усилителя с диапазоном регулирования частоты вращения 1:30. Механизм подачи обеспечивает: а) автоматическую подачу от электродвигателя через червячную передачу 39—40, цилиндрическую пару 41—42, червячную пару 43—44, цилиндриче-



скую зубчатую передачу 46—47 и червячную пару 52—53 на винт 54; б) ускоренный и замедленный подвод, а также ускоренный отвод шлифовальной бабки от электродвигателя 36 через две зубчатые пары 37—38, 45—47 и далее через червячную пару 52—53 на винт 54; в) ручное перемещение и ручную подачу шлифовальной бабки вращением маховичка 51; движение осуществляется через зубчатую пару 49—50 и червячную пару 52—53 на винт 54; г) дозированную подачу шлифовальной бабки от специальной рукоятки с собачкой (на схеме не показаны) и храповым колесом 48; д) ручное вертикальное перемещение кожуха шлифовального круга при вращении квадрата 30 через червячную пару 31—32 и рейку 33; е) перемещение винтом 35 приспособления для правки шлифовального круга.

## 6. Резьбошлифовальные станки

Резьбошлифовальные станки применяют для чистовой обработки точных резьб, например резьбы метчиков, резьбовых калибров, точных ходовых винтов. Мелкие резьбы нарезают сразу шлифовальным кругом, а крупные шлифуют после предварительной их нарезки. Существуют три способа шлифования резьбы.

1. Резьба шлифуется однониточным шлифовальным кругом (рис. 71,а). Рабочие движения: быстрое вращение шлифовального круга 1 — главное движение ( $v_k$ ); медленное вращение заготовки 2 — окружная подача ( $s_{ок}$ ); радиальная подача круга для врезания ( $s_{вр}$ ); продольная подача заготовки ( $s_{пр}$ ) на величину шага  $t_H$  резьбы за один оборот заготовки. Ось шлифовального круга повернута относительно оси заготовки на угол подъема резьбы. Это позволяет получить большую точность профиля шлифуемой резьбы.

2. Резьба шлифуется многониточным кругом с кольцевыми канавками заданного шага (рис. 71,б). В этом случае ширина  $b$  круга должна быть больше длины  $l$  шлифуемой резьбы на 2—4 шага. Рабочие движения: быстрое вращение круга 1 ( $v_k$ ); медленное вращение заготовки 2 — окружная подача ( $s_{ок}$ ); радиальная подача при врезании круга ( $s_{вр}$ ) и продольная подача заготовки ( $s_{пр}$ ) на шаг резьбы  $t_H$  за каждый оборот заготовки. Этот способ

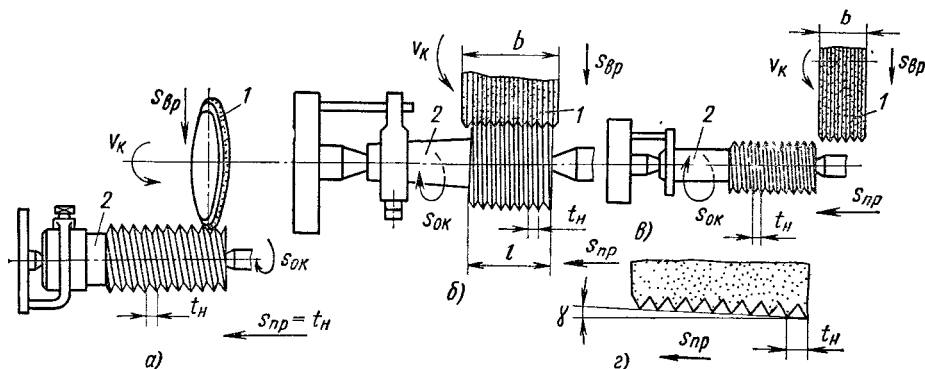


Рис. 71. Схемы шлифования резьбы

производительнее, чем первый, однако резьба получается менее точной, так как профиль ее искажается вследствие параллельности осей круга и заготовки.

3. Если необходимо нарезать длинную резьбу многониточным шлифовальным кругом с кольцевыми канавками, то применяют конический круг. В этом случае имеют место следующие рабочие движения (рис. 71,б): быстрое вращение шлифовального круга 1 ( $v_k$ ); медленное вращение заготовки 2 — окружная подача ( $s_{ок}$ ); продольная подача заготовки ( $s_{пр}$ ) на величину шага резьбы  $t_H$  за один оборот заготовки. Шлифовальный круг (рис. 71,з) заправлен на конус с углом  $\gamma = 5 \div 10^\circ$ , поэтому при продольном перемещении заготовки происходит постепенное врезание круга, и только последние его нитки образуют резьбу полного профиля.

**Резьбошлифовальный станок мод. 5822М** предназначен для выполнения основных резьбошлифовальных операций: шлифование цилиндрических и конических резьбовых калибров, точных винтов и червяков; затылование метчиков, модульных червячных фрез, резьбовых плоских плашек для резьбонарезных головок и т. д. Станок может работать однопиточным и многопиточным кругами.

#### Техническая характеристика станка

Наибольшие размеры устанавливаемых изделий, мм:	
диаметр . . . . .	200
длина . . . . .	500
Диаметры шлифуемых резьб, мм:	
однопиточным кругом . . . . .	3—150
многопиточным кругом . . . . .	10—120
Наибольшая длина шлифуемой резьбы, измеренная от острия переднего центра, мм:	
однопиточным кругом . . . . .	Не менее 375
многопиточным кругом . . . . .	Не менее 335
Шаг шлифуемой резьбы:	
однопиточным кругом	
метрической, мм . . . . .	0,25—24
дюймовой, число ниток на 1" . . . . .	28—3
модульной, мм . . . . .	0,3π—14π
многопиточным кругом	
метрической, мм . . . . .	1—4
дюймовой, число ниток на 1" . . . . .	24—6
Диаметр шлифовального круга, мм:	
наибольший . . . . .	400
наименьший . . . . .	300

Основные узлы станка (рис. 72): станина коробчатой формы, по горизонтальным направляющим которой перемещается стол; передняя бабка с приводом вращения заготовки и шпинделем 1; задняя бабка (на схеме не показана); шлифовальная бабка 5 с индивидуальным приводом от электродвигателя 6.

Для вращения шпинделя изделия применен бесступенчатый электродвигатель 9 постоянного тока, питаемый от электромашинного усилителя с широким диапазоном регулирования. Станок имеет дифференциал, с помощью которого можно затыловать детали со спиральными канавками.

Главное движение (вращение шлифовального круга) осуществляется от электродвигателя 6 через ременную передачу со сменными шкивами 7 и 8. Круговая подача (вращение заготовки) производится электродвигателем

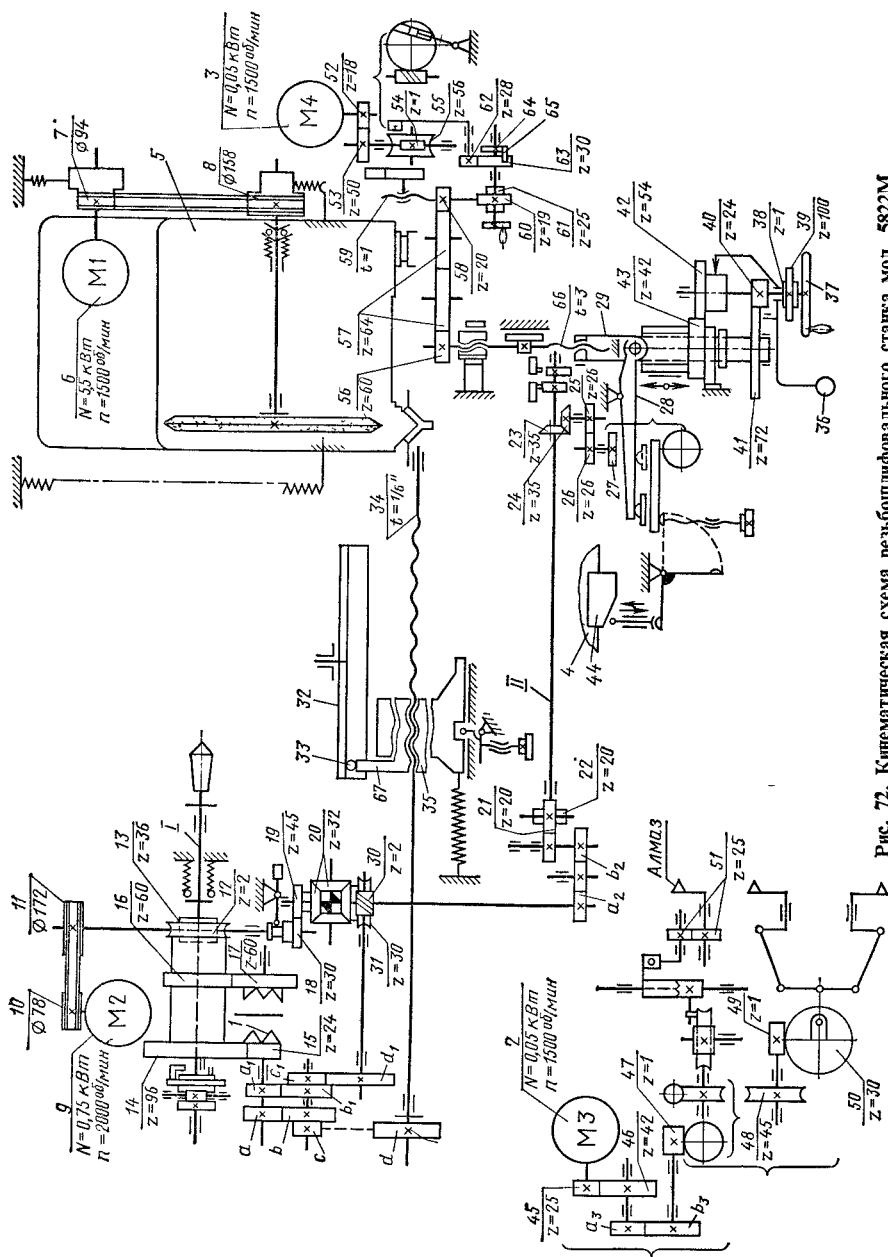


Рис. 72. Кинематическая схема резьбошлифовального станка мод. 5822М

9 через ременную передачу со шкивами 10—11 и червячную пару 12—13. Продольная подача стола с заготовкой осуществляется от шпинделя I через зубчатые колеса 14—15 или 16—17, муфту 1, сменные колеса гитары подач  $a - b$ ,  $c - d$  и ходовой винт 34.

Передаточное отношение гитары подач подсчитывают, как и для винторезных цепей, по формуле

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = C \frac{kt_H}{t_B},$$

где  $k$  — число заходов резьбы;  $C$  — постоянная цепи ( $C = 4$  или  $1$ );  $t_H$  — шаг шлифуемой резьбы;  $t_B$  — шаг ходового винта.

Поперечное перемещение шлифовальной бабки 5 осуществляется вручную маховичком 37 через колеса 40—41 или 42—43 на ходовой винт 66 или механически от электродвигателя 3 через зубчатые колеса 52—53, червячную пару 54—55, колеса 62—63, храповой механизм 65—64 и колеса 60—61, 58—57—56 на ходовой винт 66.

Станок снабжен специальным механизмом, позволяющим затыловать зубья инструмента с прямыми и винтовыми канавками. При затыловании инструмента с прямыми канавками настраивается только гитара затылования ( $a_2 - b_2$ ), а при винтовых канавках настраиваются две гитары: дифференциала ( $a_1 - b_1$ ,  $c_1 - d_1$ ) и затылования ( $a_2 - b_2$ ).

Цепь перемещения шлифовальной бабки при затыловании берет начало от шпинделя изделия и далее через червячную пару 13—12, зубчатые колеса 18—19, дифференциал 20, сменные колеса  $a_2 - b_2$ , зубчатые колеса 21—22, вал II, коническую пару 23—24, колеса 25—26, кулачок 27, рычаг 28 и винтовую пару 29—66 передает движение бабке 5 со шлифовальным кругом. Число зубьев сменных колес гитары затылования подсчитывают по формуле

$$a_2/b_2 = C_3/z_K,$$

где  $z_K$  — число канавок;  $C_3$  — постоянная цепи.

Цепь дополнительного поворота при затыловании инструмента с винтовыми канавками идет от шпинделя изделий I через зубчатые колеса 14—15 или 16—17, сменные колеса гитары дифференциала  $a_1 - b_1$ ,  $c_1 - d_1$ , червячную пару 30—31 и далее по предыдущей цепи.

В этом случае передаточное отношение гитары дифференциала подсчитывают по формуле

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{C_d t_H}{s},$$

где

$$s = \pi D_{cp} C \operatorname{tg} \beta,$$

$D_{cp}$  — средний диаметр затылуемого инструмента, мм;  $\beta$  — угол наклона спирали;  $t_H$  — шаг шлифуемой резьбы, мм;  $C_d$  — постоянная цепи.

Быстрый отвод шлифовальной бабки производится с помощью рукоятки 36. Передача 38—39 служит для микроподачи. В станке имеется корректирующее устройство для компенсации погрешностей шага ходового винта 34. Устройство имеет поворотную линейку 32, связанную через ролик 33

и рычаг 67 с гайкой 35 ходового винта. Линейка 44, установленная на станине 4, служит для шлифования конусов.

Механизм для правки шлифовального круга приводится в движение от электродвигателя 2 через зубчатые колеса 45—46, сменные колеса  $a_3 - b_3$ , червячные пары 47—48 и 49—50 и колеса 51.

## 7. Профильно-шлифовальные станки

Профильно-шлифовальные станки применяют для шлифования деталей, имеющей сложный профиль, например шаблонов, фасонных резцов, пуансонов, матриц и т. д. Эти станки бывают с пантографом и оптическим устройством или с двумя пантографами и экраном. Профиль детали шлифуется по ее чертежу, увеличенному в 50 раз и более. Станки имеют следующие основные узлы: шлифовальный суппорт, координатный (крестовый) суппорт для детали, стол для установки чертежа и оптическое устройство. На таких станках осуществляются следующие движения: вращение шлифовального круга, возвратно-поступательное движение суппорта со шлифовальным кругом, установочные перемещения координатного суппорта с обрабатываемой деталью в трех направлениях, перемещение шлифовальной головки.

Профильно-шлифовальный станок с пантографом и оптическим устройством

показан на рис. 73,а. Форма детали копируется с чертежа с помощью пантографа. Деталь устанавливают на координатном суппорте 13, имеющем продольное, поперечное и вертикальное перемещения соответственно от рукояток 15, 14 и 16. Суппорт закрепляют рукояткой 17.

Шлифовальный круг 12, расположенный в бабке шлифовального суппорта 7, кроме вращения получает еще возвратно-поступательное движение от эксцентрикового механизма. Величина хода суппорта регулируется изменением эксцентриситета. Число ходов устанавливается коробкой скоростей, находящейся в бабке 6. Суппорт может поворачиваться в продольном и поперечном направлениях. Шлифовальный круг вращается от электродвигателя 5 через ремennую передачу.

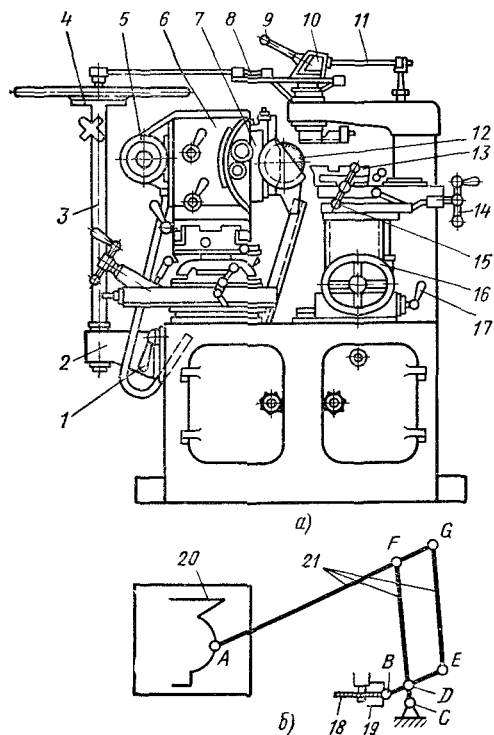


Рис. 73. Профильно-шлифовальный станок с пантографом

Чертеж располагают на столе 4, установленном на стойке 3. Стойка закреплена в кронштейне 2, который вместе со стойкой и столом можно перемещать вертикально и закреплять в требуемом положении рукояткой 1. Пантограф 8 выполнен в масштабе 50:1. Для наблюдения за точностью шлифуемого профиля имеется оптическое устройство с 20-кратным увеличением, основной частью которого является микроскоп 9, установленный в кронштейне 10 и удерживаемый от угловых перемещений стержнем 11.

Механическая и оптическая оси микроскопа проходят через точку пересечения поворотных перекрестных нитей оптического устройства. Когда обводный штифт пантографа вручную перемещают по контуру чертежа, пересечение нитей микроскопа перемещается в том же направлении на величину, в 50 раз меньшую, чем величина профиля на чертеже (рис. 73,б). В точке *A* расположен обводный штифт пантографа, а в точке *B* — пересечение нитей микроскопа; точка *C* — неподвижная ось пантографа. Остальные обозначения: 18 — шлифовальный круг; 19 — шлифуемая деталь; 20 — увеличенный чертеж детали; 21 — рычаги пантографа с шарнирами *F*, *G*, *E*, *D*.

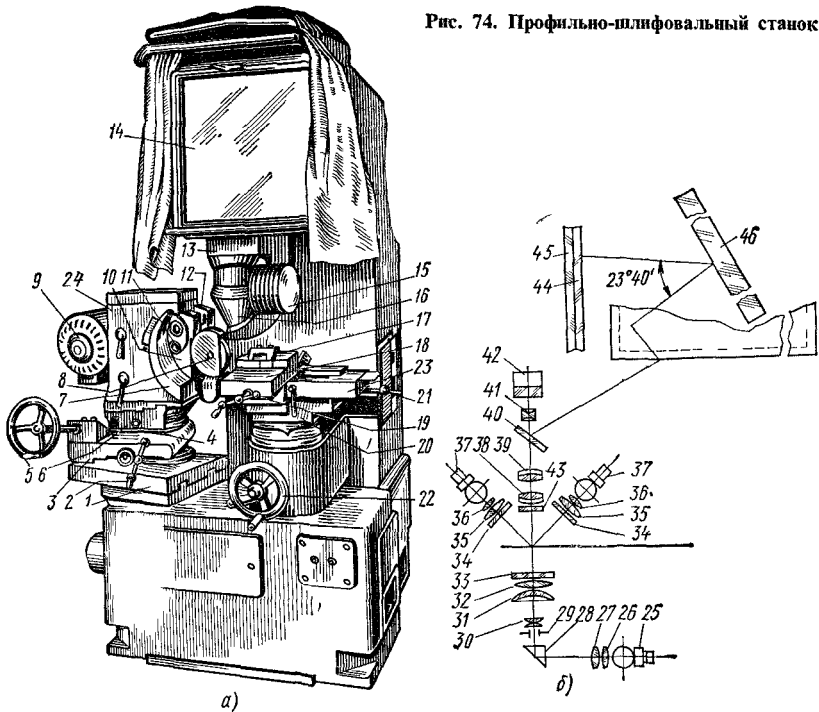
На станке с пантографом и оптическим устройством работать утомительно, потому что необходимо водить обводной штифт пантографа по чертежу, наблюдать в окуляр микроскопа за шероховатостью обрабатываемой поверхности и одновременно управлять несколькими рукоятками станка. Наблюдение за обработкой детали облегчается при работе на профильно-шлифовальных станках с экраном.

**Профильно-шлифовальный станок с экраном** показан на рис. 74,а. Обрабатываемую деталь закрепляют на координатном столе 23, имеющем продольное, поперечное и вертикальное перемещения от точных ходовых винтов. Продольное перемещение салазок 18 производится рукояткой 19, поперечное перемещение салазок 20 — рукояткой 21, вертикальное перемещение стола — маховиком 22. Деталь устанавливают на рабочем столике 17, который смонтирован на верхних продольных салазках координатного стола и вместе со столиком располагается под объективом 13 оптического устройства. Оптическая система проектирует увеличенное изображение профиля детали на экран 14. Чертеж профиля детали, выполненный в масштабе 50:1, закрепляют между двумя экранными стеклами и освещают осветителями 15 и 16.

Шлифовальная головка 24 вместе со шпинделем 8 шлифовального круга имеет установочное и рабочее перемещения. Шпиндель, смонтированный в вертикальных салазках 10, совершает возвратно-поступательное движение при включении рычага 11. Длина хода салазок 0—50 мм. С помощью винта 12 шлифовальный круг устанавливается по высоте относительно профиля обрабатываемой детали. Подвижный фланец 4 служит для поворота круга в горизонтальной плоскости, а круговые салазки 6 и 7 — для установки его под углом в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Шлифовальная головка смонтирована на верхних продольных салазках 3, перемещающихся по нижним поперечным салазкам 1 при помощи рукояток 2 и 5. Шлифовальный круг вращается от электродвигателя 9. Периодическую правку круга производят с помощью приспособления, устанавливаемого на боковой стенке круговых салазок 10.

Станок позволяет шлифовать профили деталей плоской и круглой

Рис. 74. Профильно-шлифовальный станок



формы с точностью до 0,01—0,02 мм. Обработка производится так. Рабочий вручную перемещает шлифовальную головку относительно профиля детали и следит за тем, чтобы режущая кромка шлифовального круга все время совпадала с соответствующей точкой увеличенного изображения этого профиля, совмещенного с профилем чертежа на экране.

Схема оптического устройства показана на рис. 74,б. Луч света от лампы 25, проходя через линзы 26 и 27, призму 28, диафрагму 29, линзы 30—33, проектирует контур детали на экране проектора 43 в виде четкой тени. Осветители 37 через линзы 34—36 добавочно освещают деталь. Далее лучи проходят через проекционный объектив, состоящий из линз 38, 39, 41, и направляются через призму 42 к зеркалу 40, отражаясь от которого, попадают на зеркало 46 и далее на экран, состоящий из стекол 45 и 44 с закрепленным между ними чертежом. Ошибка на экране в 1 мм соответствует ошибке профиля обрабатываемой детали в 0,02 мм.

Кроме описанных типов станков, работающих шлифовальным кругом, имеются профильно-шлифовальные станки, работающие гибкой абразивной лентой. В таких станках движущаяся лента с нанесенным на нее абразивом, облегая фасонный профиль обрабатываемой поверхности, шлифует ее.

## 8. Универсально-заточные станки

Заточные станки служат для заточки инструмента и применяются в инструментальных цехах заводов и в заточных отделениях механических цехов. По способу заточки они разделяются на две группы: станки для абра-

живной заточки и доводки инструмента, работающие шлифовальным кругом; станки для безабразивной заточки и доводки. Первая группа имеет большее распространение, огромное значение приобрела заточка инструмента алмазными кругами, применение которых значительно повышает производительность и качество заточки. К безабразивной заточке относятся электроискровой и анодно-механический способы (см гл. XV).

По назначению заточные станки делятся на универсальные — для заточки различных видов инструмента и специальные — для заточки инструмента определенного вида.

Универсальный заточный станок ЗВ642 предназначен для заточки основных видов режущего инструмента: резцов, фрез, зенкеров и т. д. Станок оснащается различными приспособлениями, позволяющими устанавливать и закреплять затачиваемый инструмент. Кроме того, на станке можно производить наружное, внутреннее и плоское шлифование. Затачивание и шлифование производят при ручном перемещении детали со столом. Техническая характеристика станка: наибольший диаметр устанавливаемой детали 250 мм; наибольшая длина детали, устанавливаемой в центрах, 630 мм; размеры рабочей поверхности стола (длина и ширина) 900 × 140 мм; наибольшее вертикальное перемещение шлифовальной головки 250 мм.

На рис. 75 показан общий вид станка. Его основные узлы: станина 1, стол 3 с суппортной группой и шлифовальная головка 6 со шпинделем, на

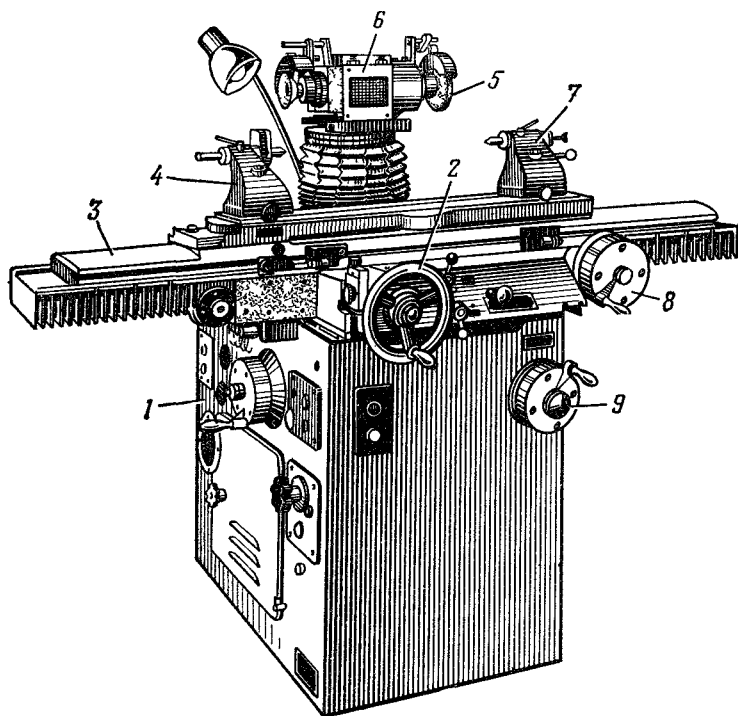
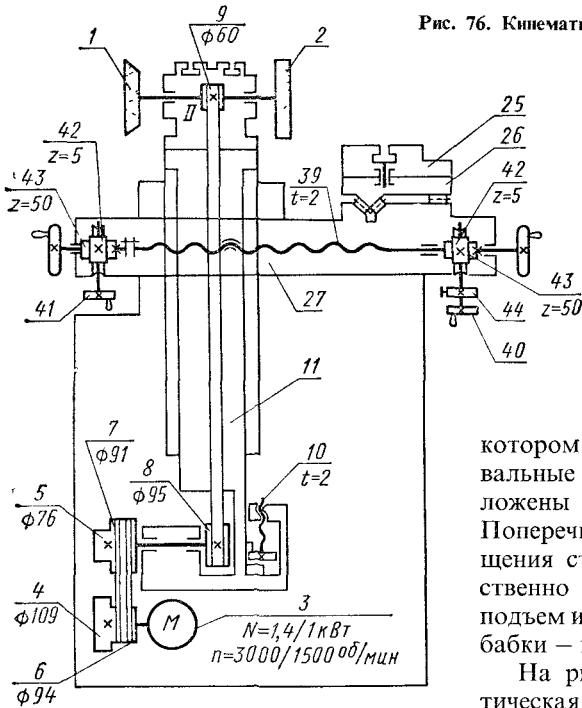


Рис. 75. Универсальный заточный станок мод. ЗВ642



Рис. 76. Кинематическая схема станка мод. 3В642



котором устанавливают шлифовальные круги 5. На столе расположены приспособления 4 и 7. Поперечное и продольное перемещение стола производят соответственно маховиками 2 и 8, а подъем и опускание шлифовальной бабки — маховиком 9.

На рис. 76 приведена кинематическая схема станка. Главное движение — вращение шпинделя со

шлифовальными кругами 1 и 2 осуществляется от двухскоростного электродвигателя 3 через ременные передачи 4—5 или 6—7 и далее через передачу 8—9 на шпиндель 11. Периферией цилиндрического круга 2 шлифуют поверхности тел вращения, которые устанавливают в центрах приспособления на столе станка, а чашечным кругом 1 — плоские поверхности инструмента, например резьбу метчика по передней плоскости. Электродвигатель вместе с кронштейном, на котором он установлен, и со шкивом 8 может опускаться с помощью винта 10 вниз, натягивая ремень шлифовальной головки.

Шлифовальная головка с шлифовальными кругами смонтирована на верхней части вертикальной колонны 11 и может поворачиваться с ней вокруг вертикальной оси. Кроме поворота, колонна может перемещаться вверх или вниз с помощью маховиков 12 или 13 (рис. 77). От маховика 12 движение на вал 1 может передаваться непосредственно, если кнопкой 14 включить муфту 45 (быстрое движение), или через планетарный механизм с зубчатыми колесами 15—16 и 17—18 и далее через червячную передачу 19—20 на реечную пару с реечным колесом 21 и рейкой 22, закрепленной на колонне (медленное движение). Если колонна перемещается с помощью маховика 13, то движение идет через коническую пару 23—24 и далее по той же цепи.

Стол с суппортной группой состоит из трех частей. На верхней поворотной части 25 (см. рис. 76) устанавливают в соответствующих приспособлениях затачиваемый инструмент. Верхняя часть стола поворачивается

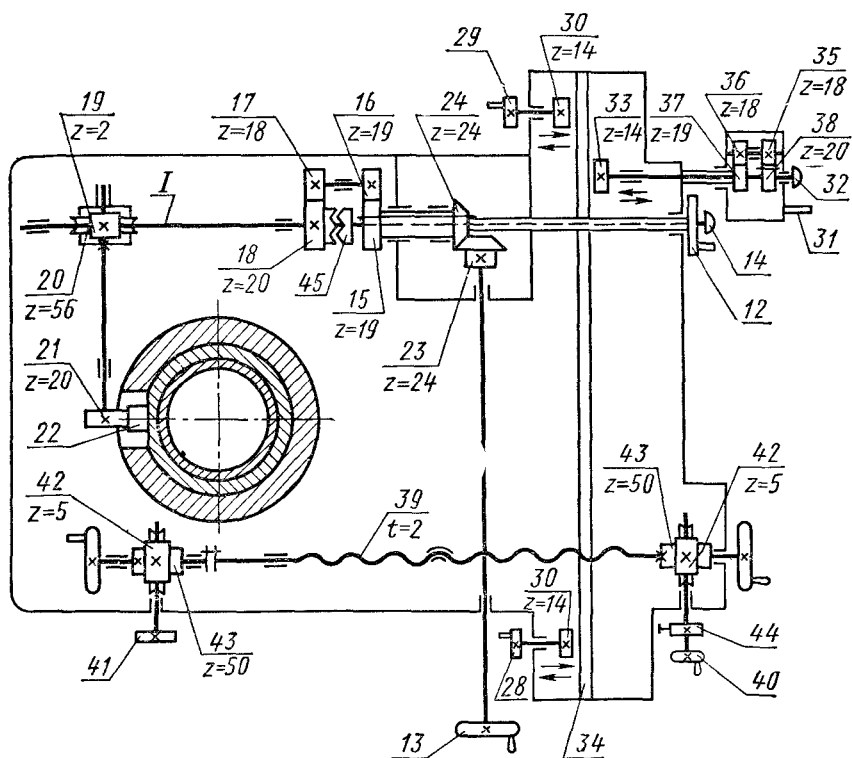


Рис. 77. Кинематическая схема перемещения стола

относительно средней части 26 для заточки конических поверхностей инструмента. Средняя часть стола имеет ручное продольное перемещение на роликовых направляющих нижней части 27. Это перемещение производят маховиками 28 или 29 (рис. 77) с реечными зубчатыми колесами 30, или рукояткой 31 на корпусе (поводке) планетарной передачи. В последнем случае нажатием кнопки 32 реечное колесо 33, связанное с планетарным механизмом, включают, а колеса 30, связанные с маховиками 28 и 29, отключают от рейки 34; при этом стол получает медленную поперечную подачу от планетарного механизма с колесами 35–38.

Нижнюю часть стола вместе со средней и верхней частями перемещают в поперечном направлении с помощью ходового винта 39 и гайки, закрепленной на станине. Тонкая (замедленная) поперечная подача осуществляется вращением маховиков 40 или 41, которые через передачи 42–43 поворачивают ходовой винт 39.

Храповой механизм 44 приводится в движение специальной рукояткой и через ту же передачу 42–43 сообщает ходовому винту, а следовательно, и столу периодическое замедленное движение. Тонкая (замедленная) подача стола позволяет осторожно подводить затачиваемый инструмент к шлифовальному кругу.

Приспособления станка значительно расширяют область его использо-

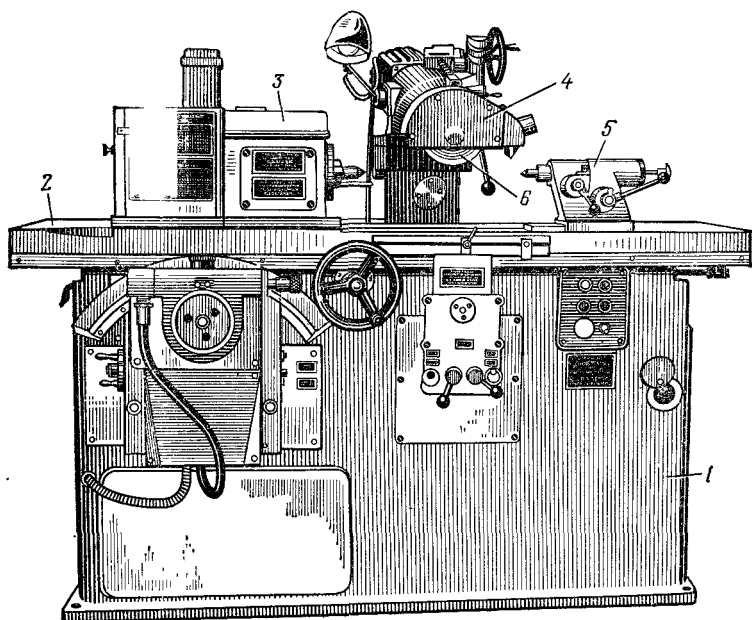


Рис. 78. Полуавтомат для заточки червячных фрез

вания. К таким приспособлениям относятся передняя бабка с делительными дисками, задняя бабка, универсальная заточная головка, универсальные поворотные тиски, приспособление для правки кругов, приспособление для заточки фрез с затылованными зубьями, приспособление для заточки сверл, упор для заточки фрез с винтовыми зубьями и некоторые другие.

Полуавтомат для заточки передних поверхностей зубьев червячных фрез представлен на рис. 78. Оправку с затачиваемой фрезой устанавливают в центрах передней делительной 3 и задней 5 бабок станка, которые вместе со столом 2 перемещаются возвратно-поступательно по направляющим станины 1. На вертикальной колонке установлена шлифовальная головка 4 со шпинделем, несущим чашечный шлифовальный круг 6. На рис. 79 представлена кинематическая схема полуавтомата.

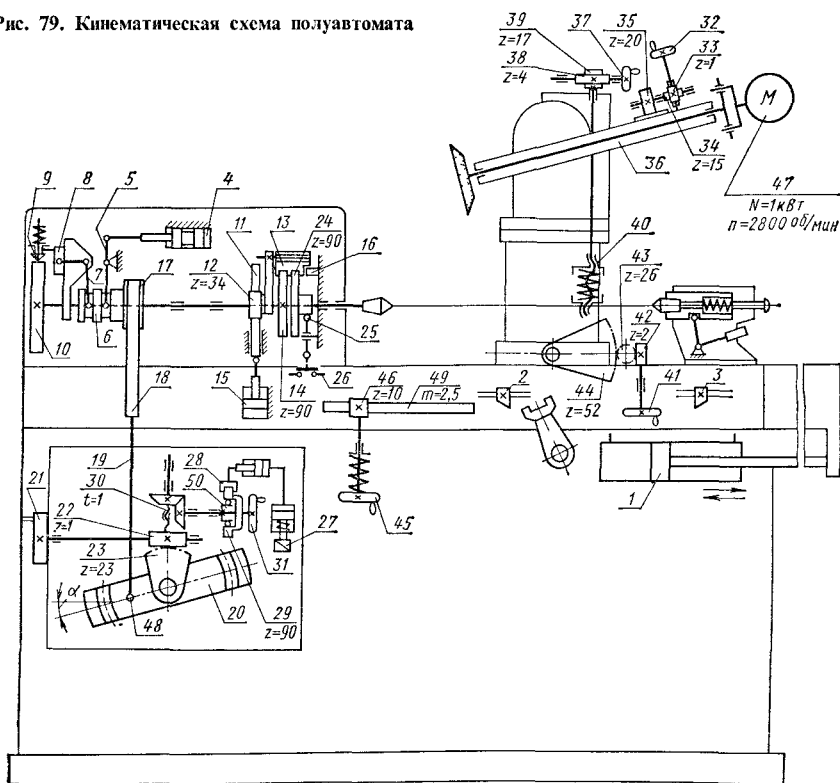
Станок имеет следующие рабочие и установочные движения: 1) вращение шлифовального круга (от электродвигателя 47); 2) возвратно-поступательное движение стола; 3) поворот шпинделя делительной бабки для периодического поворота фрезы с целью последовательной заточки ее зубьев; 4) поворот фрезы при заточке фрез с винтовыми канавками; 5) поворот фрезы на шлифовальный круг (на глубину врезания) после каждого полного оборота фрезы; 6) установочный поворот шпинделя с целью проверки положения фрезы относительно шлифовального круга; 7) установочное осевое перемещение пиноли со шлифовальным шпинделем; 8) подъем и опускание колонки со шлифовальной головкой; 9) поворот колонки со шлифовальной головкой вокруг вертикальной оси; 10) ручное перемещение стола.

Возвратно-поступательное движение стола производится гидроприводом 1 с дроссельным регулированием. Длина хода стола устанавливается положением кулачков 2—3, закрепляемых в пазу стола.

Поворот шпинделя делительной бабки на  $1/z$  часть оборота ( $z$  — число канавок на фрезе) происходит после каждого двойного хода стола, когда он находится в крайнем левом положении и шлифовальный круг вышел из контакта с фрезой. В этот момент золотник 4 с помощью рычага 5, муфты 6 и рычага 7 поднимает ползушку 8 с фиксатором 9. Фиксатор, выходя из паза делительного диска 10, освобождает шпиндель. Затем поршень-рейка 11 с помощью свободно сидящего на шпинделе зубчатого колеса 12 и храпового колеса 14 поворачивают шпиндель на  $1/z$  часть оборота, после чего фиксатор попадает в очередной паз делительного диска и фиксирует шпиндель в новом положении. После поворота шпинделя поршни золотников 4 и 15 возвращаются в исходное положение, а стол начинает двигаться вправо. Собачка 13 храпового механизма выходит из зацепления с храповым колесом. Теперь шпиндель, двигаясь возвратно-поступательно, может еще и поворачиваться, что необходимо при заточке поверхности винтовой канавки фрезы.

Для указанного поворота шпинделя имеется следующее устройство: на шпинделе свободно насажен диск 17, связанный стальными лентами 18

Рис. 79. Кинематическая схема полуавтомата



с ползуном 19. На конце ползуна установлены два сферических шарико-подшипника 48, которые входят в паз копирной линейки 20. При заточке винтовой канавки фрезы линейку 20 с помощью маховика 21 червячной пары 22—23 поворачивают вокруг оси, устанавливая под заданным углом  $\alpha$  к направлению хода стола. Этот угол определяют из условия, что за один оборот шлифуемой фрезы стол должен переместиться на величину шага ее винтовой канавки; следовательно,

$$1 \text{ об.фр.} \cdot \pi D = T \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $D$  — диаметр диска 17, равный 120 мм;  $T$  — шаг винтовой канавки фрезы, мм;  $\alpha$  — угол наклона копирной линейки.

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha = 376,8 / T.$$

При возвратно-поступательном движении стола ползун 19 получает такое же движение сверху вниз, а диск 17 стальными лентами 18 поворачивается то в одну, то в другую сторону. Это движение передается шпинделю и затачиваемой фрезе через фиксатор 9 и диск 10. После каждого оборота фрезы, когда шлифовальный круг прошел по всем ее канавкам, совершается дополнительный небольшой поворот шпинделя с фрезой на глубину врезания (0,01—0,03 мм). Это происходит следующим образом. Одновременно с очередным поворотом шпинделя собачка 13 храпового механизма поворачивает храповое колесо 24 с кулачком 25, который воздействует на микропереключатель 26 и включает электромагнит 27. Последний, толкая через гидравлическое устройство собачку 28, поворачивает храповое колесо 29 и, через коническую пару, — ходовой винт 30, от которого получают вертикальное перемещение салазки с линейкой 20. Перемещение линейки через ползун 19 и стальные ленты 18 сообщает дополнительный поворот диску 17 и шпинделю с деталью.

Установочный поворот шпинделя для выверки положения фрезы относительно шлифовального круга совершается также вертикальным перемещением линейки 20 с помощью рукоятки 31 через коническую пару и винт 30. При этом муфта обгона 50, установленная между храповым колесом 29 и валом, отключается.

Установочное осевое перемещение пиноли со шлифовальным шпинделем (для правки круга и установки его образующей по оси фрезы) производится с помощью маховика 32, передачи 33—34 и реечного колеса 35, находящегося в зацеплении с рейкой гильзы пиноли 36.

Подъем и опускание колонки со шлифовальной головкой производят вручную маховиком 37 через червячную пару 38—39 и ходовой винт 40. Поворот колонки со шлифовальной головкой вокруг вертикальной оси, необходимый для установки круга на угол наклона винтовой канавки затачиваемой фрезы, производят вращением маховика 41 через червячную и зубчатую передачи 42, 43, 44.

Ручное перемещение стола осуществляется маховиком 45 через реечную пару 46—49.

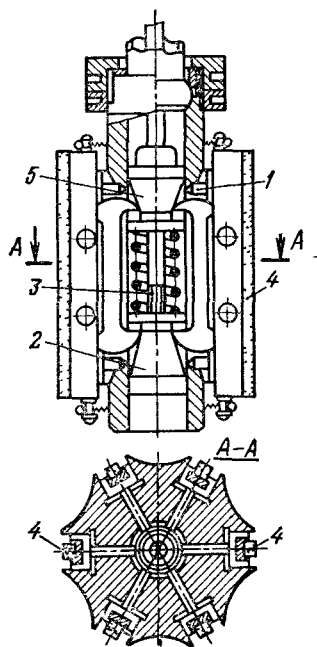
## 9. Доводочные станки

Для снижения шероховатости поверхностей деталей в технологических процессах применяют хонингование, притирку и суперфиниширование.

**Хонингование** в основном применяется при обработке цилиндрических

Рис. 80. Схема хонинговальной головки

отверстий. Сущность этого процесса состоит в том, что специальный инструмент (хонинговальная головка), оснащенный абразивными брусками, совершает одновременно вращательное и возвратно-поступательное движения в неподвижной детали. Абразивные бруски 4 (рис. 80) устанавливаются в пазах боковой поверхности головки и получают автоматическое радиальное перемещение при помощи конусов 2 и 5, насаженных на стержень 3 с резьбой. Стержень после каждого двойного хода инструмента поворачивается и сближает конусы, которые через пальцы 1 раздвигают абразивные бруски. Благодаря применению брусков тонкой зернистости и сложному характеру их движения относительно обрабатываемой поверхности хонингование дает возможность не только снижать шероховатость поверхности, но и устранять небольшие неточности формы отверстий (конусность, овальность и пр.). При хонинговании применяется охлаждающая жидкость — керосин или водно-мыльные растворы.



Хонинговальный станок 3М83 предназначен для обработки цилиндрических отверстий в условиях единичного и мелкосерийного производства (рис. 81). Станок работает по полуавтоматическому циклу. Техническая характеристика станка: частота вращения шпинделя 155—450 об/мин, мощность 10 кВт, пределы диаметров обрабатываемых деталей 67—145 мм, длина хода 150—450 мм.

Шпиндель станка получает главное вращательное движение от электродвигателя через коробку скоростей (на схеме не показана). Гидроаппаратура станка обеспечивает полный цикл его работы, который происходит в следующем порядке. При включении гидронасосов 1 и 2 масло от насоса 1 большей подачи поступает к гидропанели, но так как электромагнит золотника 35 отключен, то масло через клапан 36 уходит на слив. От насоса 2 меньшей подачи масло поступает в нижнюю полость цилиндра 9 разжима брусков лона.

При пуске станка включается электромагнит золотника 35, электромагнит распределителя 32 и электромагнит 39 муфты счетчика двойных ходов (на схеме не показана). Золотник 35 отсекает уравнивающую камеру клапана 36 от слива. Давление в системе возрастает. Распределитель 32 отсекает камеру 21 от слива. Масло от насоса поступает в камеру 12 гидропанели. Из камеры 12 масло подводится к камерам 19 и 21 и далее через обратный клапан 18 поступает под правый торец золотника 17, перемещая его в крайнее левое положение. После этого масло из камеры 12 будет поступать в камеру 14 и далее в верхнюю полость цилиндра 11 главного движения. Шпиндельная головка совершает медленный ход вниз.

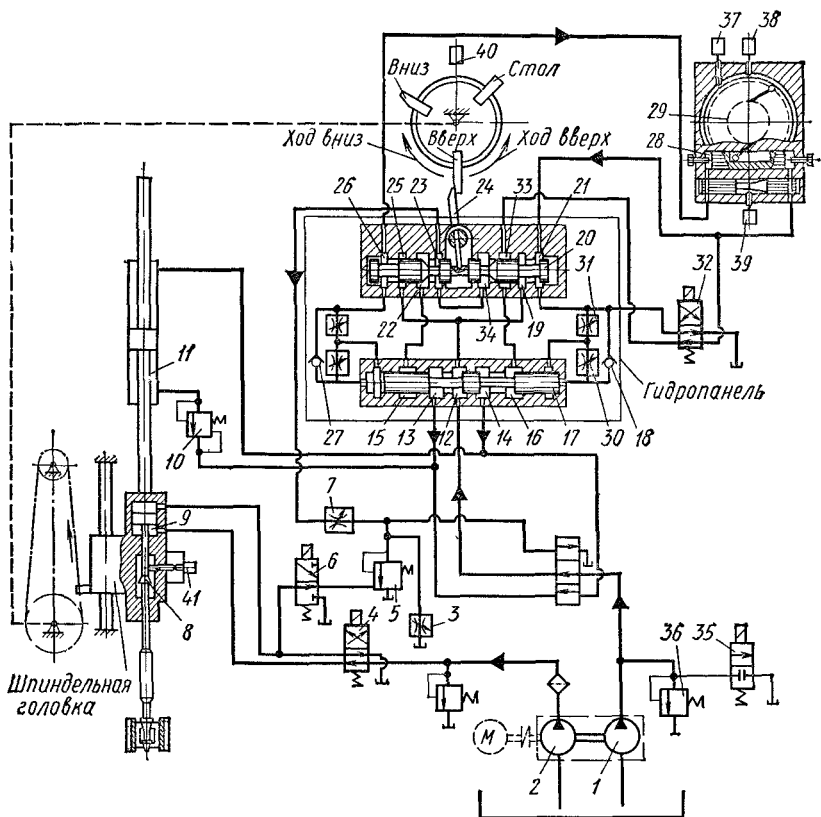


Рис. 81. Гидравлическая схема одношпindelного вертикально-хонинговального станка

Из нижней полости цилиндра главного движения масло вытесняется через клапан 10, камеры 13—15—22—23, дроссель 7 к золотнику 5, но так как электромагнит золотника 6 отключен, то золотником 5 отсекается сливной поток, в результате чего масло будет вытесняться через дроссель 3 в бак, что и обеспечивает медленный ввод и вывод инструмента.

Как только шпindelная головка достигнет своего нижнего положения, кулачок «Вниз», воздействуя на поводок 24, переместит золотник управления 20 вправо. При этом масло из камеры 12 поступает в цепь управления к камерам 25—26 и по трубопроводу — под левый торец золотника 28, который, перемещаясь слева направо, поворачивает храповое колесо 29 счетчика на один зуб. Упор, фиксирующий исходное положение счетчика, освобождает конечный выключатель 37. Одновременно масло из цепи управления поступает через обратный клапан 27 под левый торец золотника 17, перемещающего его вправо. Из-под правого торца золотника масло вытесняется через дроссели 30—31 и затем через распределитель 32 на слив. Основной поток масла из камеры 12 поступает в камеру 13 и по трубо-

воду через клапан 10 в нижнюю полость цилиндра главного движения. Из верхней полости масло вытесняется через камеры 14—16—33—34 и дроссели 7—5 на слив. Шпиндельная головка движется вверх.

Конечный выключатель 37 дает команду на включение электромагнита золотника 4 вращения насоса низкого давления 2. Масло поступает в верхнюю полость цилиндра разжима брусков хона и одновременно под нижний торец золотника 5, в результате чего происходит разжим брусков и переключение скорости поступательного движения шпиндельной головки на рабочий ход. По достижении шпиндельной головкой заданного числа ходов передвижной упор нажимает на конечный выключатель 38, который дает команду на отключение электромагнитной муфты счетчика двойных ходов и включение электромагнита золотника 6. При этом давление в системе разжима брусков падает, и начинается процесс выхаживания. Длительность этого процесса зависит от настройки пневматического реле времени (на схеме не показано), после срабатывания которого отключаются электромагниты золотников 6 и 4. Масло подается в нижнюю полость цилиндра разжима брусков, а из верхней полости уходит на слив — происходит сжатие брусков. Шпиндельная головка движется на замедленном вводе. Как только поршень цилиндра разжима брусков достигнет верхнего положения, конус 8 нажмет на конечный выключатель 41 контроля сжатия брусков. Последний дает команду на включение электромагнитной муфты, затормаживающей вращение шпинделя, и на отключение электромагнита золотника 32. В момент его отключения камера 16 золотника 17 соединяется со сливом через золотник 32. Шпиндельная головка при этом будет двигаться независимо от расположения золотника управления 20 до тех пор, пока кулачок «Стоп» не нажмет на конечный выключатель 40, который, в свою очередь, даст команду на отключение электромагнита золотника 35 — происходит остановка шпиндельной головки.

Для повторения полного цикла работы станка следует нажать кнопку «Пуск».

**Притирка** — тонкая отделка поверхностей мелкозернистым абразивным порошком, смешанным со смазкой и нанесенным в таком виде на поверхность притира. Характер движения каждого зерна абразива по притираемой поверхности должен быть таким, чтобы траектория зерна не повторялась. В качестве абразивного материала используются наждак, корунд, карборунд, крокус, окись хрома, алмазный порошок и другие материалы в виде порошка или пасты, которыми покрывают (шаржируют) притиры. Притиры изготовляют из чугуна, бронзы и пр.

На рис. 82 показана схема притирки. Между притиром 1 и диском 2 расположен сепаратор (деталедержатель) 3 с обрабатываемыми деталями. Притир и диск вращаются вокруг оси  $O_1$  в противоположные стороны

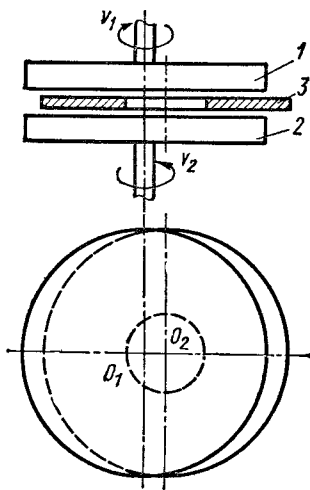


Рис. 82. Схема притирки



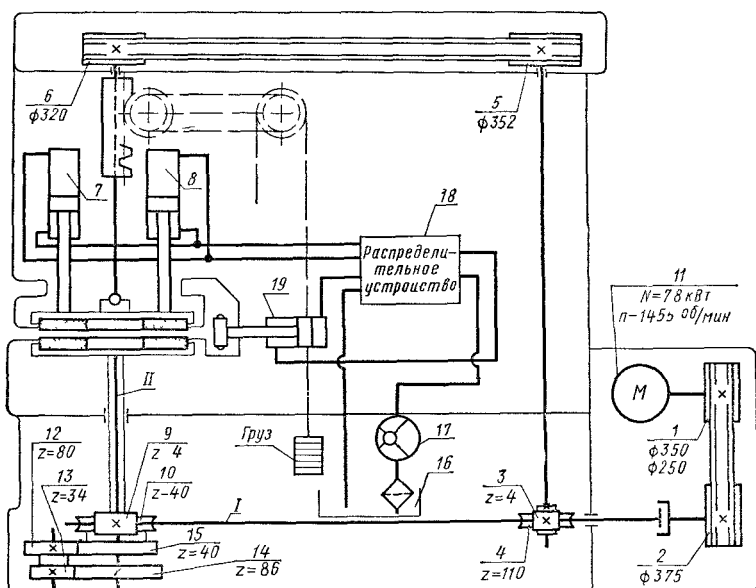


Рис. 83. Кинематическая схема станка мод. 3816

с различными скоростями. Сепаратор с осью  $O_2$  получает горизонтальное возвратно-поступательное движение от отдельного привода. Притирочные станки строят как общего назначения, так и специализированного (например, для притирки шеек коленчатых валов).

Универсально-притирочный станок 3816 (рис. 83) предназначен для притирки шеек коленчатых валов, концевых мер, пробок-калибров и др. От электродвигателя 11 через клиноременную передачу 1—2, червячную пару 3—4, клиноременную передачу 5—6 движение передается верхнему притиру. Нижний притир вращается от вала I через червячную передачу 9—10 и зубчатые колеса 15—12—13—14. Верхний притир подводится к обрабатываемым деталям и прижимается к ним при помощи гидроцилиндров

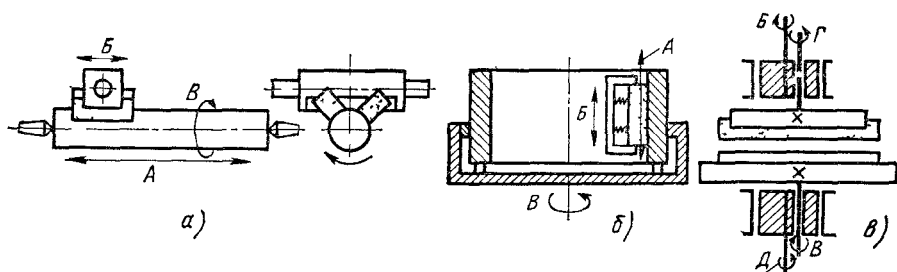


Рис. 84. Схемы суперфиниширования:

а — цилиндрическое наружное, б — цилиндрическое внутреннее, в — плоское, А — возвратно-поступательное движение инструмента, Б — колебательное движение инструмента, В — вращение детали, Г — вращение инструмента, Д — колебательное движение детали

7—8, работающих от лопастного насоса 17. Масло из резервуара 16 засасывается насосом и поступает в распределительное устройство 18, а оттуда по трубопроводам — в верхнюю или нижнюю полости гидроцилиндров 7 и 8. Золотник распределительного устройства управляется при помощи дополнительного цилиндра (на схеме не указан), поршень которого переключается вручную. Между притирами расположен сепаратор в виде диска, в пазах которого размещены заготовки. Во время работы станка сепаратор совершает возвратно-поступательное движение от гидроцилиндра 19.

**Суперфиниширование** дает возможность получать поверхности наименьшей шероховатости и предназначено для обработки поверхностей любых форм (плоских, цилиндрических, наружных и внутренних, а также фасонных). В качестве инструмента применяются мелкозернистые абразивные бруски. Сущность процесса заключается в следующем (рис. 84). Абразивные бруски совершают колебательное возвратно-поступательное движение с большой частотой и малым ходом по поверхности детали. В результате колебательного движения абразивного бруска по обрабатываемой поверхности гребешки ее неровностей срезаются.

## Резьбонарезные станки

---

Для нарезания резьбы применяют различные способы, из которых наиболее распространенными являются нарезание на токарных станках резцами, гребенками, метчиками, плашками и резьбонарезными головками, дисковыми и групповыми резьбовыми фрезами, одно- и многониточными шлифовальными кругами, а также накатывание роликами или плашками.

Сущность резьбофрезерования заключается в следующем (рис. 85,а). Дисковой фрезе 1, имеющей профиль нарезаемой резьбы, сообщают вращение вокруг ее оси (главное движение). Одновременно с этим осуществляют движение подачи, состоящее из медленного вращения детали 2 (круговая подача) и продольного перемещения ее или фрезы вдоль оси. Последнее равно величине шага нарезаемой резьбы за время одного оборота детали. В начале процесса обработки фрезе или заготовке сообщают дополнительно и поперечную подачу для врезания инструмента на полную глубину резьбы.

Резьбофрезерование выполняется с помощью дисковых, гребенчатых, червячных и пальцевых фрез. Для нарезания резьбы с большим шагом применяют дисковые фрезы (рис. 85,а), а для коротких и мелких резьб большого диаметра — гребенчатые фрезы (рис. 85,б).

Гребенчатая фреза представляет собой как бы набор дисковых фрез, поэтому процесс фрезерования значительно ускоряется, так как витки по всей длине резьбы обрабатываются одновременно. За один оборот заготовки конец канавки, нарезанный одним из резьбовых дисков фрезы, совпадает с началом канавки, нарезанной следующим диском. Таким образом, резьба фрезеруется за один оборот заготовки. Однако, имея в виду процесс врезания фрезы во время вращения детали, практически для получения полной резьбы детали необходимо совершить более одного оборота. Обычно этот цикл заканчивается за 1,2—1,4 оборота детали, в зависимости от конструкции станка. Минимальная длина фрезы должна быть на 2—3 шага больше длины фрезеруемой резьбы.

Ось гребенчатой фрезы располагается параллельно оси детали, что приводит к некоторому искажению профиля резьбы. Величина искажения тем больше, чем больше шаг резьбы, диаметр фрезы и чем меньше диаметр резьбы. Однако при нарезании обычных треугольных резьб, имеющих небольшой наклон витков винтовой линии, такое искажение не является существенным.

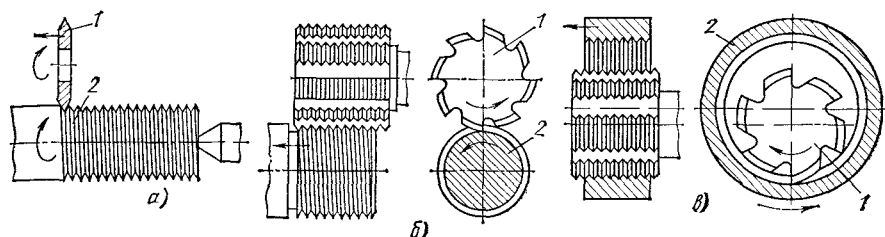


Рис. 85. Схемы резьбофрезерования

Гребенчатыми фрезами можно фрезеровать как наружные (рис. 85,а), так и внутренние (рис. 85,б) резьбы. В первом случае фрезе и детали сообщают вращение в одну сторону, во втором случае — в разные стороны.

### 1. Резьбофрезерный полуавтомат мод. 5Б63 для фрезерования резьбы

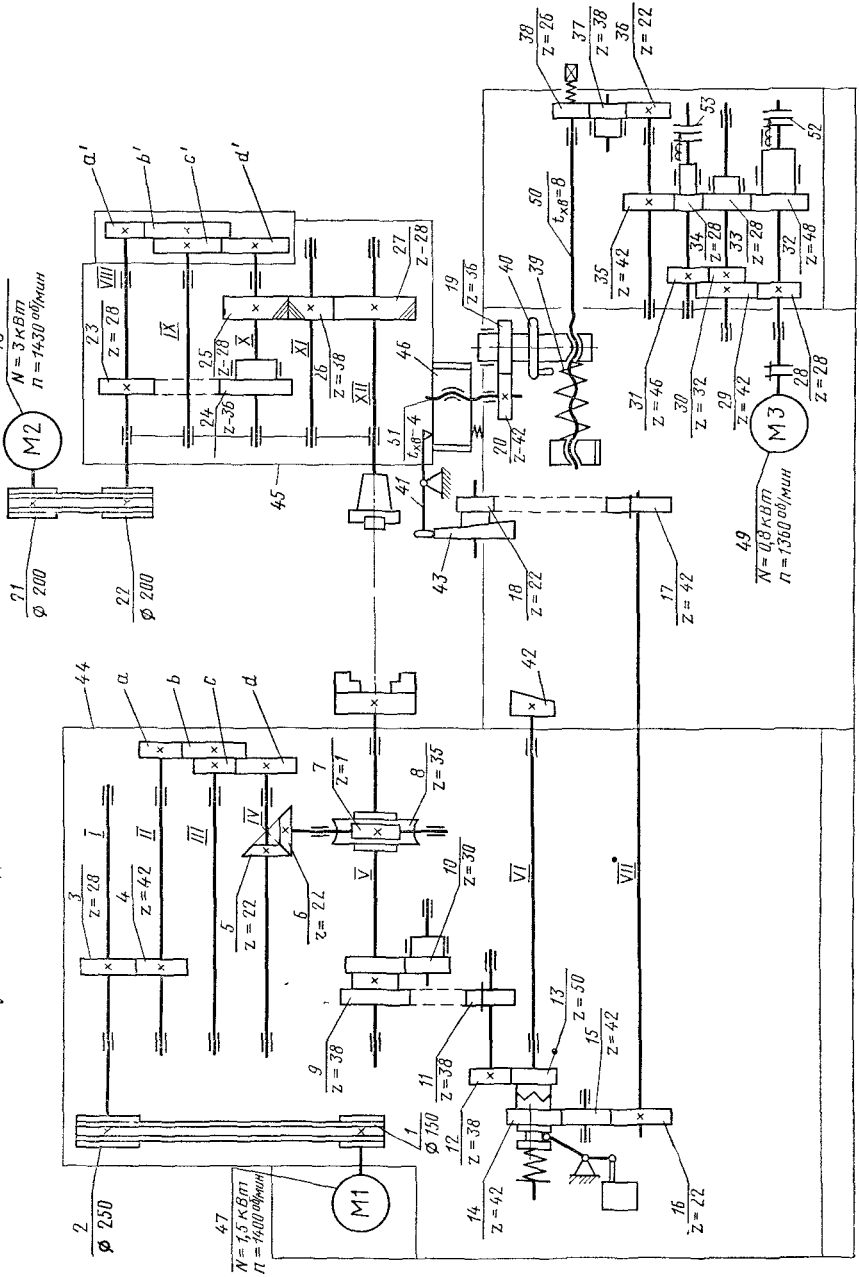
В условиях крупносерийного и массового производства применяется резьбофрезерный полуавтомат мод. 5Б63. Он предназначен для фрезерования коротких наружных и внутренних резьб резьбовыми гребенчатыми фрезами. Станок работает по полуавтоматическому циклу. Рабочий, обслуживающий станок, производит лишь закрепление детали, пуск станка и смену детали.

Цикл обработки следующий: закрепление детали; пуск станка нажатием кнопки; быстрое продольное движение каретки с фрезой по направлению к изделию; медленное продольное движение каретки по направлению к изделию при подходе упора каретки к копиру продольного перемещения; продольное перемещение каретки на шаг нарезаемой резьбы (копиром продольного перемещения); одновременное врезание фрезы в изделие на глубину резьбы (копиром поперечного перемещения); отвод фрезы от изделия; быстрое перемещение каретки в исходное положение и остановка.

Управление нарезанием резьбы осуществляется при помощи двух копиров, кинематически связанных и управляющих продольным перемещением каретки на величину шага и одновременным поперечным перемещением ее на глубину резьбы. Копир 42 продольного перемещения каретки (рис. 86) расположен в корпусе шпиндельной бабки 44 и получает движение от шпинделя изделия с передаточным отношением 1,31 (один оборот копира соответствует 1,31 оборотам шпинделя). Цикл обработки, включающий подвод и врезание фрезы в изделие, фрезерование на полную глубину и перемещение на шаг резьбы, зачистку резьбы и вывод фрезы из резьбы, совершается за один оборот копиров. Копир 43 поперечного перемещения фрезерной головки вращается с угловой скоростью, равной скорости продольного копира.

Шпиндельная бабка изделия 44 жестко крепится на станине. Шпиндель, установленный на подшипниках скольжения, приводится во вращение от электродвигателя 47 через клиноременную передачу 1—2 и коробку скоростей со сменными шестернями а—б, с—д, которая обеспечивает 16 частот вращения шпинделя в пределах 0,5—16 об/мин. Передаточное отношение

Рис. 86. Кинематическая схема полуавтомата мод. 5Б63



зубчатых колес 9—11, 12—13 на вал VI, на котором находится сменный копир 42 для каждого шага резьбы, составляет 1,31. Для обеспечения останковки копира 42 в положении, соответствующем началу цикла, вал VI копира отключается от приведенной цепи при помощи муфты с зубчатым колесом 14.

Фрезерная головка 45 устанавливается на салазках каретки 46 и может занимать по отношению к ней такое положение, при котором ось шпинделя либо параллельна оси шпиндельной бабки изделия (при нарезании цилиндрических резьб), либо будет образовывать с осью последней угол  $30^{\circ}30'$  (при нарезании конических резьб). Вместе с салазками фрезерная головка может перемещаться в поперечном направлении для врезания на глубину резьбы.

На корпусе фрезерной головки размещается электродвигатель 48, от которого через клиноременную передачу 21—22, сменные колеса  $a'-b'$ ,  $c'-d'$  и колеса 25—26—27 движение передается шпинделю фрезы, который вращается с частотой 160—2500 об/мин.

Каретка 46 фрезерной головки имеет продольное и поперечное перемещения. Продольное перемещение каретки может быть быстрым при подводе к копиру 42, замедленным в момент соприкосновения с копиром и рабочим при нарезании резьбы. Продольное перемещение при подводе каретки осуществляется винтом 50, получающим вращение от механизма быстрых перемещений по цепи: электродвигатель 49, муфта 52, зубчатые колеса 32—35, 36—38 (при включенной муфте 52) на винт. В конце быстрого подвода каретки к копиру выключается муфта 52 и включается муфта 53, чем обеспечивается медленное перемещение каретки по цепи колес 28—31, 34—35 и 36—38 на винт 50. Плавающая гайка винта связана с кареткой через пружину 39, которая служит для прижима каретки к копиру 42 в процессе нарезания резьбы, т. е. обеспечивает перемещение каретки на шаг нарезаемой резьбы при неподвижном винте 50. В конце подвода каретки переключением электромагнитных муфт 52—53 включается замедленная передача через зубчатые колеса 28—29, 30—31, муфту 53 и колеса 34—35, 36—38 и винт 50.

Поперечное установочное перемещение каретки фрезерной головки осуществляется вручную маховиком 40 через передачи 19—20 и винтовую пару 51. Рабочее перемещение осуществляется от копира 43 поперечного перемещения, который связан жесткой кинематической цепью зубчатых колес 18—17, валом VII и колесами 16—15—14—13 с копиром продольного перемещения 42. Копир 43 поперечного перемещения — открытого типа, сменный для определенного диапазона шагов резьб.

## 2. Расчет настройки резьбофрезерных станков

Расчет настройки станков в общем случае сводится к определению параметров кинематических цепей: главного движения — вращения фрезы; круговой подачи — вращения детали; осевой подачи. Исходными данными для расчета являются шаг нарезаемой резьбы  $t_n$ , материал детали и инструмента. По нормативам режимов резания для фрезерования резьбы по диаметру фрезы  $d_f$  и подаче на зуб  $s_z$  подбирают скорость резания  $v$ . Передаточное отношение сменных колес можно определить из уравнения

кинематического баланса цепи главного движения. Применительно к схеме на рис. 86 это будет

$$1430 \frac{d_{21}}{d_{22}} \frac{a'}{b'} \frac{c'}{d'} \frac{z_{25}}{z_{27}} = n_{\Phi}.$$

Решая уравнение относительно значений сменных колес, получим

$$\frac{a'}{b'} \frac{c'}{d'} = \frac{n_{\Phi}}{c'_v},$$

где  $c'_v$  — постоянная цепи.

Частота вращения заготовки определяется величиной секундной подачи. Величина пути за один оборот заготовки равна длине витка резьбы:

$$l = \pi d / \cos \Psi = t_H / \sin \Psi,$$

где  $d$  — наружный диаметр резьбы (заготовки);  $\Psi$  — угол подъема витков;  $t_H$  — шаг нарезаемой резьбы.

Для резьбы большого диаметра и малого шага угол подъема  $\Psi$  близок к нулю, и, следовательно,  $\cos \Psi = 1$ . Поэтому в таких случаях можно принимать  $l = \pi d$ .

Если обозначить  $s_z$  — подачу на один зуб фрезы в мм/зуб,  $z_{\Phi}$  — число зубьев фрезы и  $n_H$  — частоту вращения шпинделя изделия, то подача  $s_M = s_z z_{\Phi} n_{\Phi} = l n_H$ . Отсюда потребная частота вращения шпинделя изделия

$$n_H = s_z z_{\Phi} n_{\Phi} / l.$$

Величина  $s_z$  выбирается по нормативам режимов резания.

Вращение шпинделя изделия осуществляется от электродвигателя 47. Частота вращения шпинделя определяется по уравнению кинематической цепи

$$1400 \frac{d_1}{d_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8} = n_{\text{шт}} \text{ об/мин.}$$

Решая уравнение относительно значений сменных колес, получим формулу настройки гитары изделия (т. е. гитары круговых подач  $C_s$ ).

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{n_{\text{шт}}}{C_s},$$

где  $C_s$  — постоянная кинематической цепи.

Продольное перемещение каретки 46 и фрезы в процессе нарезания резьбы осуществляется с помощью винтового копира 42. Угол подъема копира выполнен таким образом, что за один оборот шпинделя изделия фреза перемещается на шаг резьбы:

$$1 \text{ об.шп.} \cdot i_k = t_H,$$

где  $t_k$  — шаг винтовой канавки копира;  $i$  — передаточное отношение цепи от шпинделя изделия до кулачка 42. Кулачок получает вращение от шпинделя изделия по кинематической цепи

$$1 \text{ об.шп.} \cdot \frac{z_9}{z_{11}} \frac{z_{12}}{z_{13}} = \text{оборотам кулачка 42.}$$

**Специальные случаи настройки.** На отдельных резбозерных станках можно по методу обкатки фрезеровать зубчатые колеса, шлицевые и зубчатые валы. Расчет таких настроек аналогичен обычной настройке зубозерных станков.

Резбозерный станок 561 имеет кинематические цепи, позволяющие осуществлять движение обката заготовки с червячной модульной фрезой, установленной на шпинделе фрезерной головки. Настройка цепи обката (гитары деления), связывающей вращение шпинделя фрезы с вращением заготовки, рассчитывается по уравнению

$$1 \text{ об.} \frac{24}{24} \frac{30}{30} \frac{26}{12} \frac{45}{54} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{32}{32} \frac{4}{40} = \frac{z'}{z},$$

где  $z$  — число заходов червячной фрезы;  $z'$  — число нарезаемых зубьев или шлицев.

Решая уравнение относительно передаточного отношения сменных колес, получим

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = C_{д} \frac{z'}{z}. \quad (18)$$

**Пример** Рассчитать настройку резбозерного станка 561 для фрезерования шлицевого вала. Исходные данные: наружный диаметр шлицевого вала  $d_{в} = 30$ , число шлицев  $z = 6$ , материал — сталь 45, червячная фреза из быстрорежущей стали, диаметр фрезы  $d_{ф} = 80$  мм, число заходов  $z' = 1$ , постоянная цепи деления  $C_{д} = 4$ .

1. По нормативам выбираем скорость фрезерования  $v_c = 0,55$  м/с, подачу  $s = 0,75$  мм/об.
2. Частота вращения фрезы

$$n_{ф} = \frac{v_c}{\pi d_{ф}} = \frac{0,55 \cdot 1000}{3,14 \cdot 80} = 2,18 \text{ об/с.}$$

С помощью коробки устанавливаем ближайшую частоту вращения.

3. Величину подачи получим путем переключения коробки подач.
4. Сменные зубчатые колеса гитары деления подбираются по уравнению (18):

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = C_{д} \frac{z'}{z} = 4 \frac{1}{6} = \frac{20}{30};$$

отсюда  $a = 20$ ,  $d = 30$ .

### 3. Резбонакатные станки

Для получения резьбы на деталях широкое распространение получили резбонакатные станки. Эффективность замены нарезания резьбы ее накатыванием заключается в значительном повышении производительности процесса и качества резьбы. По виду накатного инструмента станки бывают с плоскими резьбовыми плашками (рис. 87,а), с круглыми резьбовыми роликами (рис. 87,б) и с круглым резьбовым роликом и дуговой плашкой (рис. 87,в).

Рассмотрим резбонакатный станок мод. 5933, работающий круговыми роликами. Техническая характеристика станка: диаметр накатываемой резьбы 6—30 мм, наибольшая длина резьбы 40 мм, наибольший шаг резьбы 2,5 мм. Кинематическая схема станка обеспечивает следующие формообразующие движения (рис. 88): вращение накатного ролика, сидящего в шпинделе I неподвижной бабки; вращение заготовки и ее перемещение в процессе накатывания.



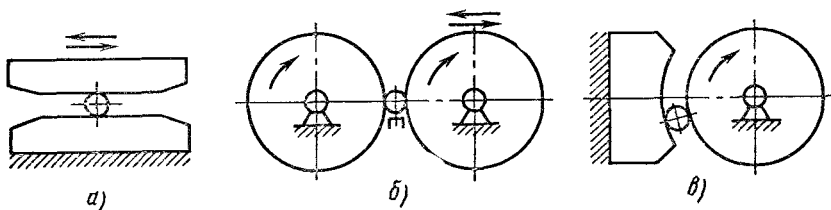


Рис. 87. Способы пакатки резьбы

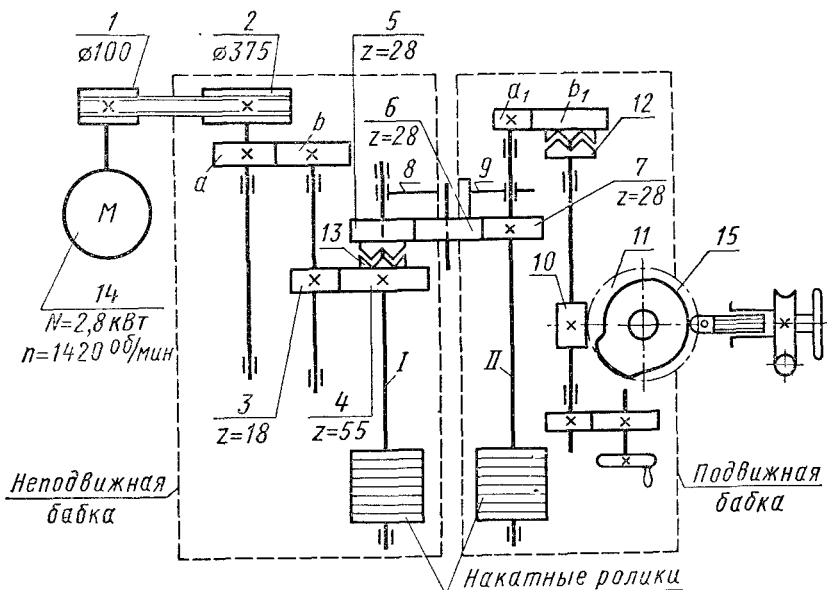


Рис. 88. Кинематическая схема резьбонакатного станка мод. 5333

Кинематическая цепь, передающая вращение накатному ролику, берет начало от электродвигателя 14 и идет через клиноременную передачу 1–2, сменные колеса гитары скоростей  $a - b$ , колеса 3–4, шпиндель I. Набором сменных колес  $a - b$  можно регулировать частоту вращения накатного ролика в пределах 39–265 об/мин. От шпинделя I неподвижной бабки через кулачковую муфту 13 приводятся во вращение колеса 5, 6, 7 и шпиндель II подвижной бабки. Скорость вращения шпинделя II такая же, как и шпинделя I. Поскольку подвижная бабка перемещается, связь между шпинделями осуществляется посредством шарнирного соединения рычагов 8 и 9.

Поперечное перемещение подвижной бабки осуществляется от кулачка 15, который вращается по следующей цепи: шпиндель II, сменные колеса  $a_1 - b_1$ , червячная пара 10–11, кулачок. За один оборот кулачка 15 образуется резьба на поверхности детали, после чего станок выключается путем отключения муфты 12. Частота вращения кулачка устанавливается сменными колесами  $a_1 - b_1$  в зависимости от продолжительности накатывания резьбы.

Перед работой станка необходимо вершины резьб роликов сместить относительно друг друга на половину шага. Это достигается поворотом одного из шпинделей при выключенной муфте 13. Муфта имеет 100 зубьев, т. е. при повороте на один зуб вершины резьбы сместятся на величину 0,01 шага резьбы.

#### 4. Токарный резьбонарезной станок мод. 1622 повышенной точности

В инструментальном производстве при изготовлении резьбового инструмента применяют токарно-винторезные станки повышенной точности. Эти станки имеют точные ходовые винты и корректирующие устройства. Последние служат для поворота гайки винта, в результате чего выбирается люфт в винтовой паре и обеспечивается получение точного шага нарезаемой резьбы. Например, накопленная погрешность шага резьбы на длине 50 мм у таких станков 0,003 мм, а на длине 300 мм — 0,005 мм. На станках без корректирующего устройства эти погрешности в 4–5 раз больше. Существует несколько способов коррекции: созданием дополнительного поворота гайки, дополнительным осевым перемещением ходового винта и применением дифференциального механизма для дополнительного поворота винта.

**Поворот гайки** с целью коррекции шага ходового винта может быть осуществлен с помощью установленной на суппорте станка коррекционной линейки 1 (рис. 89,а), соединенной системой тяг с гайкой 4. При установке линейки под углом  $\alpha$  к оси центра станка одновременно с продольной подачей суппорта будет перемещаться ползун 2 с копиром 3, поворачивая через систему тяг гайку ходового винта. Между величиной перемещения  $h_1$  ползуна за один оборот шпинделя, подъемом  $h_2$  тяги гайки и продольным перемещением суппорта  $s$  существует зависимость  $h_1 = s \operatorname{tg} \alpha$ ,  $h_2 = h_1 \operatorname{tg} \beta$ ; отсюда

$$h_2 = s \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta,$$

где  $\alpha$  — угол наклона линейки к оси центров станка;  $\beta$  — угол копира.

Вместе с тем величина подъема  $h_2$  на радиусе  $r$  при повороте гайки на угол  $\gamma$  будет  $h_2 = r\gamma$ , откуда угол поворота гайки

$$\gamma = \frac{s \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta}{r}.$$

В результате величина дополнительного продольного перемещения суппорта за один оборот шпинделя в зависимости от угла  $\gamma$  поворота гайки будет

$$\Delta s = \frac{\gamma t_b}{2\pi} = \frac{s \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta}{2\pi r},$$

где  $t_b$  — шаг винта.

**Осевое перемещение ходового винта** станка создается при помощи коррекционной линейки 1 (рис. 89,б), соединенной с суппортом. При продольном движении суппорта линейка через реечную передачу 6 будет поворачивать гильзу 5, имеющую резьбу с шагом  $t_r$ . Внутри гильзы свободно

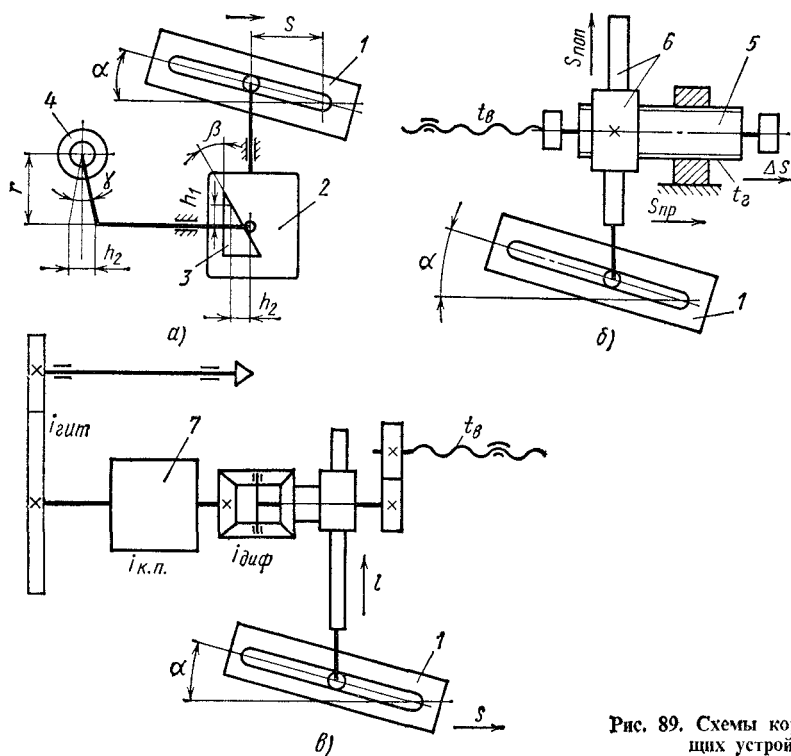


Рис. 89. Схемы корректирующих устройств

вращается конец ходового винта. Гильза при вращении получает продольное перемещение  $\Delta s$  и передает его ходовому винту, который, таким образом, дополнительно перемещается в осевом направлении. Число оборотов реечного зубчатого колеса  $n_{р.к}$  за один оборот шпинделя

$$n_{р.к} = \frac{s_{поп}}{\pi m z},$$

где  $s_{поп} = s_{пр} \operatorname{tg} \alpha$  — поперечная подача;  $s_{пр}$  — продольная подача;  $m$ ,  $z$  — модуль и число зубьев реечного колеса.

Дополнительное продольное перемещение суппорта вместе с ходовым винтом станка за один оборот шпинделя

$$\Delta s = n_{р.к} t_g = \frac{s_{пр} \operatorname{tg} \alpha t_g}{\pi m z}$$

**Коррекция шага ходового винта при помощи дифференциала.** Назначение дифференциала состоит в сложении двух движений: основного — от коробки-подач 7 (рис. 89,б) и дополнительного — от коррекционной линейки 1. Если линейка поставлена горизонтально, правое коническое зубчатое колесо дифференциала будет неподвижно и уравнение кинематического баланса для цепи от шпинделя до ходового винта будет иметь вид

$$s_{пр} = i_{шп} i_{кп} i_{диф} t_{в}$$

где  $s_{пр}$  — продольная подача;  $i_{шп}$  — передаточное отношение гитары подач;  $i_{кп}$  — передаточное отношение коробки подач;  $i_{диф}$  — передаточное отношение дифференциала;  $t_b$  — шаг ходового винта.

Обозначив произведение трех передаточных отношений через  $i_{общ}$ , получим

$$s_{пр} = i_{общ} t_b.$$

Если коррекционная линейка будет установлена под углом  $\alpha$  к оси центров станка, то при ее продольном перемещении вместе с суппортом дифференциал получит от реечной передачи дополнительное вращение. Уравнение кинематического баланса с учетом дополнительного перемещения суппорта примет тогда вид

$$s_{пр} = (i_{общ} \pm \Delta i) t_b.$$

Величину  $\Delta i$  — дополнительного передаточного отношения всей кинематической цепи шпindelь — ходовой винт можно определить по формуле

$$\Delta i = \frac{1}{2} \frac{l}{\pi m z},$$

где  $l = s_{пр} \operatorname{tg} \alpha$  — величина перемещения рейки;  $1/2$  — передаточное отношение дифференциала.

Из рис. 89,в и предыдущего уравнения имеем

$$s_{пр} = l / \operatorname{tg} \alpha = 2\pi m z \Delta i / \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставив это значение в уравнение кинематического баланса, получим

$$(i_{общ} \pm \Delta i) t_b = 2\pi m z \Delta i / \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

$$\Delta i = \frac{i_{общ}}{\frac{2\pi m z}{t_b \operatorname{tg} \alpha} \pm 1}$$

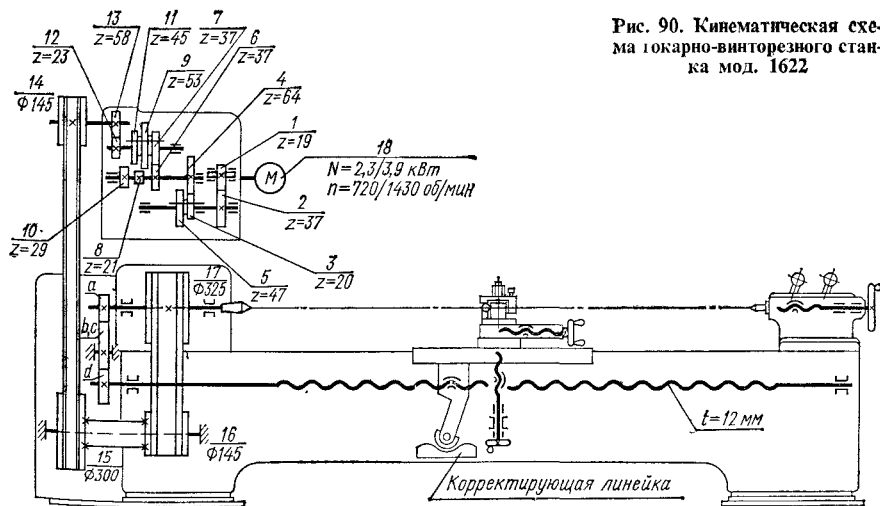


Рис. 90. Кинематическая схема токарно-винторезного станка мод. 1622

На рис. 90 изображена кинематическая схема токарно-винторезного станка повышенной точности мод. 1622.

Техническая характеристика станка

Наибольшая длина наружного винта, мм . . . . .	2500
Диаметр обрабатываемого винта, мм:	
· наименьший . . . . .	20
· наибольший . . . . .	85
Высота центров, мм . . . . .	225
Пределы частот вращения шпинделя, об/мин . . . . .	4—40
Мощность электродвигателя, кВт . . . . .	2,3

Станок предназначен для окончательной нарезки высокоточных винтов с корректирующей линейкой, которая расположена с задней стороны станины на специально обработанных поверхностях.

Коробка скоростей позволяет получить шесть скоростей шпинделя при прямом, а также при обратном вращении электродвигателя. Вращение шпинделя осуществляется от двухскоростного электродвигателя 18 через коробку скоростей и две клиноременные передачи. Настройка этой цепи осуществляется двумя переставными блоками зубчатых колес коробки скоростей.

Продольное перемещение суппорта осуществляется от шпинделя через сменные шестерни  $a - b, c - d$  и ходовой винт. Настройка этой цепи производится по формуле

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{t_n}{12},$$

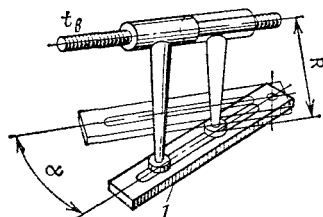
где  $t_n$  — шаг нарезаемой резьбы.

Ошибка шага нарезаемой резьбы в станке исправляется поворотом коррекционной линейки 1 (рис. 91). Величину ее поворота определяют исходя из следующих соображений. Предположим, что требуется нарезать винт с шагом  $t_B$ . В результате термической обработки винта шаг будет отличаться от номинального  $t_0$  на величину  $\Delta t$ . Чтобы компенсировать изменение шага резьбы, на станке нарезается резьба с шагом  $t_n = t_0 + \Delta t$ .

Настройка станка на шаг  $t_0$  производится при помощи гитары сменных колес  $a - b, c - d$ , а на величину коррекции  $\Delta t$  — поворотом линейки на угол  $\alpha$ .

Расчетное уравнение кинематической цепи для перемещения суппорта имеет вид

$$1 \text{ об.шп.} \frac{a}{b} \frac{c}{d} t_B + t_n \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{2\pi R} t_B = t_n. \quad (19)$$



Первый член левой части уравнения представляет собой путь суппорта в результате вращения ходового винта, второй член — путь поворота гайки. Сделав некоторые преобразо-

Рис. 91. Схема коррекционной линейки

вания, выражение (19) можно записать так:

$$t_0 + t_H \operatorname{tg} \alpha \frac{t_B}{2\pi R} = t_H.$$

Решая это уравнение относительно  $\operatorname{tg} \alpha$ , получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{t_H - t_0}{t_H} \frac{2\pi R}{t_B}.$$

Обозначив  $2\pi R/t_B = p$ , получим

$$\operatorname{tg} \alpha = p \frac{t_H - t_0}{t_H}.$$

Для компенсации погрешностей шага ходового винта станка устанавливается другая линейка, имеющая криволинейный профиль. Величина впадины или выступа определяется величиной погрешности соответствующего шага ходового винта.

## Зубообрабатывающие станки

При всем разнообразии парка станков и режущего инструмента, применяемого для нарезания зубчатых колес, различают два метода изготовления колес, а именно: метод копирования профиля режущего инструмента и метод обката (огибания), основанный на механическом воспроизводстве зубчатого зацепления (см. гл. I).

Нарезание колес по методу копирования осуществляется фрезерованием, строганием, шлифованием и протягиванием. Инструмент вырезает на заготовке впадины между зубьями, при этом профиль зуба соответствует профилю режущего инструмента. После обработки каждой впадины заготовку поворачивают на один зуб с помощью делительной головки. Данный способ имеет невысокие производительность и точность обработки. Инструментами при этом могут быть строгальный резец (рис. 92,а), модульные дисковая (рис. 92,б) и пальцевая (рис. 92,в) фрезы и фасонный шлифовальный круг (рис. 92,г).

Наиболее широкое распространение в практике получило механическое воспроизводство зубчатого зацепления — метод обката (огибания). Он заключается в том, что заготовка и инструменту сообщают движения, воспроизводящие спеление пары сопряженных зубчатых колес или колеса с зубчатой рейкой; одновременно режущий инструмент совершает рабочее движение резания. Этот метод отличается от предыдущего более высокими производительностью и точностью обработки, причем одним инструментом можно нарезать колеса данного модуля независимо от числа зубьев.

Рассмотрим этот метод несколько подробнее (рис. 93). При перемещении окружности  $a$  (или какой-то кривой линии) в плоскости последняя за-

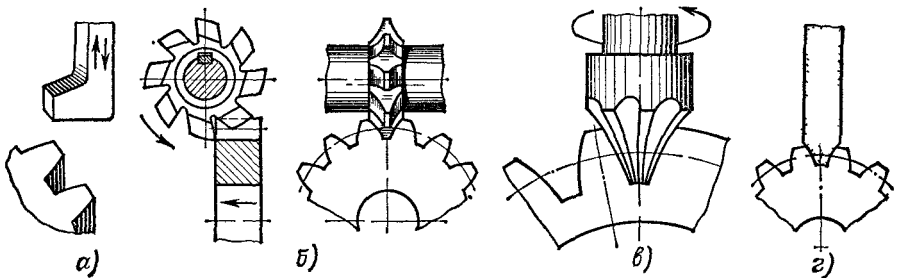


Рис. 92. Схемы образования профиля зуба по методу копирования

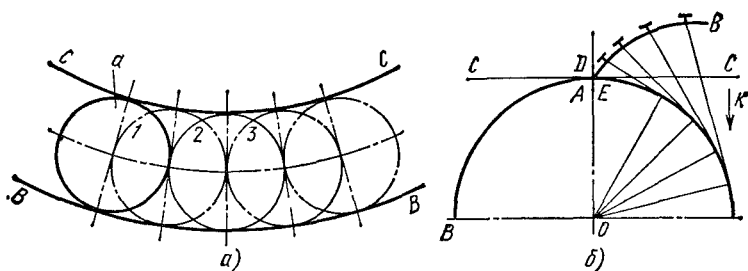


Рис. 93. Схема образования эвольвентной кривой

нимает ряд последовательных положений 1, 2, 3, ..., изображенных штриховыми линиями (рис. 93,а). Кривые  $BB$  и  $CC$ , касающиеся окружности  $a$  во всех ее положениях, называют огибающими, а перемещающуюся окружность  $a$  (или кривую) — огибаемой.

На рис. 93,б показано образование эвольвентной кривой  $AB$ , которую описывает точка  $A$  на прямой  $CC$ , если эту прямую перекатывать без скольжения в направлении стрелки  $k$  по неподвижной окружности. Отрезок  $DE$ , перпендикулярный к прямой  $AC$  в точке  $A$ , будет касаться эвольвентной кривой во всех положениях прямой  $CC$ . Это означает, что эвольвентная кривая в данном случае будет огибающей ряда последовательных положений отрезка  $DE$ , перемещающегося вместе с прямой  $AC$  и являющегося теперь огибаемым.

Таким образом, огибающей называют линию (прямую или кривую), касающуюся во всех положениях другой, перемещающейся в плоскости прямой или кривой линии, называемой огибаемой. Более точно огибающей называют геометрическое место точек пересечения бесконечно близких кривых.

Понятие об огибающей и огибаемой линиях положено в основу образования эвольвентного профиля зубьев резанием. При зубонарезании по методу огибания профили режущих кромок инструментов, перемещаясь, занимают относительно профилей зубьев колес ряд последовательных положений, срезая при этом металл в тех местах, где должны быть впадины между зубьями. Эвольвентные профили обрабатываемых зубьев возникают при этом как огибающие ряда указанных последовательных положений режущих кромок или, иначе, как огибающие ряда последовательных срезов металла. Поэтому такой метод профилирования зубьев носит название метода огибания или обката.

На рис. 94 представлено несколько примеров образования эвольвентных профилей зубьев колес методом огибания. Для воспроизводства зубчатого зацепления колеса 1 и рейки 2 (рис. 94,а) необходимо осуществить, во-первых, качение колеса по рейке и, во-вторых, сообщить режущему инструменту возвратно-поступательное рабочее движение резания. Для получения эвольвентного профиля зуба необходимо обеспечить определенное соотношение между вращением и поступательным движением колеса. Так, при повороте колеса на один зуб оно за это же время должно переместиться поступательно на величину шага зуба. На рис. 94,б во впадинах колеса 1 изображены последовательные положения профилей зубьев



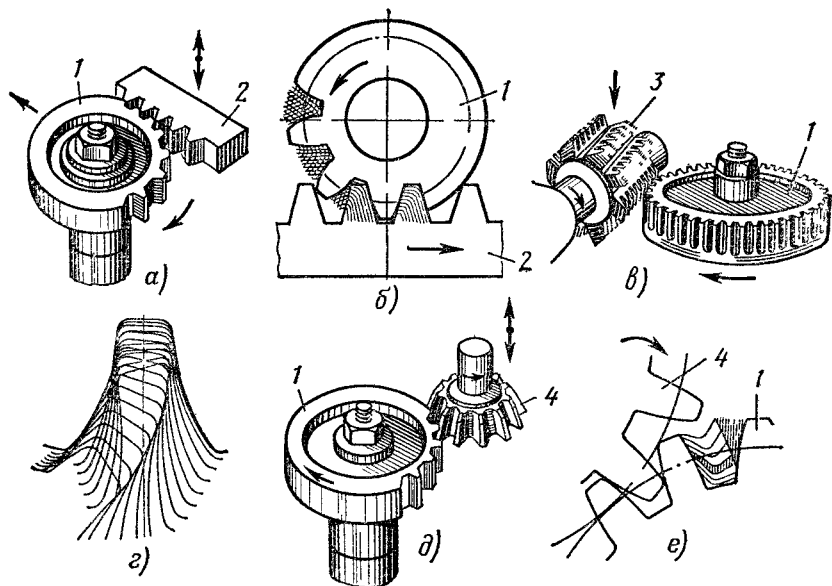


Рис. 94. Примеры образования эвольвентных профилей

режущей рейки 2, по отношению к которым профили зубьев колеса являются огибающими.

При нарезании зубьев червячной фрезой 3 (рис. 94,в) последней сообщают вращательное движение резания и поступательное движение подачи. Одновременно заготовке 1 сообщают вращательное движение, направление которого зависит от направления витка фрезы. Если фреза правозаходная, то заготовка вращается против часовой стрелки, а если левозаходная, — то по часовой стрелке. Если сделать осевой разрез червячной фрезы, то будет видно, что ряд режущих зубьев фрезы образует зубчатую рейку. Эта рейка при каждом обороте фрезы смещается вдоль ее оси на величину шага червячной фрезы.

Рассматривая процесс фрезерования колеса червячной фрезой, можно установить сходство с процессом обработки колеса режущим инструментом — рейкой. И действительно, сопряженное вращение колеса и фрезы дает сочетание вращения колеса и поступательного движения режущей рейки. На рис. 94,г показан ряд положений режущих кромок зубьев фрезы в процессе обработки. Нетрудно видеть, что эвольвентные профили зубьев колеса образуются как огибающие ряды положений режущих кромок фрезы.

В практике нарезания зубчатых колес широко распространен метод огибания, при котором режущим инструментом является долбяк 4 (рис. 94,д), которому сообщают возвратно-поступательное перемещение для обеспечения резания и согласованное вращение с заготовкой 1. На рис. 94,е изображено последовательное положение зубьев долбяка 4 относительно заготовки; при этом эвольвентный профиль зуба колеса будет огибающей всех положений эвольвентного профиля зуба долбяка.

Зубообрабатывающие станки, выпускаемые нашей станкостроительной промышленностью, подразделяются на различные типы по следующим признакам: а) назначению — для нарезания цилиндрических колес с прямыми и винтовыми зубьями, червячных и шевронных колес, зубчатых реек, конических колес с прямыми и криволинейными зубьями; б) виду рабочего движения — зубофрезерные, зубодолбежные, зубострогальные и зубопротяжные; в) характеру обработки — для нарезания зубьев и для чистовой обработки (отделки) зубьев.

Таблица 3

Основные показатели зубообрабатывающих станков

Станок	Максимальный диаметр обработки, мм	Модуль, мм	Число моделей		Точность станка
			базовых	модифицированных	
Зубофрезерные работающие фрезами: дисковой червячной	12 и 50	0,5—1	2	—	П
	80, 125 и 200	0,5—4	5	6	Н, П, А
	320, 500, 800 и 1250	1—12	8	21	Н, П, А
для конических колес	200, 320, 500 и 800	1—16	6	14	Н, П, В
Зубодолбежные	80, 200 и 500	0,2—8	4	18	Н, П
Зубошлифовальные работающие абразивным червяком	125, 200, 320 и 500	0,2—6	4	2	В, А
работающие кругом: коническим	320, 500, 800 и 1250	1—16	4	—	В
тарельчатым для конических колес	320, 500, 800 и 800	1—12	3	—	А
Зубозакругляющие	320 и 800	1—16	2	1	В
	125, 320, 500 и 800		5	12	Н

В практике станкостроения признано целесообразным создание унифицированных станков как базовых моделей, на основе которых создаются различные модификации, в частности специальные и специализированные станки. В табл. 3 приведены основные показатели станков, освоение базовых моделей которых уже началось.

### 1. Зубодолбежные станки

Обработку колес на зубодолбежных станках осуществляют режущим инструментом, выполненным в виде зубчатого колеса, — долбяком. На этих станках нарезают прямозубые колеса наружного и внутреннего зацепления, а при наличии копира и косозубого долбяка — косозубые колеса. Кроме того, на станках можно нарезать блоки из нескольких колес. Достоинством станков является непрерывность работы без потери времени на подход к заготовке и выход из нее.

Рассмотрим основные формообразующие движения, необходимые для изготовления зубчатого цилиндрического колеса [3], для чего обратимся к структурной схеме станка (рис. 95).

Для образования прямого зуба требуются две кинематические группы: для получения профиля, который осуществляет сложное относительное

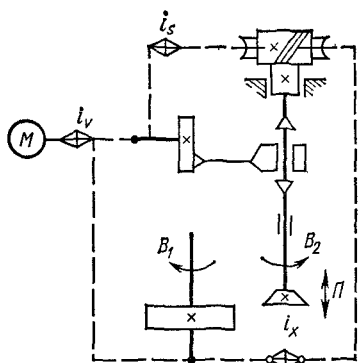


Рис. 95. Структурная схема зубодолбежного станка

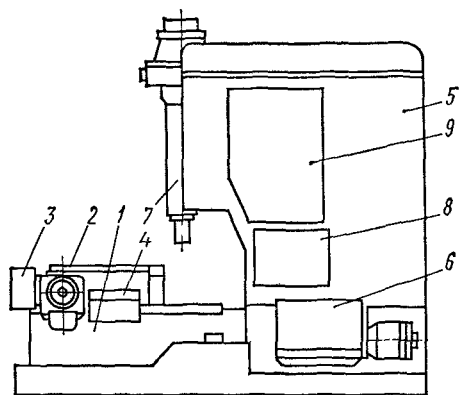


Рис. 96. Зубодолбежный полуавтомат мод. 5B150

движение — вращение долбяка  $B_2$  и вращение заготовки  $B_1$ ; для получения формы зуба по длине — простое поступательное движение долбяка  $\Pi$  с органом настройки  $i_v$ . Первая кинематическая группа состоит из делительной цепи, конечными звеньями которой являются вращение долбяка и вращение стола с заготовкой, настраиваемой органом настройки  $i_x$ .

$$\frac{1}{z_d} \text{ об. долбяка} \rightarrow \frac{1}{z} \text{ об. заготовки}, \quad (20)$$

где  $z_d$ ,  $z$  — число зубьев долбяка и нарезаемого колеса.

Вторая цепь первой кинематической группы — цепь подачи, настраиваемая органом настройки  $i_s$ . Под подачей  $s$  в этих станках понимается перемещение по начальной окружности долбяка за один его двойной ход. Расчетные перемещения будут

$$1 \text{ дв. ход долбяка} \rightarrow s \text{ мм перемещения по дуге.}$$

Помимо рассмотренных формообразующих движений, необходимо еще одно движение, обеспечивающее врезание долбяка в заготовку на полную высоту зуба. Это движение называется радиальной подачей и осуществляется в станках либо от специальных дисковых кулачков, либо от клинового копира, перемещающегося от гидроцилиндра.

**Зубодолбежный полуавтомат 5B150.** Универсальный зубодолбежный станок 5B150 предназначен для нарезания зубьев на цилиндрических шестернях внутреннего и наружного зацепления диаметром до 800 мм и модулем до 12 мм как с открытыми, так и закрытыми венцами (блок-шестерни). На станине 1 (рис. 96) и внутри нее размещены основные узлы станка: стол 2 с механизмом отсчета оборотов заготовки 3, механизм врезания 4, стойка 5, коробка радиальных подач 6, суппорт 7, пульт управления 8 и гитара деления 9.

Нарезаемое колесо крепится на горизонтальной планшайбе стола станка при помощи специального приспособления. Для выверки биения заготовки планшайба может вращаться ускоренно от отдельного привода. Стол может перемещаться по горизонтальным направляющим станины; ускоренно от отдельного привода для ориентировочной установки в исход-

ное положение; замедленно от руки для точной установки в исходное положение и для врезания долбяка в заготовку; механически (радиальная подача) для врезания долбяка в заготовку на заданную глубину.

Станок работает по замкнутому автоматическому циклу, причем после пуска станка начинается одновременное движение долбяка, обкат и радиальная подача. По достижении долбяком заданной глубины процесс врезания автоматически прекращается, после чего планшайба стола делает один полный оборот.

Станок может работать как по однопроходному, так и по двухпроходному циклу, причем в зависимости от настройки станка во время перехода на второй проход скорость резания и подача могут изменяться автоматически, что значительно повышает производительность станка, стойкость инструмента и точность нарезания.

На станке можно нарезать косокубые колеса при помощи специально изготовляемого приспособления, которое монтируется на суппорте станка.

При надлежащем уходе и регулировке станок обеспечивает нарезание зубчатых колес по ГОСТ 1643-72 не ниже 7-й степени точности.

Механизмы полуавтомата осуществляют следующие формообразующие движения: а) главное движение — возвратно-поступательное перемещение долбяка в вертикальной плоскости; б) движение обката (делительное движение) — вращение долбяка и стола с заготовкой; в) движение врезания радиальной подачи стола; г) вспомогательные движения — быстрое вращение заготовки, работа счетного механизма, управляющего автоматическим циклом обработки.

Главное движение (рис. 97) осуществляется от трехскоростного электродвигателя 1 через клиноременную передачу 2-3, зубчатую пару 4-5, сменные колеса гитары скоростей  $a-b$  и колеса 8-9. Колесо 9 является одновременно кривошипом, преобразующим вращательное движение в поступательное движение ползуна, на котором крепится долбяк. Автоматическое переключение скоростей резания при двухпроходном цикле производится установкой в соответствующее положение рукояток на пульте управления.

К станку придают три пары сменных колес  $a-b$  с постоянной суммой зубьев. В нижней части суппорта имеется устройство с эксцентриковым валом (на схеме не показано) для отвода долбяка при холостом ходе.

Цепь обката связывает вращение заготовки и инструмента. Эта связь осуществляется от стола 69 через червячную пару 33-34, гитару обката  $d_1-c_1, b_1-a_1$ , коническую пару 32-31, конический реверсивный механизм 28-27 и далее на червячную пару 26-25, которая осуществляет согласованное со столом 69 вращение ползуна с долбяком.

Круговая подача согласовывает возвратно-поступательное движение ползуна через кривошипный механизм 47, зубчатые колеса 9-8, 6-7, цепную передачу 10-11, колеса 12-13 или 14-15 или 16-17, 18-19, сменные колеса гитары круговых подач  $a_3$  и  $b_3$ , вал III, конические колеса 30-29, 28-27, вал II и червячную пару 26-25 с круговым движением ползуна.

Движение радиальной подачи осуществляется от реверсивного электродвигателя 40, зубчатые передачи 41-42, червячную пару 43-44, муфту 45, сменные колеса гитары  $a_2-b_2$ , колеса 48-49, червячную пару 57-58

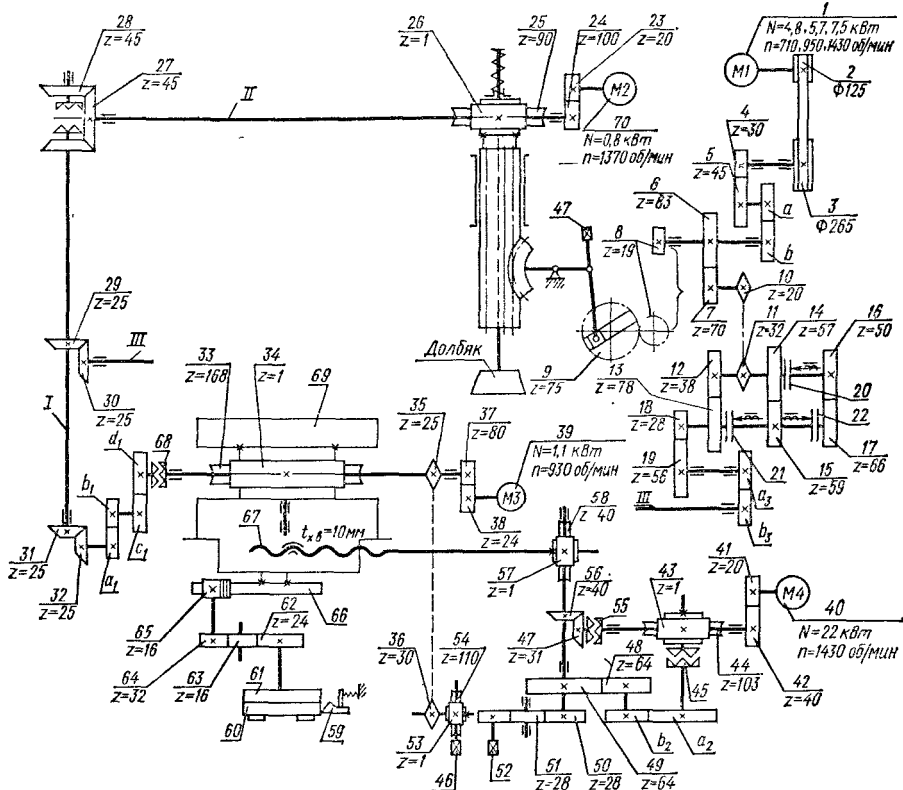


Рис. 97. Кинематическая схема станка мод. 5B150

и винт 67. При рабочей подаче муфта 55 выключена, а муфта 45 включена. Переключение муфт 45 и 55 заблокировано таким образом, что при включении одной муфты другая выключается. При реверсе двигателя 40, для быстрого отвода стола движение передается через зубчатые колеса 41—42, муфту 55, конические колеса 47—56, червячную пару 57—58 и винт 67. Ручное перемещение стола осуществляется через валик 52 и колеса 51 и 50; при этом муфты 45 и 55 должны быть выключены.

Реверсирование двигателя 40 и переключение муфт 45 и 55 осуществляется при помощи механизма врезания, диски которого 60—61 приводятся во вращение перемещением стола 69 от рейки 66 через зубчатые колеса 65—64—63—62. Один диск служит для однопроходного цикла, другой — для двухпроходного. За 1 мм хода стола диски 61—60 поворачиваются на 10 мм по окружности наружного диаметра; на дисках нанесены деления, указывающие глубину врезания. Как только одна из собачек 59 попадает во впадину на первом диске (на схеме не показано), рычаг воздействует на микропереключатели, которые выключают электродвигатель 40 радиальной подачи, и стол 69 останавливается.

Электродвигатель 39 через зубчатые колеса 38—37 и червячную пару

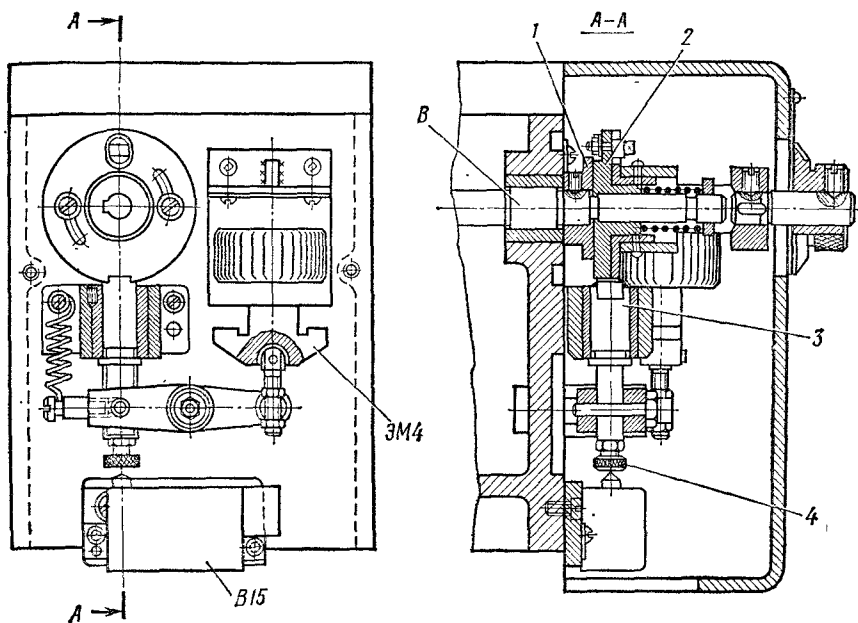


Рис. 98. Счетчик оборотов

34—33 при выключенной муфте 68 приводит стол в быстрое вращение для точной установки заготовки. Стол можно вращать вручную через валик 46, червячную пару 53—54 и цепную передачу 36—35. Вращение шпинделю долбяка для проверки биения посадочной шейки сообщает электродвигатель 70. Ручное вращение стола осуществляется от рукоятки 46.

Отсчет полного оборота стола с заготовкой производится счетчиком (рис. 98). Вращение вала *B* связано с вращением стола. За один оборот стола вал делает почти полный оборот. На валу закреплен диск 1, к которому пружиной прижимается диск 2. Последний имеет прорезь, в которую входит фиксатор 3, удерживающий диск от вращения.

Одновременно с выключением электродвигателя радиальной подачи включается электромагнит ЭМ4, который выводит фиксатор из прорези, после чего диск 2 начинает вращаться. При включении электромагнита микропереключатель В15 подготавливает электросхему к выключению электродвигателя главного привода. По истечении 2—3 мин реле времени отключает электромагнит; при этом фиксатор освобождается, стремясь занять прежнее положение, т. е. сначала прижимается к поверхности диска 2, а затем, когда диск сделает полный оборот, попадает в его прорезь. Диск 2 перестает вращаться, микропереключатель выключает электродвигатель главного привода, и станок останавливается. Винт 4 служит для регулировки работы микропереключателя.

**Настройка полуавтомата 5В150.** Исходными данными настройки станка являются число зубьев нарезаемого колеса  $z$ , модуль  $m$ , число зубьев долбяка  $z_d$ , угол профиля  $\alpha$  и материал нарезаемого колеса.

Расчет числа двойных ходов долбяка. Движениями конечных звеньев в данном случае будут вращение вала электродвигателя 1 (см. рис. 97) и прямолинейное перемещение ползуна.

Расчетные перемещения:

$n$  вала электродвигателя  $\rightarrow n$  дв. ход/мин ползуна.

• В соответствии с кинематической схемой формула настройки имеет вид

$$n_{\text{дв.х}} = n_{\text{эл}} \frac{125}{265} \cdot 0,98 \frac{30}{45} \frac{a}{b} \frac{19}{75}$$

Число двойных ходов  $n_{\text{дв.х}}$  определяют исходя из необходимой средней скорости  $v_{\text{ср}}$  м/мин, установленной технологическим процессом зубонарезания. Зная длину хода долбяка  $l$ , равную ширине колеса плюс 2–3 мм, можно определить среднюю скорость резания:

$$v_{\text{ср}} = 2ln_{\text{дв.х}}/1000,$$

откуда

$$n_{\text{дв.х}} = 500v_{\text{ср}}/l.$$

Настройка радиальной подачи. Автоматическая радиальная подача связывает частоты вращения электродвигателя 40 и винта 67 стола 69 (см. рис. 97) с шагом 10 мм:

$$s_{\text{рад}} = 1430 \frac{20}{40} \frac{1}{103} \frac{a_2}{b_2} \frac{64}{64} \frac{1}{40} 10 \text{ мм/мин},$$

или

$$s_{\text{рад}} = 2,4 \frac{a_2}{b_2} \text{ мм/мин.}$$

При ускоренном ходе стола (через муфту 55)

$$s_{\text{рад}} = 1430 \frac{20}{40} \frac{31}{40} \frac{1}{40} 10 = 142 \text{ мм/мин.}$$

Настройка круговой подачи. Круговая подача исчисляется в миллиметрах перемещения по диаметру начальной окружности долбяка за один его двойной ход. Кинематическая цепь, связывающая вращение кривошипа 9 (см. рис. 97) с вращением долбяка, будет

$$i_{\text{дв.х}} \frac{75}{19} \frac{83}{70} \frac{20}{32} i_{\text{кп}} \frac{28}{56} \frac{a_3}{b_3} \frac{25}{25} \frac{45}{45} \frac{1}{90} \pi d_d = s.$$

Настройка осуществляется тремя электромагнитными муфтами 20–21–22, допускающими автоматическое переключение подач, и сменными зубчатыми колесами  $a_3$ – $b_3$ , расширяющими диапазоны подач. Для долбяка диаметром 100 мм круговые подачи настраивают следующим образом: исходя из выбранного значения подач для черногового и чистового проходов определяют сменные зубчатые колеса гитары  $a_3$ – $b_3$ . Например: черновая подача 0,4 мм, а чистовая 0,7 мм за один двойной ход. По табл. 4 подбирают сменные зубчатые колеса 36/74, а на пульте управления устанавливают рукоятки в соответствующее положение.

Таблица 4

Сменные зубчатые колеса гитары  
 $a_3 - b_3$ 

Муфта (см. рис. 97)	Число зубьев		
	20/90	36/74	50/60
	Круговая подача, мм/дв. ход		
20	0,2	0,4	0,8
21	0,3	0,7	1,2
22	0,4	0,9	1,5

После окончания черного прохода происходит автоматическое переключение муфт 20 и 21 подачи с 0,4 мм на 0,7 мм на один двойной ход долбяка.

Расчет сменных зубчатых колес гитары деления. Согласно выражениям (3) и (20) составим уравнение кинематического баланса, связывающего начальные и конечные звенья,

$$\frac{1}{z_d} \frac{90}{1} \frac{45}{45} \frac{25}{25} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{1}{168} \frac{1}{z}$$

Отсюда формула расчета сменных колес группы деления будет

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{z_d}{z}$$

Реверс обката. Для снижения шероховатости и повышения точности обрабатываемой поверхности, а также для увеличения срока службы долбяка рекомендуется после 130–180 мин непрерывной работы менять направление обката. При этом обе стороны профиля зуба долбяка будут изнашиваться равномерно. Изменение направления обката производится переменной места шестерни (см. рис. 97).

Настройка станка на нарезание косозубых колес не отличается от обычной. В этом случае устанавливаются копиры с винтовой направляющей (рис. 99, а, б), которые сообщают долбяку дополнительное вращение. В результате вращательного и возвратно-поступательного движения зубья долбяка будут перемещаться по винтовой линии, угол наклона которой должен быть равен углу наклона винтовой линии зубьев нарезаемого колеса на делительном цилиндре. Если  $T$  и  $T_{кп}$  — соответственно шаги винтовой линии нарезаемых зубьев и копира, а  $\beta$  — угол наклона винтовой линии зуба, то

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{T_{кп}}{\pi m z_d} = \frac{T}{\pi m z}$$

или

$$T_{кп} = T \frac{z_d}{z}$$

Винтовые направляющие (копиры) поставляются к станку по специальному заказу. Расчетные перемещения, установленные для нарезания прямозубых колес, остаются такими же и при нарезании косозубых колес. Однако в этом случае с изменением угла наклона зубьев колеса должны изменяться как винтовые направляющие, так и долбяки.

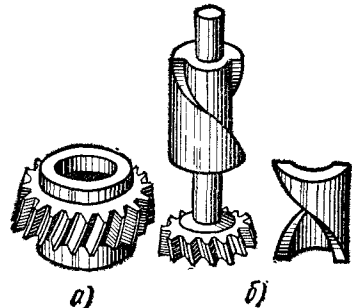


Рис. 99. Копиры с винтовой направляющей



## 2. Зубофрезерные станки, работающие по методу копирования

Основные схемы обработки зубьев по методу копирования представлены на рис. 92. Заготовку устанавливают на оправке делительного устройства или в приспособлении фрезерного станка. Для нарезания зубьев на заготовке необходимы три движения: главное движение — вращение фрезы; движение подачи — относительное перемещение инструмента вдоль образующей зуба; движение деления — периодический поворот заготовки на один зуб после обработки очередной впадины.

В условиях крупносерийного и массового производства метод копирования применяют для предварительной обработки зубьев, используя специальные станки, работающие по полуавтоматическому циклу. Предварительную обработку впадины чаще всего производят дисковыми модульными фрезами. Зубофрезерные станки для указанных целей выпускают в двух исполнениях — для обработки цилиндрических и обработки конических прямозубых колес. Кинематика и конструкция станков одинаковы, разница состоит лишь в том, что приспособление для установки заготовок у станков для обработки конических колес имеет более сложную конструкцию.

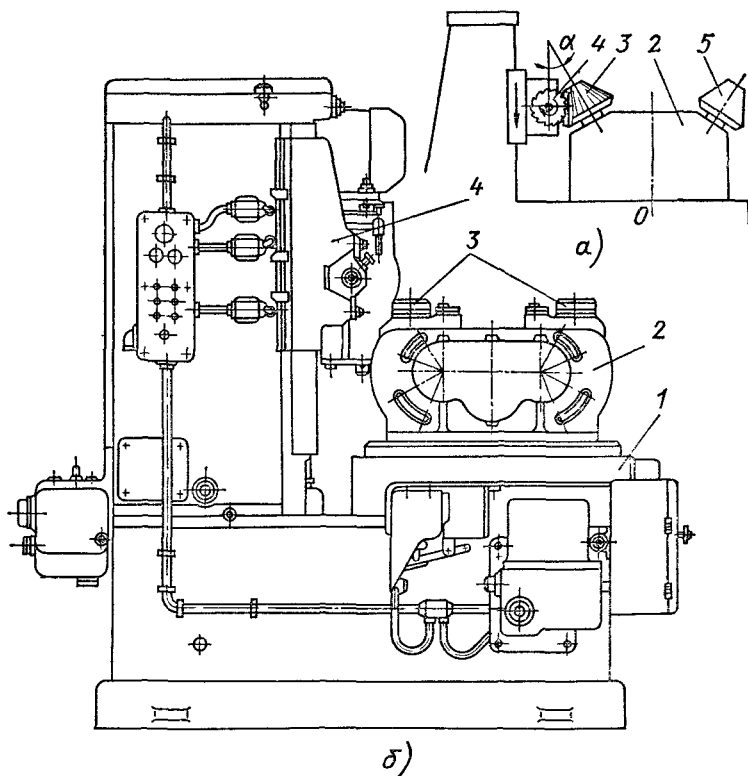


Рис. 100. Зубофрезерный станок мод. ЕЗ-40

На рис. 100,а показан принцип фрезерования зубьев конических колес. На оправке фрезерной бабки 4 устанавливают фрезу, а заготовку 3 закрепляют на шпинделе поворотного приспособления 2. Сообщая инструменту вертикальную подачу, фрезеруют впадину колеса. По окончании обработки каждой впадины шпиндель совершает делительное движение. Угол установки шпинделя  $\alpha = \varphi - \gamma_1$ , где  $\varphi$  — половина угла при вершине начального конуса колеса,  $\gamma_1$  — угол ножки. При этом условии дно впадины совпадает с направлением вертикальной подачи фрезы. Поворотное приспособление двухпозиционное. Во время обработки заготовки 3 устанавливают очередную заготовку 5. Поворотом стола на  $180^\circ$  заготовку подводят к фрезе. При фрезеровании цилиндрических зубчатых колес оси шпинделей приспособления 2 параллельны вертикальным направляющим бабки 4.

Зубофрезерный станок ЕЗ-40, представленный на рис. 100, работает по непрерывному циклу с автоматическим единичным делением нарезаемого цилиндрического или конического колеса с прямыми зубьями. В зависимости от характера обработки детали станок может быть выполнен с различной подачей фрезы: вертикальной, маятниковой и радиальной. При изменении вида подачи в станке изменяются только гидравлическая система и электрооборудование.

На двухпозиционном поворотном столе 1 (рис. 100,б) находится приспособление 2, имеющее три шпинделя в каждой позиции. На оправках шпинделей 3 закрепляют заготовки. Оси шпинделей установлены под углом таким образом, что дно фрезеруемой впадины располагается вертикально. На горизонтальном шпинделе фрезерной бабки 4 закрепляют дисковые модульные фрезы. Заготовку устанавливают в загрузочной позиции. После нажатия пусковой кнопки стол поворачивается на  $180^\circ$  и включает подачу сначала быстрого, а затем медленного вертикального перемещения фрезерной бабки. После окончания фрезерования первой впадины бабка переключается на обратный ускоренный ход. Как только фрезы выйдут из прорезанных впадин, происходит деление, при котором шпиндели заготовки поворачиваются на один зуб нарезаемого колеса с последующим включением подачи для фрезерования очередных впадин. Наличие двухпозиционного стола и многоместного приспособления в сочетании с полуавтоматическим циклом обеспечивает высокую производительность станка.

Кинематическая схема станка (рис. 101) состоит из цепей: главного движения, подачи, вспомогательных движений, (рис. 101,а) и деления (рис. 101,б). Привод фрезы осуществляется от электродвигателя 5 через клиноременную передачу 1—2, гитару скоростей  $a_1-b_1$  и червячную пару 3—4. Инструментальный шпиндель получает шесть значений частот вращения в диапазоне 62—203 об/мин. Делительная цепь в станке самостоятельная. Движение передается от электродвигателя 6 через зубчатые колеса 7—8, червячную пару 9—10, сменные колеса  $a-b$ ,  $c-d$ , передачи 13—14, 11—12, 17—16—15 к шпинделям заготовок.

Рабочая подача, быстрый подвод и отвод суппорта и стола, реверсивный поворот стола на  $180^\circ$  осуществляются гидравлическим приводом. Рассмотрим работу гидравлической системы станка.

Сдвоенные лопастные насосы 18 через разделительную панель 19 и пластинчатый фильтр 20 нагнетают масло в гидравлическую систему. Насос низкого давления 18 (2) подачей 25 л/мин и насос высокого давления 18

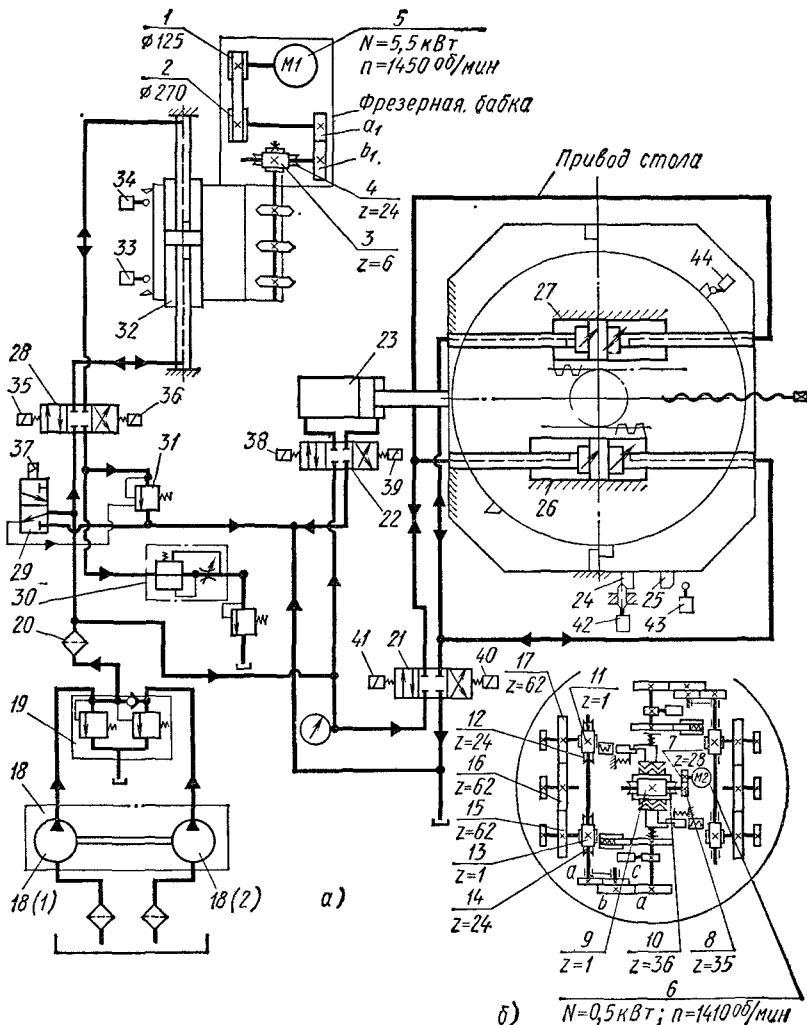


Рис. 101. Кинематическая схема станка мод. ЕЗ-40

(1) подачей 5 л/мин не работают совместно. При рабочем цикле станка насос низкого давления отключается, и масло идет на слив в бак. Отключение его производит разделительная панель 19 в зависимости от силы сопротивления подвижных органов станка. Разделительная панель предназначена для предохранения от перегрузки гидропривода станка при быстром перемещении подвижных органов с малой силой (при низком давлении) и при медленном перемещении этих же органов с большой силой (при высоком давлении).

Из разделительной панели масло, проходя пластинчатый фильтр 20, попадает в золотник 21 поворота стола. В зависимости от положения конечного выключателя 44 включается электромагнит 40 или 41. Происходит

переключение золотника 21. Масло под давлением, проходя через золотник, попадает в полость цилиндров-реек 26 или 27 — происходит поворот стола на  $180^\circ$ . Затем включается электромагнит 39 реверсивного золотника 22. Масло поступает в правую полость гидроцилиндра 23 перемещения стола — происходит подвод стола. Длина хода стола регулируется упором 24—25. После нажатия упора на конечный выключатель 42 вступает в работу электродвигатель деления 6.

После процесса деления включается электромагнит 35 реверсивного золотника 28 перемещения суппорта. Масло под давлением поступает в нижнюю полость гидроцилиндра 32 суппорта — начинается рабочая подача. Масло из верхней полости гидроцилиндра, проходя через золотник 28, попадает в дроссель с регулятором 30, который служит для регулирования скоростей перемещения суппорта во время рабочей подачи. Совместное действие дросселя и регулятора обеспечивает равномерную скорость движения, не зависящую от нагрузки, во время фрезерования зубьев заготовки. После нажима упора суппорта на конечный выключатель 34 рабочий ход суппорта прекращается: выключается электромагнит 35, включается электромагнит 36 реверсивного золотника 28 и электромагнит 37 золотника 29.

Масло из основной магистрали, проходя через золотник 29, подает команду на срабатывание напорного золотника 31, через который оно сливается из нижней полости цилиндра 32. Суппорт ускоренно возвращается в верхнее положение и при нажатии упора на конечный выключатель 33 останавливается. Электромагниты 36 и 37 отключаются. Золотник 28 суппорта возвращается в исходное положение, и канал свободного слива закрывается. После этого происходит деление заготовки на  $1/z$  частей и повторение цикла до нарезания последнего зуба. Затем суппорт быстро отходит вверх, нажимая упором на конечный выключатель 43, — станок останавливается. Оба гидронасоса продолжают работать, и масло через разделительную панель поступает на слив. Для возобновления цикла необходимо нажать кнопку «Поворот стола», находящуюся на пульте управления станка.

### 3. Зубофрезерные станки, работающие по методу огибания

Зубофрезерные станки, работающие по методу огибания, предназначены для обработки цилиндрических колес с прямыми и косыми зубьями, а также червячных колес (см. рис. 94, в). При нарезании зубьев вращение фрезы и заготовки должно быть согласованным [30]. Чтобы обеспечить это условие, в станке имеется специальная цепь, принципиальная схема настройки которой показана на рис. 102. Если колесо имеет  $z$  зубьев и совершит  $n_k$  оборотов, а фреза за это время сделает  $n_\phi$  оборотов, то передаточное отношение  $i_x$  между числами оборотов колеса и фрезы будет

$$i_x = \frac{n_k}{n_\phi} = \frac{1}{z}.$$

Если фреза имеет  $z'$  заходов, то передаточное отношение

$$i_x = \frac{n_k}{n_\phi} = \frac{z'}{z}. \quad (21)$$

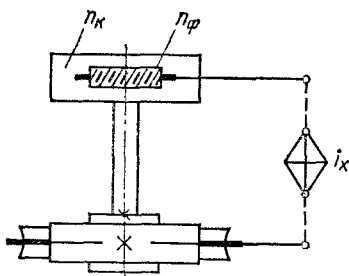


Рис. 102. Принципиальная схема настройки зубофрезерного станка

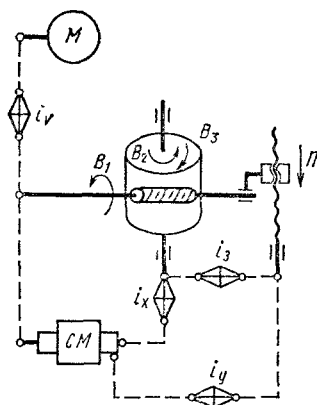


Рис. 103. Структурная схема зубофрезерного станка

Рассмотрим формообразующие движения станка для образования профиля зубьев (рис. 103). При нарезании прямозубого цилиндрического колеса необходимо осуществить главное вращательное движение фрезы  $B_1$ , регулируемое органом настройки  $i_v$ ; вращение заготовки  $B_2$  или  $B_3$  согласовано с вращением фрезы  $B_1$ ; перемещение суппорта с фрезой — параллельно оси стола  $\Pi$  и настраивается органом  $i_3$ . Суппорт может перемещаться вниз или вверх. При его перемещении вниз осуществляется встречное фрезерование. В этом случае зубья фрезы движутся навстречу срезаемому слою металла. При перемещении суппорта вверх происходит попутное фрезерование. В этом случае зубья фрезы движутся вместе со срезаемым слоем металла. При попутном фрезеровании допускается увеличение скорости резания на 20–25% по сравнению со скоростью при встречном фрезеровании.

При нарезании косозубых колес к рассмотренным формообразующим движениям добавляется движение для образования винтовой линии (дифференциальная цепь). При дифференциальной настройке вращательные движения фрезы и стола согласовываются двумя одновременно действующими и настраиваемыми цепями: основной и дополнительной. Дополнительная цепь связывает вращение фрезы и заготовки и настраивается звеном настройки  $i_y$ . Составим расчетные перемещения для случая нарезания косозубых колес.

1. Вращательное движение фрезы  $B_1$ . Движениями конечных звеньев здесь являются вращение вала электродвигателя и вращение фрезы. Расчетные перемещения:

$$n \text{ об/мин} \rightarrow n_f \text{ об/мин.}$$

2. Цепь образования эвольвенты. Делительная цепь связывает вращение стола и фрезы ( $B_2, B_1$ ). Расчетные перемещения:

$$1 \text{ об. фрезы} \rightarrow \frac{z'}{z} \text{ об. заготовки.}$$

3. Цепь подачи. Движения конечных звеньев — вращение стола и продольное перемещение суппорта фрезы ( $B_2, \Pi$ ). Расчетные перемещения:

$$1 \text{ об. стола} \rightarrow s_B,$$

где  $s_B$  — вертикальное перемещение суппорта за один оборот заготовки, мм.

4. Образование винтовой линии (дифференциальная цепь). Движения конечных звеньев — вращение стола и вращение фрезы. Расчетные перемещения:

$$1 \text{ об. стола} \rightarrow \pm \frac{z}{z'} \frac{s_B}{T} \text{ об. фрезы,}$$

где  $T$  — шаг винтовой линии зуба.

При нарезании прямого зуба структура станка упрощается вследствие изменения структуры кинематической группы образования формы зуба по длине. Вместо сложного винтового движения в этом случае требуется осуществить простое, прямолинейное. Орган настройки  $i_y$  не настраивается, а суммирующий механизм  $СМ$  выключается.

**Зубофрезерный полуавтомат мод. 5М324А** предназначен для фрезерования зубьев цилиндрических прямозубых и косозубых колес, а также червячных колес в условиях среднего и крупносерийного производства. По точности станок изготовлен в соответствии с требованиями ГОСТ 659—78 по классу Н. Высокая универсальность станка обеспечивает работу по автоматическому циклу с радиальным врезанием, попутным и встречным фрезерованием.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший нарезаемый модуль, мм . . . . .	8
Наибольший диаметр нарезаемых колес, мм . . . . .	500
Наибольшая длина зуба, мм . . . . .	350
Мощность главного электродвигателя, кВт . . . . .	75
Частота вращения фрезы, об/мин . . . . .	50—315
Число ступеней частот вращения фрезы . . . . .	9

На станине 1 станка (рис. 104) расположены салазки 2 стола 3. Стол может перемещаться в радиальном направлении. Слева на станине размещена стойка 4, на вертикальных направляющих которой установлен суппорт 5 с фрезерной головкой 6. Благодаря наличию поворотного круга фрезы вместе с фрезерной головкой можно поворачивать на заданный угол. Справа на столе расположена стойка 7; по ее вертикальным направляющим перемещается кронштейн 8, поддерживающий верхний конец оправки, на которую устанавливается заготовка.

Рассмотрим кинематические цепи станка (рис. 105).

Цепь главного движения: электродвигатель 70, зубчатые колеса 1—2—3, сменные колеса гитары скоростей  $a-b$  (валы I, II, III), колеса 4—5, 22—23, вал V, колеса 42—43, 44—45, вал VII (фреза).

Цепь вращения стола: электродвигатель 70, зубчатые колеса 1—2—3, сменные колеса  $a_1-b_1$ , колеса 4—5, 6—7, 8—9—10, дифференциал, передачи 13—14, колеса  $e-f$ , сменные колеса гитары деления  $a_2-b_2$ ,  $c_2-d_2$ , колеса 15—16, 60—61, червячная пара 62—63. Колесо 63 тесно связано со столом.

Делительная цепь, связывающая вращательное движение фрезы и стола: колеса 45—44, 43—42, 23—22, 6—7, 8—10, дифференциал, колеса 13—14,

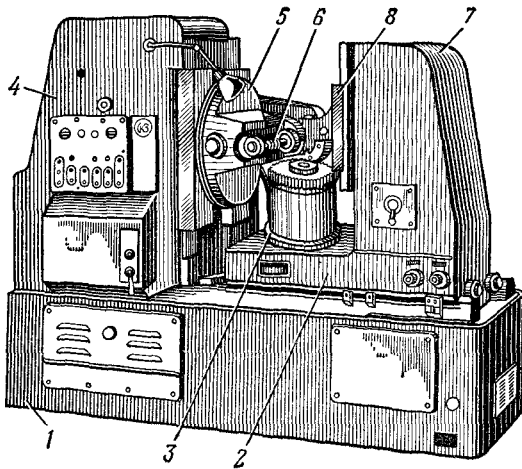


Рис. 104. Зубофрезерный полуавтомат

$e - f$ , сменные колеса гитары деления  $a_1 - b_1, c_1 - d_1$ , колеса 15-16, 60-61, червячная передача 62-63.

Цепь вертикальной подачи: червячная пара 63-62, колеса 61-60, 16-15, червячная передача 17-50, колеса 58-57, сменные колеса гитары подач  $a_3 - b_3$ , колеса 56-55, 33-28, червячная передача 25-18, винт вертикальной подачи с шагом  $t_1 = 10$  мм.

Ускоренная вертикальная подача осуществляется по цепи: электродвигатель 73, цепная передача 21-59, колеса 54-53, 30-28, червячная передача 25-18, винт вертикальной подачи с шагом  $t_1 = 10$  мм.

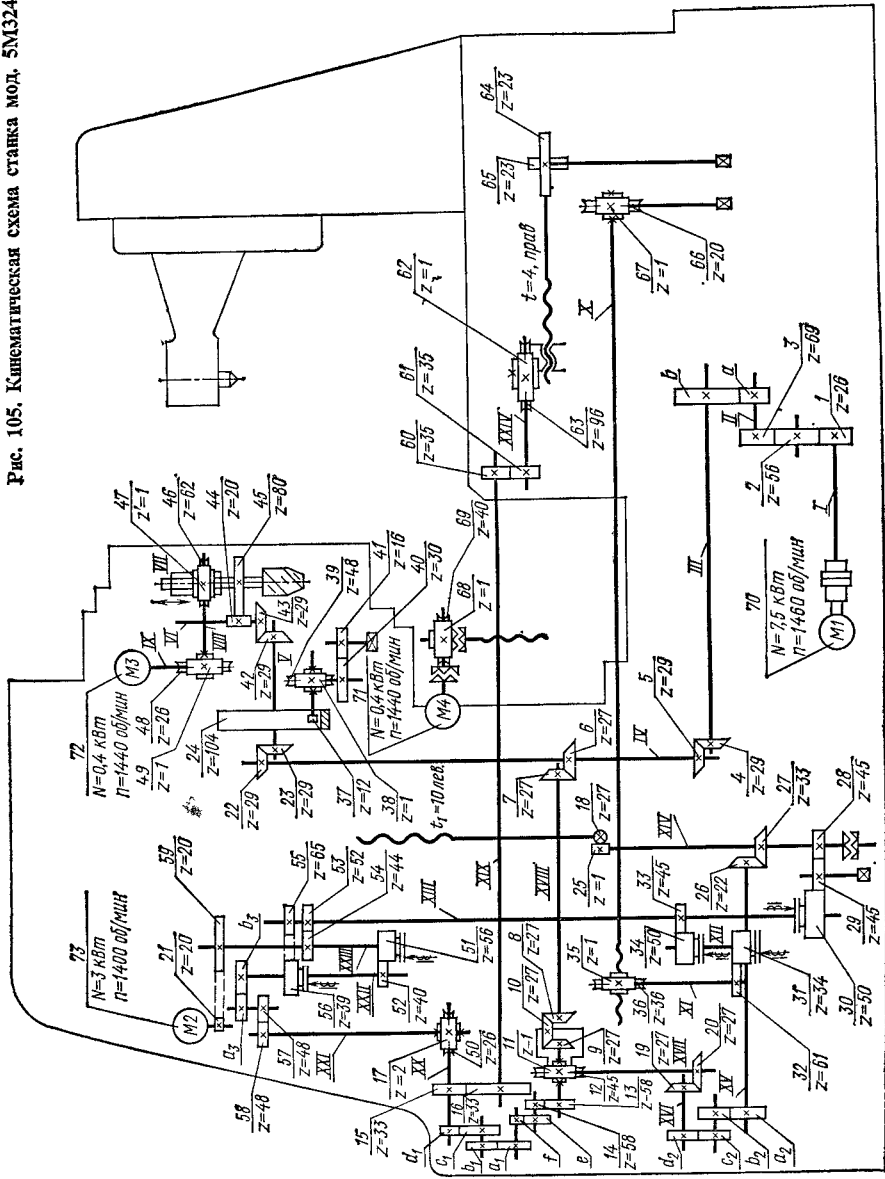
Цепь радиальной подачи для нарезания червячных колес идет от стола через червячную пару 63-62, колеса 61-60, 16-15, червячные пары 17-50, 58-57, сменные колеса  $a_3 - b_3$ , колеса 56-55, 33-34, 31-32, червячную передачу 35-36 на винт радиальной подачи  $X$  с шагом  $t_2 = 10$  мм.

В станке имеется дополнительная цепь, связывающая вращение стола и вращение фрезы. Началом этой цепи являются стол, затем следует передача 63-62, колеса 61-60, 16-15, червячная передача 17-50, колеса 58-57, коробка подач со сменными шестернями  $a_3 - b_3$ , колеса 54-53, 30-28, коническая пара 27-26, гитара дифференциала  $a_2 - b_2, c_2 - d_2$ , колеса 19-20, червячная пара 11-12, дифференциальный механизм, конические колеса 7-6, 22-23, 42-43, на колеса 44-45 - шпиндель. Эта цепь включается при нарезании цилиндрических косозубых колес.

**Наладка полуавтомата 5М324А.** Для обеспечения нормальной работы станка перед его пуском необходимо проверить правильность установки заготовки на столе и установки фрезы, определить глубину фрезерования и настройку гитар сменных колес. Заготовку устанавливают на специальных оправках и проверяют на биение индикатором. Величина допустимого биения 0,01-0,02 мм. После закрепления заготовку проверяют на биение по наружному диаметру и торцу.

При нарезании прямозубых цилиндрических колес червячную фрезу устанавливают наклонно под углом  $\varphi$  к горизонтальной плоскости, равным углу  $\beta$  подъема винтовой линии фрезы (рис. 106,а). При нарезании косозубых колес угол наклона фрезы  $\varphi = \alpha \pm \beta$ , где  $\alpha$  - угол наклона зубьев нарезаемого колеса к его оси. Знак плюс будет при разноименных направлениях винтовых линий зубьев нарезаемого колеса и фрезы (рис. 106,в), а знак минус - при одноименных направлениях (рис. 106,б). Рекомендуется выбирать фрезу с тем же направлением винтовой линии, что и

Рис. 105. Кинематическая схема станка мод. 5М324А





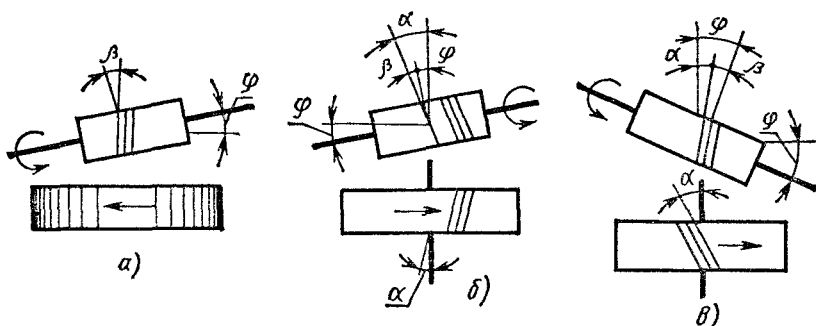


Рис. 106. Схема установки червячной фрезы

у зубьев нарезаемого колеса; это повышает точность обработки. При нарезании червячных колес фрезой устанавливают горизонтально, т. е.  $\varphi = 0$ .

**Настройка зубофрезерного станка на нарезание прямозубых цилиндрических колес.** Исходными данными для расчета являются модуль  $m$ , число зубьев нарезаемого колеса, материал заготовки, диаметр фрезы, заходность фрезы  $z'$ , угол наклона канавок  $B$  и материал режущей части. Для обработки зубьев прямозубых колес требуется три формообразующих движения: вращение фрезы, вращение заготовки, движение подачи.

При расчете настройки скоростной цепи, зная скорость резания  $v$  и диаметр фрезы  $d_f$ , определяют частоту вращения фрезы  $n_f$  и устанавливают ее при помощи гитары скоростей  $a-b$ .

Согласно формуле (1) расчетными перемещениями будут

$$\bar{n}_{эл, об/мин} \rightarrow n_{ф, об/мин}.$$

Уравнение кинематического баланса, связывающее частоты вращения электродвигателя и фрезы,  $n_{эл}$  цепи от эл. двигателя до фрезы =  $n_f$  об/мин, или

$$1460 \frac{26}{56} \frac{56}{69} \frac{a}{b} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{20}{80} = n_f \text{ об/мин.}$$

Решая уравнение относительно  $a/b$ , имеем

$$a/b = C n_f,$$

где  $C$  — постоянная скоростной цепи.

При настройке делительной цепи (согласованное движение заготовки и фрезы) уравнение кинематического баланса согласно расчетному перемещению (21) будет

$$1 \frac{80}{20} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{27}{27} \frac{27}{27} i_{диф} \frac{58}{58} \frac{e}{f} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{33}{33} \frac{35}{35} \frac{1}{96} = \frac{z'}{z}.$$

Передаточное отношение механизма дифференциала в этом случае  $i_{диф} = 1$ . Решая уравнение относительно

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1}, \text{ имеем}$$

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = 24 \frac{z_1}{z} \frac{e}{f}.$$

Сменные колеса  $e$  и  $f$  служат для расширения диапазона регулирования сменных колес гитары деления. При  $z \leq 161$   $e:f = 1 = 54:54$ . При  $z \leq 161$   $e:f = 1:2 = 36:72$ . Настройка цепи вертикальной подачи, согласно формуле (7)

$$1 \frac{96}{1} \frac{35}{35} \frac{33}{33} \frac{2}{26} \cdot \frac{48}{48} \frac{a_3}{b_3} \frac{39}{65} \frac{50}{45} \frac{1}{24} 10 = s_B.$$

Решая уравнение относительно  $a_3 - b_3$ , получим формулу настройки

$$a_3/b_3 = C_s s_B,$$

где  $C_s$  — постоянная цепи подачи;  $s_B$  — вертикальная подача.

**Настройка станка для нарезания косозубых цилиндрических колес.** Для обработки зубьев косозубых колес необходимы те же движения, что и для прямозубых колес. Но соотношение между частотами вращения фрезы и заготовки здесь несколько иное, так как для образования косою зуба требуется дополнительное вращение стола. Последнее может совпадать и не совпадать с направлением основного вращения заготовки. Это зависит от направления винтовых линий червячной фрезы и зубьев нарезаемого колеса. В первом случае дополнительный поворот складывают с главным, во втором — вычитают из главного.

При нарезании прямозубого колеса фреза переместится вдоль оси заготовки на величину вертикальной подачи  $s_B$ , определяемую на один оборот стола. При этом фреза переместится из точки  $A$  в точку  $A_1$  (рис. 107). В случае нарезания косозубых колес при вертикальном перемещении фрезы на величину  $s_B$  зубья фрезы должны проходить вдоль наклонных линий косою зубьев из точки  $A$  в точку  $B_1$ . Для этого стол должен дополнительно повернуться по дуге на величину  $A_1B_1$ . Эта часть оборота  $n_T$  есть то дополнительное вращение, которое должно быть сообщено столу через гитару дифференциала. При дальнейшем перемещении фрезы из точки  $A_1$  в точку  $A_2$  стол дополнительно повернется на величину  $A_2B_2$ .

Величину  $A_1B_1$  нетрудно вычислить. Из треугольника  $DEF$  развертки винтовой линии косою зуба

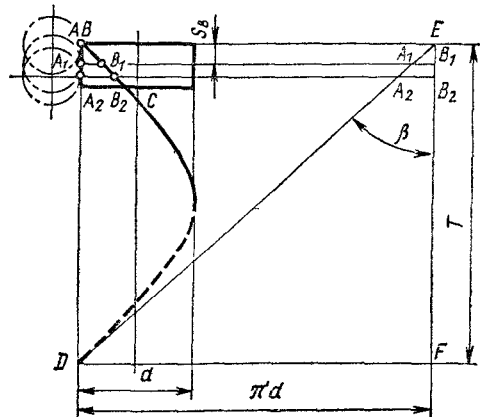
$$T = \pi d \operatorname{ctg} \beta = \pi m_s z \operatorname{ctg} \beta = \pi m z / \sin \beta,$$

где  $T$  — шаг винтовой линии;  $d$  — диаметр начальной окружности;  $\beta$  — угол наклона винтовой линии;  $m_s$ ,  $m$  — торцовый и нормальный модули.

Из подобия треугольников  $DEF$  и  $A_1EB_1$  величина  $n_d$  определяется как отношение длины  $A_1B_1$  к длине начальной окружности  $\pi d$ :

$$n_d = \frac{A_1B_1}{\pi d} = \frac{B_1E}{EF} = \frac{s_B}{T}.$$

Рис. 107. Развертка косозубого колеса



Если фреза пройдет путь  $AD$ , то  $n_d = 1$ , т. е. за время перемещения фрезы на шаг  $T$  винтовой линии зуба (впадины) заготовка должна сделать один дополнительный оборот. При этом фреза сделает  $z/z'$  оборотов.

Если вертикальная подача  $s_B$  и ширина колеса равны шагу винтовой канавки  $T$ , то за время перемещения фрезы относительно заготовки на величину  $T$  стол делает  $T/s_B$  оборотов; тогда фреза при нарезании прямозубого колеса за это же время совершит  $\frac{T}{s_B} \frac{z}{z'}$  оборотов.

При нарезании косозубых колес, как было показано, стол должен сделать один дополнительный оборот для того, чтобы зубья фрезы перемещались по наклонной канавке. В этом случае полное число оборотов фрезы

$$\frac{T}{s_B} \frac{z}{z'} \pm \frac{z}{z'}$$

Таким образом, расчетные перемещения для стола и фрезы  $\frac{T}{s_B}$  об. стола  $\rightarrow \left( \frac{T}{s_B} \frac{z}{z'} \pm \frac{z}{z'} \right)$  об. фрезы.

Умножая уравнение на  $s_B/T$ , получим расчетные перемещения, отнесенные к одному обороту стола:

$$1 \text{ об. стола} \rightarrow \left( \frac{z}{z'} \pm \frac{z}{z'} \frac{s_B}{T} \right) \text{ об. фрезы.}$$

Сравнивая эти расчетные перемещения с перемещениями при нарезании прямозубых колес, заметим, что здесь фреза за один оборот стола совершит дополнительно  $\pm \frac{z}{z'} \frac{s_B}{T}$  оборотов.

Расчет настройки гитары деления зависит от способа передачи дополнительного вращения заготовке. Существует два метода настройки — дифференциальный и бездифференциальный.

Дифференциальную настройку применяют в том случае, если дополнительное вращение заготовки сообщается по специальной кинематической цепи через дифференциал, который суммирует основное и дополнительное вращения и передает их столу. Уравнение кинематического баланса дополнительной цепи согласно расчетному перемещению

$$1 \frac{96}{1} \frac{35}{35} \frac{33}{33} \frac{2}{26} \frac{48}{48} i_{\text{кп}} \frac{44}{52} \frac{50}{45} \frac{33}{22} \frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} \times \\ \times \frac{27}{27} \frac{1}{45} i_{\text{диф}} \frac{27}{27} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{20}{80} = \pm \frac{z}{z'} \frac{s_B}{T}$$

Передаточное отношение дифференциала  $i_{\text{диф}} = 2$ . Подставляя в уравнение кинематического баланса это значение и значение  $i_{\text{кп}}$ , получим

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \frac{25z}{z'T}$$

Если вместо  $T$  подставить его значение, равное  $\pi m z / \sin \beta$ , то получим формулу настройки

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \frac{7,95775 \sin \beta}{m z'} \quad (22)$$

где  $m$  — нормальный модуль, мм.

Бездифференциальную настройку используют в том случае, когда основное и дополнительное вращения заготовке сообщает одна кинематическая цепь — цепь деления. Этот метод применяют редко в связи со сложностью подбора сменных колес этой гитары.

В этом случае необходимо соответствующим образом согласовать вращение фрезы и заготовки.

Уравнение перемещений для основной цепи запишется в виде

$$1 \frac{96}{1} \frac{35}{35} \frac{33}{33} \frac{d_1}{c_1} \frac{b_1}{a_1} \frac{e}{f} \frac{58}{58} i_{\text{диф}} \frac{27}{27} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{20}{80} \left( \frac{z'}{z'} \pm \frac{z}{z'} \frac{s_B}{T} \right)$$

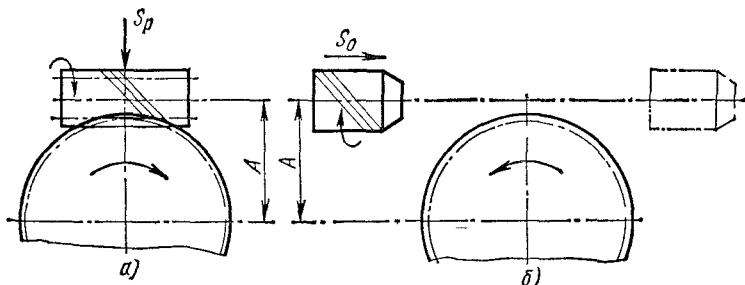
При  $i_{\text{диф}} = 1$  отношение  $e/f = 1$  и

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{24z'}{z} \frac{T}{T \pm s_B}$$

При подстановке в формулу значения сменных колес гитары деления следует подставить точное фактическое значение вертикальной подачи.

**Настройка станка для нарезания червячных колес.** Существует два метода нарезания зубьев червячных колес: радиальной и тангенциальной подачами.

При фрезеровании зубьев червячных колес радиальной подачей  $s_p$  (рис. 108, а) фреза перемещается к заготовке в радиальном направлении до тех пор, пока между осью фрезы и центром нарезаемого колеса не установится размер  $A$ . Для осуществления данного метода необходимы следующие движения: вращение червячной фрезы, вращение заготовки и радиальная подача фрезы. Фреза и заготовка совершают такие же вращательные движения и при нарезании прямозубых цилиндрических колес, поэтому гитара



108. Схема нарезания зубьев червячных колес

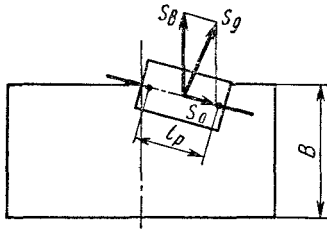


Рис. 109. Схема зубонарезания методом диагональной подачи

деления настраивается также. Цепь вертикальной подачи суппорта отключается.

Настройку гитары подач рассчитывают на основании следующих соотношений. За один оборот заготовки (стола) фреза переместится на величину радиальной подачи  $s_p$ . Следовательно, начальным звеном кинематической цепи будет стол, а конечным — винт с шагом  $t_2 = 10$  мм:

$$1 \text{ об. стола} \rightarrow s_p \text{ мм/об. стола.}$$

Уравнение кинематического баланса

$$1 \frac{96}{1} \frac{35}{35} \frac{33}{33} \frac{2}{26} \frac{48}{48} i_{\text{кп}} \frac{44}{52} \frac{45}{50} \frac{34}{61} \frac{1}{36} 10 = s_p.$$

При обработке червячных колес по методу тангенциальной подачи применяют червячные фрезы с конусной заборной частью. Цилиндрическая часть этой фрезы соответствует размерам и профилю червяка, в зацеплении с которым будет работать нарезаемое колесо. Фрезу устанавливают относительно заготовки по данному межосевому расстоянию  $A$  (рис. 108,б). Наряду с движением огибания (обкатки) фрезу сообщают подачу вдоль ее оси. При нарезании зубьев червячных колес по данному методу необходимы следующие движения: вращение фрезы, вращение заготовки, осевая подача фрезы и дополнительное вращение заготовки, вызываемое осевым перемещением фрезы.

**Диагональное фрезерование.** Зуборезный инструмент — очень сложный и дорогостоящий (стоимость инструмента составляет 50% стоимости зуборезной операции), поэтому мероприятия, направленные на повышение его стойкости, занимают важное место при эксплуатации зубофрезерных станков. Червячные фрезы в основном изнашиваются на небольшом участке, так как их контакт с заготовкой небольшой по сравнению с длиной фрезы. Обычно из нескольких десятков зубьев фрезы изнашиваются только три-пять. Очевидно, для более полного использования фрезы необходимо периодически осуществлять ее осевую передвижку, что будет выравнивать износ и увеличивать стойкость, а значит, и срок службы фрезы. Наибольший эффект дает работа с непрерывным осевым перемещением фрезы во время нарезания заготовки методом диагонального зубофрезерования. При этом методе червячной фрезы сообщают одновременно две подачи — одну параллельно оси нарезаемого колеса и другую вдоль оси фрезы, в результате чего фреза будет перемещаться по диагонали.

На рис. 109 приведена схема зубонарезания с применением диагональной подачи  $s_d$ . Когда фреза пройдет вдоль своей оси путь  $l_p$ , а по вертикали — путь  $B$ , стол станка сделает  $l_p/s_o = B/s_b$  оборотов; отсюда

$$s_o = s_b (l_p/B),$$

где  $s_b$  — вертикальная подача, мм/об;  $s_o$  — осевая подача, мм/об;  $B$  — шири-

на зубчатого колеса, мм;  $l_p$  — рабочая длина фрезы; можно принимать  $l_p = L - 6,6m$  мм; здесь  $L$  — длина передней части фрезы, мм;  $m$  — модуль зубчатого колеса, мм.

Для осуществления диагонального фрезерования необходимо иметь на станке специальный суппорт, обеспечивающий непрерывное перемещение фрезы. В рассматриваемой модели станка такого устройства нет, и осевая периодическая передвигка фрезы осуществляется от отдельного электродвигателя (поз. 72 на рис. 105).

#### 4. Зубозакругляющие станки

**Процесс зубозакругления.** В коробках передач различных машин широко применяют скользящие блоки колес, переключаемых для изменения частоты вращения выходящего из коробки вала или шпинделя. Кроме скользящих блоков, применяют также и зубчатые муфты. Блоки и муфты переключаются путем перемещения их вдоль оси от положения сцепления одной пары к положению сцепления другой. При таком переключении весьма важно попадание зубьев одного элемента во впадины другого. Однако при плоских торцах зубьев такое попадание весьма затруднительно, а иногда и вовсе невозможно.

Для ускорения процесса переключения закругляют торцы зубьев переключаемых колес (рис. 110,а). Этот процесс может производиться на специальных зубозакругляющих станках пальцевыми фрезами (рис. 110,б).

Полуавтомат мод. 5Н582 (рис. 111) предназначен для закругления торцов зубьев прямоугольных цилиндрических колес наружного и внутреннего

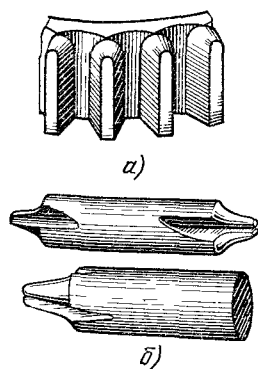


Рис. 110. Схемы закругления зубьев колес

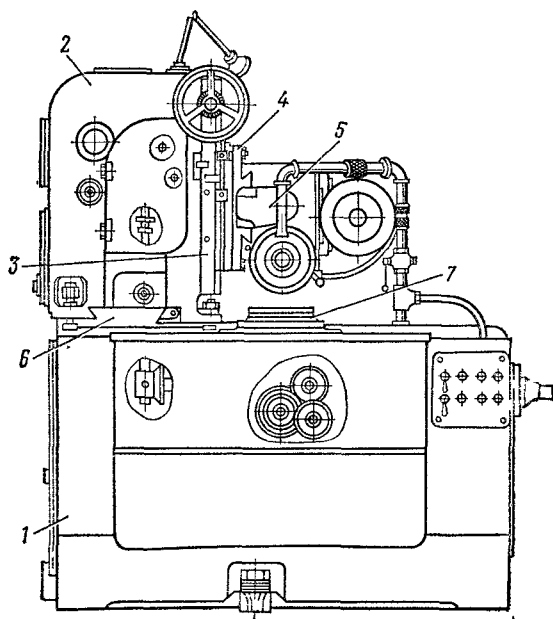


Рис. 111. Зубозакругляющий станок мод. 5Н582

зацепления в условиях серийного и массового производства. На станине 1 устанавливается стойка 2, на вертикальной плоскости которой смонтирована инструментальная бабка, состоящая из салазок 3, поворотной плиты 4 и головки 5. Стойка может перемещаться по поперечным направляющим станка 6. Станина 1 имеет горизонтальные направляющие, на которых установлена шпиндельная бабка изделия 7. В шпиндель устанавливается оправка для закрепления заготовки.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший диаметр обрабатываемых колес, мм . . . . .	560
Наибольший модуль, мм . . . . .	8
Наибольшая ширина зубчатого венца, мм . . . . .	140
Пределы расстояний от оси вращения изделия до торца шпинделя инструмента, мм	50—300
Диаметр пальцевой фрезы, мм . . . . .	18
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	5,5

Обработка на станке производится пальцевыми фрезами при непрерывном вращении заготовки и синхронном с ним перемещении инструмента. При этом инструмент совершает два движения: движение резания (вращение вокруг оси) и возвратно-поступательное вертикальное перемещение, которое в сочетании с вращательным движением заготовки обеспечивает получение заданной формы закругления зуба. Внутренний зуб обрабатывается только в наладочном режиме.

Станок имеет вертикальную компоновку, при которой ось шпинделя изделия расположена вертикально, а ось фрезерного шпинделя — горизонтально. Изменение частоты вращения фрезы осуществляется при помощи сменных шкивов, устанавливаемых на вал электродвигателя и шпиндель фрезы. Настройка полуавтомата на число обрабатываемых зубьев производится гитарой деления. Время цикла устанавливается при помощи сменных шестерен гитары цикла. Специальный счетчик количества обрабатываемых деталей позволяет устанавливать время смены инструмента.

## 5. Зубошевинговальные станки

**Процесс шевингования.** Для снижения шероховатости поверхности и достижения высокой точности профиля зубьев незакаленных зубчатых колес применяют процесс шевингования. При этом используется специальный инструмент — шевер, который представляет собой колесо или рейку, зубья у которых прорезаны поперечными канавками для образования режущих кромок (рис. 112). При вращении шевера и обрабатываемого колеса, находящихся в зацеплении, происходит боковое скольжение зубьев по их длине, и кромки канавок на зубьях шевера срезают (соскабливают) тонкую стружку с профилем зубьев колеса. Срезание происходит в результате скрецивания осей шевингуемого колеса и шевера.

Рассмотрим принципиальную схему работы шевинговального станка (рис. 113). Шевер 1 вращается от электродвигателя станка и принудительно вращает обрабатываемое зубчатое колесо 2, установленное в центрах бабки 3, 4. Бабка размещена на столе 5, который шарнирно связан с нижним столом 6 станка, получающим возвратно-поступательное движение. Стол в конце каждого двойного хода совершает вертикальную подачу. Таким

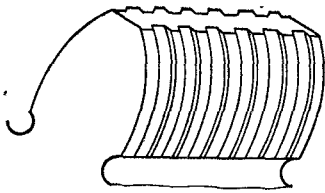
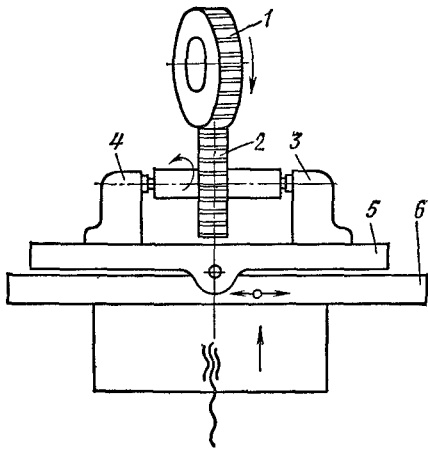


Рис. 112. Зуб шевера

Рис. 113. Схема шевингования



образом, при шевинговании происходят следующие движения: вращение шевера и колеса, возвратно-поступательное перемещение колеса и перемещение колеса в радиальном направлении к шевру.

Недостатком процесса шевингования является отсутствие жесткой кинематической связи между шевром и обрабатываемым колесом, вследствие чего накопленная ошибка очередного шага исправляется в небольшой степени. Кроме того, точность обработки шевингования в значительной степени зависит от качества зубонарезания и припуска под шевингование.

В последнее время получает распространение новый способ обработки зубьев кромочными шеврами. В отличие от обычного шевингования этот процесс осуществляется при жесткой кинематической связи между режущим инструментом и обрабатываемым колесом, расположенным к инструменту под углом  $45^\circ$ . Кромочный шевр и обрабатываемое колесо образуют пару зубчатых колес со скрещивающимися осями. Для обработки применяют два шевра, каждый из которых обрабатывает свою сторону зуба колеса при соответствующем направлении движения обката и подачи.

Процесс обработки зуба кромочным шевром осуществляется следующим образом (рис. 114). Обрабатываемое колесо 1 из левого крайнего положения подводится быстро к режущему инструменту 2, в этот момент включается медленная рабочая подача, при которой обрабатывается одна сторона А профиля зубьев. После окончания обработки стороны А колесо перемещается в крайнее правое положение. Затем вращение шевра и колеса реверсируют, и обрабатываемое колесо вновь подводится к шевру; опять включается рабочая подача и отделяется другая сторона Б профиля зубьев. После этого колесо быстро перемещается в исходное положение.

**Шевинговальный станок мод. 5702.** Станина 1 (рис. 115) имеет внизу форму плиты, служащей основанием станка, а сверху — форму стойки. Спереди, на верхней части станка имеется плоскость, в которой крепится основание 5, а к нему снизу монтируется шевинговальная головка 4. Ниже, также впереди станины, расположены вертикальные направляющие, к которым прижимается консоль 2 с механизмом продольной и радиальной подачи. На горизонтальных направляющих консоли установлен стол 3, состоящий из



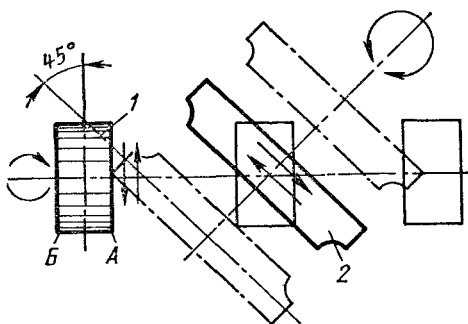


Рис. 114. Схема обработки зуба кромочным шевером

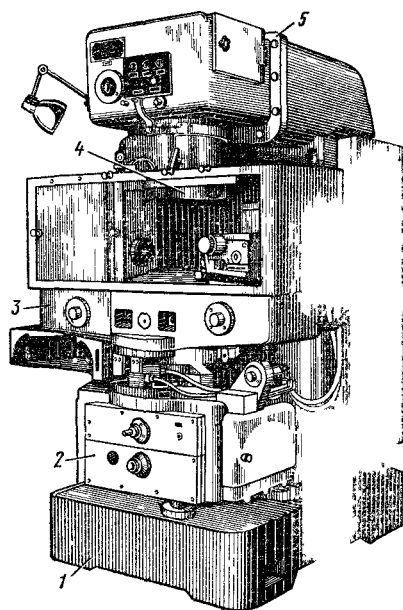


Рис. 115. Шеринговальный станок мод. 5702

салазок и укрепленной на них верхней части. Стол может перемещаться по направляющим консоли в обе стороны.

Кинематическая схема станка состоит из трех самостоятельных кинематических цепей (рис. 116): вращения шевера, продольной подачи стола и радиальной подачи консоли со столом.

Цепь вращения шевера заимствуется от электродвигателя 1 через червячную передачу 2-3, сменные колеса  $a-b$ , конические пары 4-5, 8-9, цилиндрические колеса 10-11.

Цепь продольной подачи стола начинается от электродвигателя 14 через червячную пару 17-18, сменные колеса  $a_1-b_1$ , конические пары 16-15 и 13-12 на винт  $t_1$ , который сообщает поступательное движение столу.

Цепь радиальной подачи осуществляется от гидроцилиндра 28 через реечную пару на цилиндрические колеса 23-24; вращение получает валок, на котором закреплены кулак радиальных подач 25 и барабан управления 27. Угол поворота кулака 25 ограничивается винтами-упорами, расположенными в шахматном порядке и опирающимися на собачку 26, которая перебрасывается гидроцилиндром 29. Кулак имеет ступеньки по торцу с перепадом 1,45 мм, т. е. при повороте кулака на минимальный угол  $12^\circ$  шток гидроцилиндра 30, упирающийся в площадку кулака, получает возможность перемещения на 1,45 мм. Далее через реечную пару, конические колеса 19-20 — на винт  $t_2$ .

Реверсирование вращения шевера и подачи стола осуществляется электродвигателями, получающими команду от конечного выключателя 2ВК, контакты которого перебрасываются упорами в конце хода стола. Конечный выключатель 3ВК является аварийным и отключает станок, если не срабатывает выключатель 2ВК.

Шерингование бочкообразной формы зуба осуществляется за счет поворота копира 31 на определенный угол. При поступательном движении па-

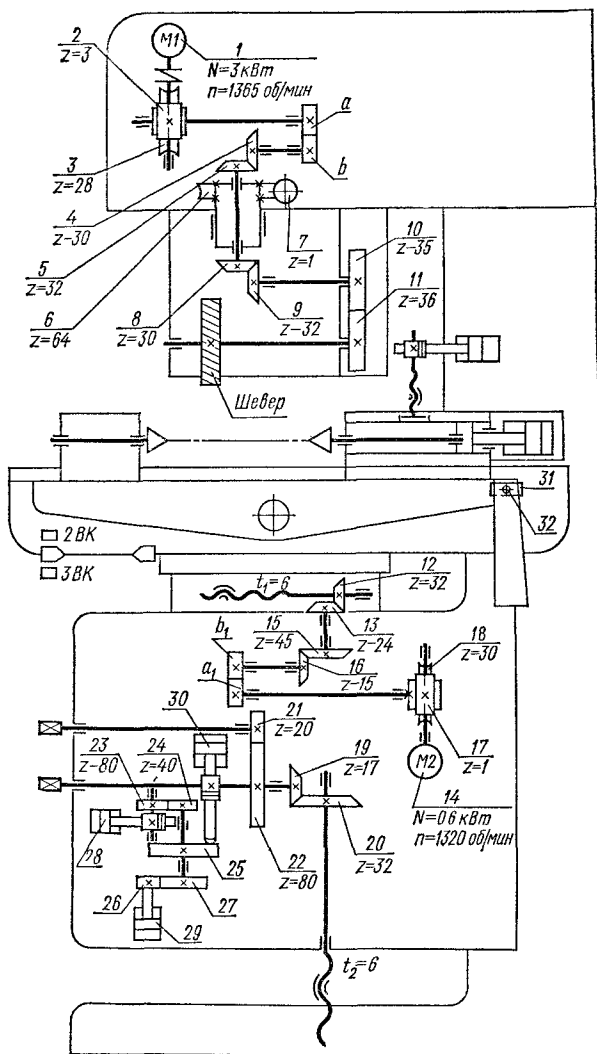


Рис. 116. Кинематическая схема станка мод. 5702

лец 32, скользящий в пазу копира, через кронштейн, повернутый к столу, сообщает ему качение в вертикальной плоскости вокруг центральной оси. Изделие, установленное в центрах бабок на столе, также качается; при этом ось изделия наклоняется по отношению к оси шевера. Поэтому у торцов шевера снимает больший слой металла, чем в средней части зуба; этим обеспечивается бочкообразная форма зуба шевингуемого колеса.

Настройка гитары цепи главного движения. Для расчета частоты вращения шевера необходимо выбрать скорость резания, за которую принимают скорость  $v_{ск}$  бокового скольжения зубьев шевера относительно зубьев шевингуемого колеса.

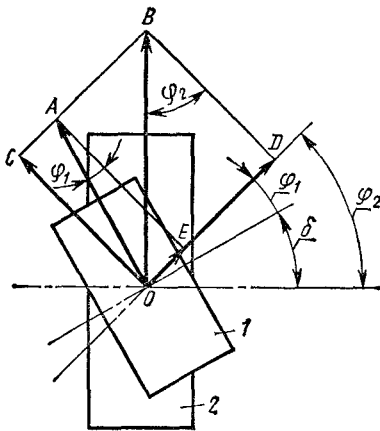


Рис. 117. Векторы скоростей шевра и вэделя

На рис. 117 показаны начальные цилиндры 1 и колеса 2;  $OA$  и  $OB$  — векторы окружных скоростей шевра и колеса;  $OF$  — линия соприкосновения зубьев;  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  — углы наклона зубьев;  $\delta$  — угол скрещивания осей. Проекции окружных скоростей на линию  $OC$ , перпендикулярную к линии зуба, должны быть  $AE = BD = CO$ , т. е.  $OA \cos \varphi_1 = OB \cos \varphi_2$ . Скорость бокового скольжения

$$v_{\text{ск}} = OD - OE = OB \sin \varphi_2 - OA \sin \varphi_1.$$

Подставляя сюда  $OB = OA \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}$ , получим

$$v_{\text{ск}} = OA \left( \frac{\sin \varphi_2 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} - \sin \varphi_1 \right) = v \frac{\sin \delta}{\cos \varphi_2}.$$

Таким образом, скорость резания при шевинговании пропорциональна синусу угла скрещивания осей шевра и колеса.

Если у колеса прямые зубья, т. е.  $\varphi_2 = 0$  и  $\cos \varphi_2 = 1$ , то  $\varphi_1 = \delta$  и  $v_{\text{ск}} = v \sin \delta$ .

Предположим, окружная скорость шевра  $v = 120$  м/мин, угол скрещивания осей  $\delta = 15^\circ$ , тогда скорость резания (скорость проскальзывания)  $v_{\text{ск}} = 120 \sin 15^\circ \approx 31$  м/мин. Зная диаметр шевра и скорость резания  $v_{\text{ск}}$ , нетрудно определить частоту вращения шевра:

$$n_{\text{ш}} = \frac{1000 v_{\text{ск}}}{\pi d_{\text{ш}}} \text{ об/мин,}$$

$$n_{\text{дв}} \frac{3}{28} \frac{a}{b} \frac{30}{32} \frac{32}{30} \frac{35}{36} = n_{\text{ш}} \text{ об/мин.}$$

Настройка гитары продольной подачи. Под подачей  $s_{\text{пр}}$  понимают величину перемещения стола в продольном направлении за один оборот заготовки. При минутной подаче  $s_{\text{м}}$  и частоте вращения заготовки  $n_3$

$$s_{\text{пр}} = s_{\text{м}}/n_3 \text{ или } s_{\text{м}} = s_{\text{пр}} n_3,$$

где

$$n_3 = n_{\text{шп}} \left( \frac{z_{\text{ш}}}{z_{\text{заг}}} \right).$$

Уравнение кинематической цепи от электродвигателя до винта  $t_1 = 6$  мм

$$n_{\text{дв}} \frac{1}{30} \frac{a_1}{b_1} \frac{15}{45} \frac{24}{32} 6 = s_{\text{м}} \text{ мм/мш.}$$

Настройка станка на радиальную подачу. Эта подача осуществляется в конце каждого продольного хода стола. Величина радиальной подачи в мм/ход стола определяется по формуле

$$s_p = \frac{1,45n}{\pi \cdot 3,5 \cdot 21} \frac{17}{32} 6 = 0,02n,$$

где  $n$  — число интервалов между соседними упорами; рекомендуется брать  $n = 1 \div 3$ .

## 6. Зубошлифовальные станки

Для получения более правильной формы зуба и снижения шероховатости его поверхности закаленные колеса подвергаются шлифованию. Шлифование зубьев, так же как и их нарезание, производят двумя методами — огибанием (обкаткой) и копированием. Метод огибания основан на использовании относительных движений рейки и зубчатого колеса (рис. 118, а, б) или червяка и червячного колеса (рис. 118, в). Торцовые поверхности двух и более шлифовальных кругов лежат в плоскости боковых сторон зубьев воображаемой рейки, по которой катится без проскальзывания шлифуемое зубчатое колесо. При шлифовании по методу копирования (рис. 118, г) дисковый шлифовальный круг правят алмазными карандашами, так чтобы его профиль в радиальном сечении соответствовал профилю впадины зубчатого колеса.

Все зубошлифовальные станки по своей кинематической структуре незначительно отличаются от зуборезных станков, работающих по тому же методу.

Зубошлифовальный полуавтомат мод. 5А841 работает по методу обката и предназначен для шлифования прямозубых и косозубых колес. В процессе шлифования воспроизводится зацепление зубчатого колеса с рейкой.

### Техническая характеристика станка

Наибольший наружный диаметр обрабатываемого изделия, мм . . . . .	320
Наибольший модуль, мм . . . . .	8
Наибольшая ширина прямозубого зубчатого венца, мм . . . . .	150
Наибольшее число зубьев . . . . .	200
Частота вращения шлифовального круга, об/мин . . . . .	1920
Мощность электродвигателя шлифовального круга, кВт . . . . .	1,5

В станке имеются следующие формообразующие движения: движение резания — вращение шлифовального круга; движение подачи по длине зу-

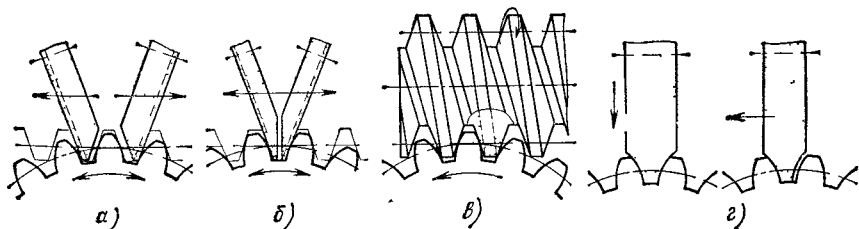


Рис. 118. Схемы зубошлифования.

ба — возвратно-поступательное перемещение шлифовального круга; движение подачи для образования эвольвенты — сложное движение круглого стола станка, состоящее из его взаимосвязанных вращательного и поступательного движений.

Цикл обработки — автоматический; он обеспечивает черновую или чистовую подачу; необходимое число черновых, чистовых подач и выхаживаний без подачи и правок шлифовального круга в цикле; величины подачи на правку и компенсацию износа шлифовального круга; переход с черного на чистовой режим обработки; выключение станка. На станке возможно получение модификации профиля по высоте (фланкирование) и по длине (бочкообразование).

**Зубошлифовальный полуавтомат мод. 5В832** предназначен для шлифования зубьев цилиндрических прямозубых и косозубых колес. Зубчатые колеса модулем до 0,8 мм можно шлифовать на станке без предварительного нарезания зубьев. Шлифование производится абразивным червяком методом обката при непрерывном делении. Окончательное профилирование винтовой нитки на абразивном червяке выполняется на станке стальным многоножичным накатником или алмазными резцами.

В станке имеются следующие формообразующие кинематические цепи (рис. 119): вращения абразивного червяка, вращения шлифуемого колеса, вертикального возвратно-поступательного движения суппорта изделия, перемещения стойки при установке абразивного червяка и шлифуемого колеса на расстоянии между их осями и при радиальной подаче.

При накатке витков абразивного червяка производится вращение последнего и поступательное перемещение суппорта накатки вдоль оси, согласованное с вращением червяка; за один оборот червяка накатник перемещается на один шаг. Накатник вращается непосредственно от абразивного червяка в результате сил трения. Радиальная подача суппорта с накатником к абразивному червяку осуществляется гидравлически.

**Настройка гитары деления.** Цепь обеспечивает согласованное вращение абразивного червяка и шлифуемой заготовки. За один оборот червяка заготовка должна повернуться на один зуб. Характерной особенностью станка является наличие в цепи деления электрической синхронной связи, осуществляемой двумя синхронными двигателями 38 и 39. Один электродвигатель через пару цилиндрических колес 1,2 приводит во вращение шпиндель абразивного червяка II, другой — через пару цилиндрических колес 19,20, гитару деления  $a-b$ ,  $c-d$ , сменные колеса  $e-f$  и делительную пару 21, 22 приводит во вращение шпиндель изделия.

Расчетные перемещения

1 об. червяка  $\rightarrow \frac{1}{z}$  об. заготовки.

Уравнение кинематического баланса

$$1 \frac{70}{70} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \frac{26}{156} = \frac{1}{z},$$

откуда  $\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{18}{z}$  при  $\frac{e}{f} = \frac{29}{87}$  для  $z = 21 \div 200$ .

Цепь правки согласовывает вращение абразивного червяка с пере-

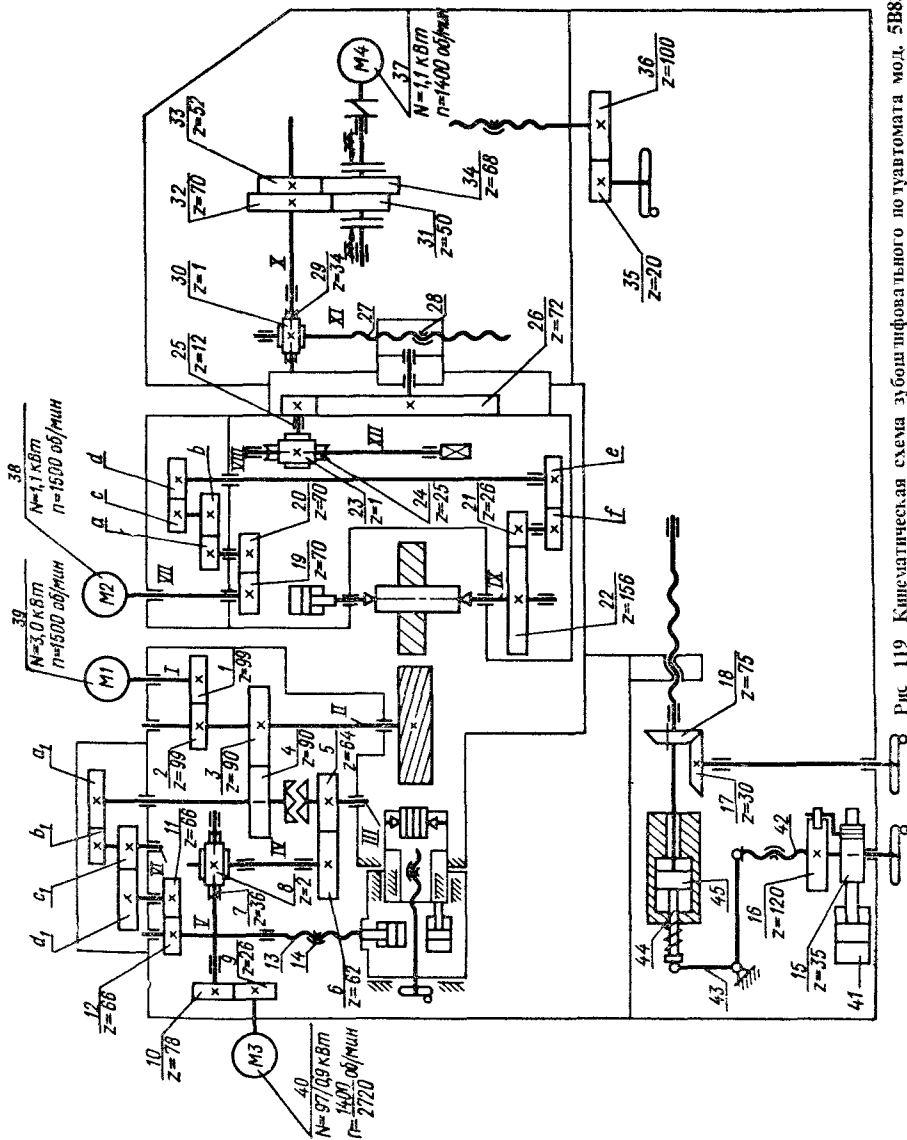


Рис 119 Кинематическая схема зубчатого планетарного редуктора мод. 5В832

мещением механизма правки. За один оборот червяка механизм правки должен переместиться на один шаг накатываемого витка. Привод цепи правки: от двухскоростного электродвигателя 40 через зубчатые колеса 9, 10, червячную пару 8, 7 и колеса 6, 5 получает вращение вал III. От него через кулачковую муфту и зубчатые колеса 4, 3 вращение передается шпинделю II абразивного червяка, а через сменные колеса гитары  $a_1 - b_1$ ,  $c_1 - d_1$  и колеса 11—12 на винтовую пару 13—14, чем осуществляется перемещение механизма правки.

Расчетные перемещения этой цепи:

$$1 \text{ об. червяка} \rightarrow \frac{\pi m_n}{\cos \beta} \text{ шаг абразивного червяка.}$$

Уравнение кинематического баланса

$$1 \frac{90}{90} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{66}{66} 2\pi = \frac{\pi m_n}{\cos \beta},$$

где  $\beta$  — угол подъема винтовой линии круга;  $2\pi$  — шаг винта 13.

Формула настройки цепи

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{m_n}{2 \cos \beta},$$

где  $m_n$  — нормальный модуль шестерни.

Цепь вертикальной подачи сообщает возвратно-поступательное движение суппорту изделия. При этом применен бесступенчатый привод с муфтой скольжения с регулированием через тахогенератор. Исполнительным звеном перемещения каретки с суппортом является пара винт — гайка 27, 28. Для увеличения диапазона регулирования подачи между приводом 37 червячной передачи 30—29 и винтом и гайкой имеется двухступенчатый зубчатый перебор 31—32, 33—34, переключаемый двумя электромагнитными муфтами.

Цепь радиальной подачи осуществляет радиальную подачу бабки шлифовального круга на изделие за каждый ход последнего и отвод бабки после окончания шлифования. Цепь состоит из храпового механизма 16 и гидравлической следящей системы. Качательное движение собачки храпового механизма сообщается гидроцилиндром 41 через реечную передачу 15. Вращение храпового колеса преобразуется в поступательное движение винта 42, который нажимает на рычаг 43, а последний перемещает следящий золотник 44, в результате чего поршень 45 перемещает шлифовальную бабку на величину радиальной подачи. Установка радиальной подачи производится специальным лимбом.

## 7. Станки для нарезания зубчатых реек

Зубчатые рейки нарезаются на универсальных или на специальных станках-полуавтоматах. В первом случае методом копирования при помощи модульной фрезы выполняют впадину зубчатой рейки, во втором случае используют метод огибания. В процессе нарезания зубьев воспроизводится зубчатая пара рейка — колесо. Режущим инструментом является

дисковый долбяк, которому придаются возвратно-поступательное и вращательное движения, согласуемые с прямолинейным перемещением заготовки. Рассмотрим долбежно-реечный станок ЕЗ9В.

**Техническая характеристика станка**

Наибольший модуль нарезаемой резьбы, мм . . . . .	8
Наибольшая длина нарезаемой резьбы, мм . . . . .	1100
Наибольшая ширина нарезаемого зуба, мм . . . . .	160
Число двойных ходов долбяка в минуту . . . . .	33—188
Мощность главного привода, кВт . . . . .	5,5

Станок предназначен для нарезания реек с прямым зубом. Нарезание осуществляется дисковыми модульными долбяками, изготовленными из быстрорежущей стали. Долбяк совершает возвратно-поступательное движение с одновременным вращением вокруг своей оси, согласованное с поступательным перемещением рейки. Рейка крепится на горизонтальной планшайбе стола при помощи специального приспособления.

Стол перемещается по горизонтальным направляющим станины: ускоренно, от отдельного электродвигателя для ориентировочной установки заготовки в исходное положение; замедленно, от руки для точной установки заготовки в исходное положение и для врезания долбяка в заготовку; механически, для врезания долбяка в заготовку на заданную глубину.

Нарезание реек с косым зубом производится только при наличии специального приспособления.

В станке предусмотрены следующие формообразующие движения: главное движение — возвратно-поступательное движение долбяка; цепь деления — при повороте долбяка на один зуб рейка перемещается на шаг; круговая подача — связь одного двойного хода долбяка с его же поворотом.

Расчетными перемещениями будут:

$$n_{дл} \text{ об/мин} \rightarrow n \text{ дв. ходов в минуту};$$

$$\frac{1}{z_{дл}} \text{ об. долбяка} \rightarrow t_p \text{ шаг зубьев рейки};$$

$$1 \text{ дв. ход долбяка} \rightarrow s_{кр} \text{ мм перемещения по дуге}.$$

На станке обеспечивается точность обработки реек до 7-й степени.

**8. Станки для нарезания конических колес с прямыми зубьями**

Конические зубчатые колеса широко распространены в машиностроении для передачи движения между пересекающимися и скрещивающимися осями. Форма зубьев конического колеса по длине может быть прямолинейной или криволинейной, наклоненной к образующей начального конуса под углом. Из криволинейных зубьев чаще всего применяют круговой, так как его проще нарезать; кроме того, круговой зуб с углом наклона на малом диаметре колеса  $\beta = 0$  воспринимает меньшее осевое давление.



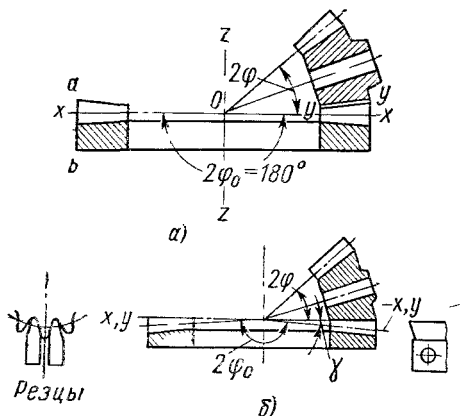


Рис. 120. Производящее колесо

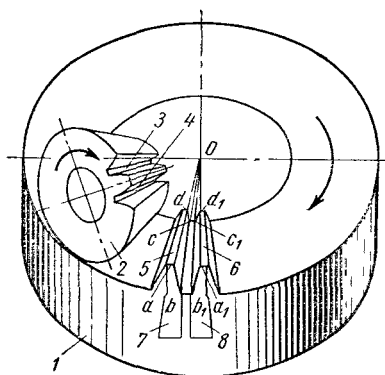


Рис. 121. Схема формообразования зубьев прямозубого колеса

**Схема зубострогания.** Обработка зубьев конических колес на зубострогальных станках, работающих по методу обката, теоретически основана на представлении о производящем колесе – воображаемом плоском коническом колесе, с которым обкатывается в процессе обработки заготовка. Характерным для плоского колеса является величина угла при вершине начального конуса  $2\varphi_0 = 180^\circ$  (рис. 120,а), благодаря которой дополнительный конус превращается в цилиндр с осью  $zz$  и образующей  $ab$ . При развертке цилиндра на плоскость зубья колеса образуют прямоочную зубчатую рейку

Процесс формообразования зубьев на заготовке можно представить себе так (рис. 121). Предположим, что заготовка выполнена из идеального пластичного материала. Если ее перекатывать без скольжения по стальному коническому плоскому (производящему) колесу, то зубья последнего на поверхности заготовки формируют впадины. После одного оборота заготовки вокруг своей оси образуется зубчатый венец, зубья которого будут очерчены по октоидальному профилю, который мало отличается от принятого эвольвентного профиля и вполне удовлетворяет практическим требованиям. То же самое произойдет и в случае, если, не перекатывая заготовку, заставить вместе с ней вращаться производящее колесо (как показано на рисунке). Вращение заготовки и производящего колеса должно быть кинематически связано и происходить без скольжения по начальным конусам. В данном случае, имея в виду плоское коническое колесо ( $2\varphi_0 = 180^\circ$ ), начальный конус нарезаемого колеса должен катиться по начальной плоскости  $xx$  (см. рис. 120,а).

Оставим на производящем колесе 1 только два зуба (рис. 121) Сообщим заготовке 2 и производящему колесу вращение в направлении стрелок. После того как заготовка перекатится через два зуба, реверсируем вращение и возвращаем оба колеса в исходное положение. В результате описанных перемещений два зуба производящего колеса образуют на заготовке две впадины: зуб 5 – впадину 4, зуб 6 – впадину 3. Таким образом, будет получен первый зуб на заготовке.

Повернем заготовку в исходном положении вокруг своей оси против часовой стрелки на угол, соответствующий шагу зацепления, и повторим весь цикл предыдущих обкаточных движений. Тогда зуб 5 образует на заготовке новую впадину (на рисунке не показана), а зуб 6 будет входить в контакт с уже имеющейся впадиной 4. В результате второго цикла движений получим второй зуб на заготовке, и так далее, до тех пор, пока не будут образованы все зубья. Итак, процесс формообразования зубьев совершается в результате ряда чередующихся циклов движений. Каждый же цикл состоит из обкаточного движения производящего колеса заготовки, в процессе которого зубья колеса внедряются в материал заготовки, образуя впадины; реверсирования и обкаточного движения в обратном направлении; движения деления в конце обратного хода, когда заготовка поворачивается на один зуб. Зубья 5 и 6 производящего колеса заменяют двумя резами 7 и 8.

Резцы попеременно совершают прямолинейное возвратно-поступательное движение в радиальном направлении. Режущие кромки  $ab$  и  $a_1b_1$  в своем поступательном движении в плоскостях  $abcd$  и  $a_1b_1c_1d_1$  образуют впадину производящего колеса. Поэтому, если наряду с прямолинейным перемещением сообщить резцам вращение вместе с производящим колесом вокруг точки  $O$ , то в обкаточном движении они, врезаясь в заготовку, выстрагивают впадины. Режущие кромки  $ab$  и  $a_1b_1$  в своем относительном движении огибают боковые поверхности зуба нарезаемого колеса. Поскольку толщина резцов меньше толщины зуба производящего колеса, впадины 3 и 4 при первом контакте с резами не будут иметь полной ширины. Таким образом, при обработке зубьев прямозубых конических колес необходимо осуществлять следующие движения: главное движение — прямолинейное возвратно-поступательное перемещение резцов; движение обкатки — вращение заготовки и производящего колеса (резцов); движение деления — поворот заготовки в конце обратного хода.

Чтобы строгать впадины, нужно вершины резцов перемещать в радиальном направлении вдоль образующей  $uu$  дна впадины (см. рис. 120,а). Однако для создания более простой конструкции станка в практике допускают отступление: образующую  $uu$  дна впадины совмещают с плоскостью  $xx$ , перпендикулярной к оси вращения производящего колеса, и вершины резцов перемещаются в этой плоскости (см. рис. 120,б). В связи с этим угол  $2\varphi_0$  при вершине начального конуса производящего колеса будет меньше  $180^\circ$ . Из схемы следует, что

$$2\varphi_0 = 180^\circ - 2\gamma,$$

где  $\gamma$  — угол ножки нарезаемого колеса.

Если через  $z$  обозначить число зубьев нарезаемого колеса, а через  $z_{II}$  — число зубьев производящего колеса, то на основании известных зависимостей для конических зубчатых колес можно написать

$$\frac{z}{z_{II}} = \frac{\sin \varphi}{\sin \varphi_0} = \frac{\sin \varphi}{\sin (90^\circ - \gamma)} = \frac{\sin \varphi}{\cos \gamma};$$

отсюда число зубьев производящего колеса

$$z_{II} = \frac{z \cos \gamma}{\sin \varphi}.$$

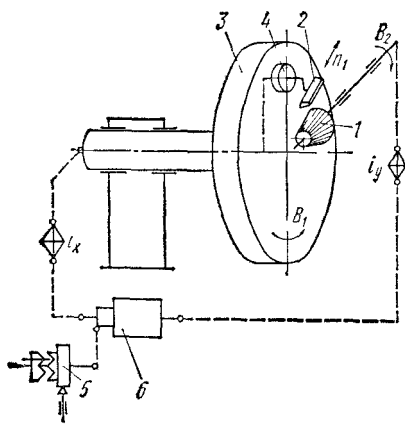


Рис. 122. Структурная схема станка для нарезания прямозубого конического колеса

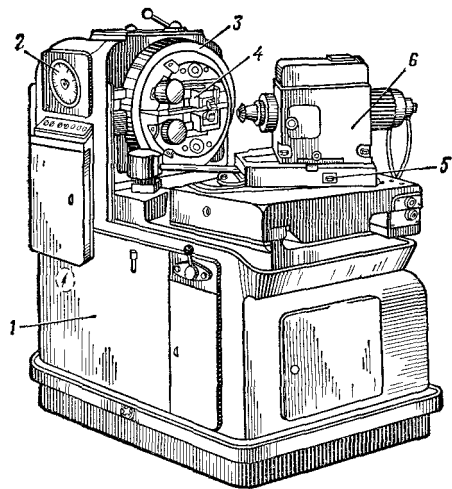


Рис. 123. Зубострогальный полуавтомат мод. 5Т23В для обработки прямозубых конических колес

Так как угол  $\gamma$  мал, то  $\cos \gamma \approx 1$ . Поэтому можно принять

$$z_{II} = z / \sin \varphi.$$

Кинематическая структура станка нарезания прямозубого конического колеса по методу обкатки состоит из двух формообразующих групп. Одна группа обеспечивает движение качения  $B_1$  и  $B_2$  (рис. 122) заготовки 1 по плоскому колесу, вторая — образование формы зуба по длине ( $P_1$ ). Если резцу 2, размещенному на люльке 3 станка, сообщить прямолинейное возвратно-поступательное движение (от кривошипа 4) по образующей конуса заготовки, то на воображаемом плоском колесе и на нарезаемом коническом колесе получится прямой зуб.

Для обеспечения согласованного движения люльки и заготовки в цепи предусмотрен узел настройки  $i_x$ . Цепь деления имеет орган настройки  $i_y$ . За один цикл работы станка нарезается один зуб. Последовательность движений в каждом цикле будет следующей: а) рабочий ход — люлька 3 поворачивается по стрелке  $B_1$  на угол  $\theta$ , когда резцы выйдут из зацепления с заготовкой (заготовка получает движение  $B_2$ , а резцы —  $P_1$ ); полностью обрабатывается один зуб; б) холостой ход — люлька вращается в обратном направлении и возвращается в исходное положение; заготовка отводится от резцов, чтобы при обратном ходе они ее не задевали; в) делительный процесс — в конце холостого хода при помощи делительного диска 5 и суммирующего механизма 6 заготовка поворачивается на  $z_i$  зубьев.

Зубострогальный полуавтомат мод. 5Т23В для обработки прямозубых конических колес. Станок предназначен для нарезания прямозубых конических колес диаметром до 125 мм и модулем до 1,5 мм методом обкатки.

На станине 1 (рис. 123) слева располагается стойка люльки 2 с планшайбой 3, в радиальных направляющих которой находятся каретки 4

с резцами Каретки с резцами попеременно совершают возвратно-поступательное движение навстречу друг другу Планшайба 3 смонтирована в круговых направляющих и при обкатке вращается вокруг горизонтальной оси, имитируя производящее колесо В продольных направляющих станины смонтирован стол 5, несущий бабку 6 изделия На оправку ее шпинделя насаживаются нарезаемую заготовку и закрепляются с помощью гидрозажима. Делительная бабка 6 может поворачиваться вокруг вертикальной оси для установки оси шпинделя (заготовки) под углом  $\varphi_0$  к оси планшайбы (производящего колеса)

**Рабочий цикл станка** При нажмении на пусковую кнопку происходит подвод резцов и включается движение суппортов, изделия и качение люльки Два последних движения составляют обкатное движение, необходимое для образования профиля зуба

После окончания обкатки зуба резцы отводятся назад, а люлька начинает быстро поворачиваться в обратную сторону При этом изделие продолжает вращаться в ту же сторону, что и при рабочем ходе По окончании обратного поворота люльки цикл повторяется Поскольку за время обратного хода люльки изделие продолжает вращаться вперед, то к моменту начала следующего цикла будет пропущено определенное число зубьев  $z$ , не имеющее общего множителя с числом зубьев нарезаемого колеса Поэтому при повторении цикла столько раз, сколько зубьев в нарезаемом колесе, произойдет нарезание всех зубьев

Рассмотрим основные кинематические цепи станка (рис 124)

**Привод главного движения** Движение от электродвигателя 1 передается через клиноременную передачу 2-3, зубчатые колеса 4-5-6-7 и далее через сменные колеса  $a-b$  зубчатому колесу 8, сидящему на центральном валу люльки Далее движение передается через колесо 9 кривошипным диском 12, от которых при помощи шатуна получают качательное движение резцовые суппорты

Резцовые суппорты должны быть установлены на угол конусности впадины зуба, вычисленный по формуле

$$\omega = 28,65 \frac{s_B - 0,728 h_H}{L_e},$$

где  $s_B$  — ширина впадины зуба на начальной окружности, равная толщине зуба колеса, сцепляющегося с нарезаемым,  $h_H$  — высота ножки зуба,  $L_e$  — длина образующей делительного конуса

Для узловой установки суппортов необходимо сначала включить станок толчковой кнопкой и установить люльку приблизительно на нуль по указателю 1 (рис 125), отжать шесть гаек 2, гайку 3 и, поворачивая валик 4, установить необходимый угол по шкалам 5. После этого затянуть гайки. Угловая установка каждого суппорта производится раздельно.

**Привод подачи.** Движение подачи от электродвигателя 27 (см рис 124) постоянного тока через клиноременную передачу 28-29 зубчатые колеса 30-31, 32-33, 38-39-40 и червячную пару 41-42 передается распределительному валу 1, который делает один оборот за время нарезания одного зуба На распределительном валу сидят четыре кулачка. Один из них предназначен для нарезания при комбинированном резании



( $K_3$ ), два других служат для переключения золотников цилиндров ( $K_1$  и  $K_2$ ), отвода резцов и счетчика циклов, а четвертый ( $K_4$ ) действует на путевой выключатель, дающий команду на рабочую и ускоренную частоту вращения электродвигателя 27.

**Вращение заготовки.** От вала III через зубчатые конические передачи 36–37, 21–22, 23–24 движение передается на гитару деления и через сменные колеса  $a_1 - b_1$ ,  $c_1 - d_1$  и делительную червячную передачу 25–26 шпинделю бабки изделия. Шпиндель вращается непрерывно в одну сторону, а люлька, несущая инструмент, совершает возвратно-вращательное движение (качение) на угол, необходимый для обработки впадины зуба.

**Привод качения люльки.** С вала V вращение передается через зубчатые цилиндрические колеса 19, 18 и 16 ведущему колесу 17 реверсивного механизма. Колесо 17 зацепляется попеременно с наружным и внутренним венцами реверсивного колеса 13, заставляя его вращаться то в одну, то в другую сторону. При этом через ведомое зубчатое колесо 43, колеса гитары обкатки  $a_2 - b_2$ ,  $c_2 - d_2$  и червячную передачу 11–10 осуществляется качение люльки.

На рис. 126 показана схема образования зубьев на станке, а на рис. 127 – схема поворота люльки I, где показано три положения кареток 2 с резцами 3 соответственно положениям *a*, *в*, *г* на рис. 126. Положение *a* является исходным, положение *г* – конечным. Следовательно, в процессе обкатки люлька поворачивается от горизонтального положения *OO* вверх на угол  $\theta_1$  и вниз на угол  $\theta_2$ .

Реверсивное колесо 13 (см. рис. 124) состоит из двух участков. Первый участок целый, кольцеобразный, с наружным венцом  $z_n = 120$  зубьев и внутренним  $z_b = 80$  зубьев. Второй участок составной, подковообразный. Зубья наружного 13 и внутреннего 14 венцов служат продолжением зубьев первого участка и соединяются между собой полустернями 15, образуя подкову.

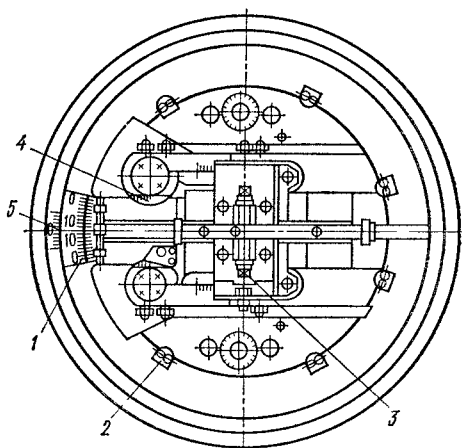


Рис. 125. Схема установки суппортов зубострогального станка мод. 5Т23В

Рис. 126. Схема образования зубьев на зубострогальном станке

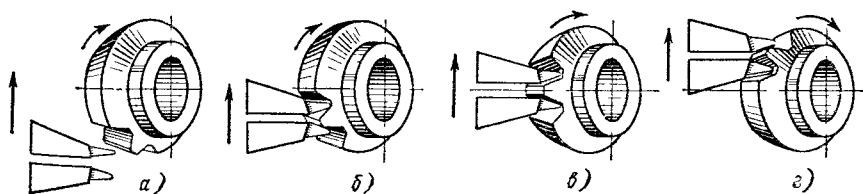
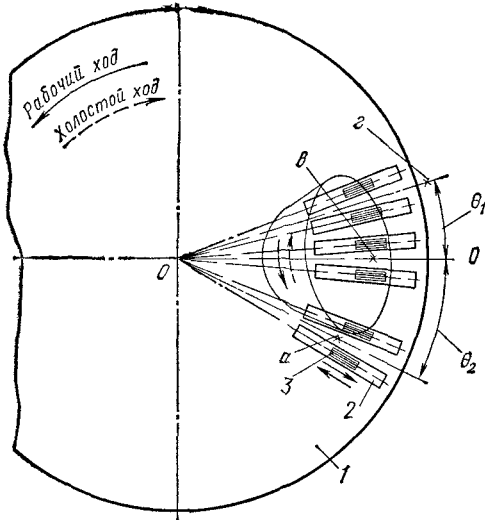


Рис. 127. Схема поворота дюльки



Вал IX ведущего колеса находится на рычаге, который может поворачиваться относительно оси X и перемещаться вдоль нее для осуществления необходимого зацепления с реверсивным колесом.

Зубчатое колесо 17 во время рабочего хода зацепляется с наружным венцом  $z = 120$  реверсивного колеса и, после того, как это колесо совершит пять полных оборотов, перемещается вдоль зуба под действием кулачка  $K_3$  на валу IIIa, входя в зацепление с составным участком.

Затем по полушестерне 15 зубчатое колесо 17 входит в зацепление с внутренним венцом 14 и, наконец, перемещаясь вдоль зуба, — с его целым участком.

После того как реверсивное колесо сделает пять оборотов в обратную сторону (холостой ход), зубчатое колесо 17 перемещается вдоль зуба на составной участок и по полушестерне 15 — на его наружный венец 13. Затем колесо 17 перемещается вдоль зуба на наружный венец целого участка реверсивного колеса, и цикл начинается снова.

Частота вращения за цикл ведущего колеса 17 реверсивного механизма определяется по формуле

$$n_{17} = \frac{z_H}{z_{17}} n_{px} + \frac{z_B}{z_{17}} n_{xx} + \frac{z_{13} + z_{14} + z_{15}}{z_{17}} + 1,$$

где  $z_H, z_B$  — полное число зубьев соответственно наружного и внутреннего венцов;  $z_{13}, z_{14}, z_{15}$  — число зубьев соответственно наружного, внутреннего венцов и переходной полушестерни подковы;  $n_{px}, n_{xx}$  — полное число оборотов реверсивного колеса во время рабочего и холостого ходов.

В числовом выражении получим

$$n_{17} = \frac{120}{20} \cdot 5 + \frac{80}{20} \cdot 5 + \frac{96 + 64 + 20}{20} + 1 = 60 \text{ об/цикл.}$$

Таким образом, за один цикл обработки ведущая шестерня реверсивного колеса 17 совершает 60 оборотов.

Полуавтоматический цикл работы станка. При нажатии на кнопку «Пуск» включаются электродвигатели 1 и 27 (см. рис. 124). По окончании обработки зуба кулачок  $K_1$ , установленный на распределительном валу I, нажимает на золотник  $G_1$ . Происходит подача масла в правую полость цилиндра  $Ц_2$ , и резцы отводятся. Одновременно кулачок  $K_2$  нажимает на золотник  $G_2$ . Масло поступает в правую полость цилиндра  $Ц_1$  счетчика циклов, и он срабатывает. После этого кулачок  $K_3$  на распределительном валу I, нажимает на золотник  $G_3$ , и происходит подача масла в правую полость цилиндра  $Ц_3$ , и резцы отводятся.

тельном валу  $IIIa$  переведет рычаг  $P$  реверсивного механизма вниз. Зубчатое колесо  $17$  войдет в зацепление с наружным венцом  $13$  составного подковообразного участка, и, как только пройдет полушестерню  $15$  (начало обратного хода люльки) и войдет в зацепление с внутренним венцом  $14$  подковообразного участка, кулачок  $K_3$  переведет колесо  $17$  в зацепление с внутренним венцом  $14$  целого участка колеса  $13$ , а кулачок  $K_4$  нажмет на ВПК и переключит электродвигатель  $27$  на 2000 об/мин — начнется ускоренный ход люльки.

В конце холостого хода кулачок  $K_4$  нажимает на ВПК и переключит электродвигатель  $27$  на частоту вращения, устанавливаемую потенциометром. Одновременно кулачок  $K_3$  переведет рычаг  $P$  вниз и введет колесо  $17$  в зацепление с внутренним венцом  $14$  подковообразного участка. После прохождения полушестерни  $15$  (начало прямого хода люльки) она войдет в зацепление с наружным венцом  $13$  подковообразного участка. Затем кулачок  $K_3$  переведет колесо  $17$  в зацепление с наружным венцом  $13$  целого участка реверсивного колеса. Одновременно кулачок  $K_1$  отпустит золотник  $G_1$ . Произойдет подача масла в левую полость цилиндра  $C_2$ , и резцы будут подведены. После этого начнется новый цикл.

Гидропривод служит для подвода, отвода, зажима и отжима изделия, отводов резцов, управления счетчиком циклов, охлаждения инструмента и смазки станка.

**Настройка зубострогального станка.** Исходными данными для расчета настройки станка на обработку прямозубых конических колес являются наибольший модуль  $m$ , число зубьев нарезаемого  $z$  и сопряженного  $z_c$  колес, длина зуба, угол зацепления, материал заготовки. На этой основе определяют все остальные параметры нарезаемого колеса, необходимые для кинематической настройки станка.

**Настройка цепи главного движения.** Число двойных ходов резцов определяется из следующей кинематической цепи:

$n$  электродвигателя  $\cdot i$  цепи от электродвигателя до кривошипа  $12 =$   
 $= n$  дв. ходов;

$$1350 \frac{80}{208} \cdot 0,98 \frac{33}{67} \frac{31}{69} \frac{a}{b} \frac{95}{25} = n \text{ дв. ходов в минуту.}$$

Число двойных ходов в минуту определяется

$$n \text{ дв.ходов} = \frac{v \cdot 1000}{2h},$$

где  $v$  — скорость резания, м/мин;  $h$  — длина хода ( $h = b + 2 \div 3$  мм).

В паспорте станка имеется таблица для выбора сменных колес  $a - b$  по значению числа двойных ходов в минуту. К станку прилагается восемь сменных колес  $a - b$ , установка которых позволяет получить семь различных чисел двойных ходов в минуту.

**Настройка цепи деления.** Шпиндель изделия во время работы станка непрерывно вращается в одном направлении. Это движение берет начало от распределительного вала  $I$  и передается на червячное колесо  $26$  (см. рис. 124). За время, пока планшайба по окончании обработки очеред-



ной впадины зуба не вернется в исходное положение, заготовка повернется на  $z$  зубьев. За один оборот распределительного вала заготовка повернется на  $z_1/z$  оборота, и уравнение кинематического баланса примет вид

$$1 \frac{60}{1} \frac{50}{50} \frac{20}{20} \frac{23}{23} \frac{25}{25} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{1}{180} = \frac{z_1}{z}$$

Расчетная формула настройки

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{3z_1}{z}$$

Настройка гитары обката. Цепь обката связывает вращение люльки и заготовки:

$$n_{л} \frac{175}{1} \frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} \frac{24}{120} \frac{120}{20} \frac{61}{62} \frac{62}{61} \frac{20}{20} \frac{23}{23} \frac{25}{25} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{1}{180} = n_{заг}$$

Заменяя  $\frac{n_{л}}{n_{заг}} = \frac{z}{z_{п}}$  и  $\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{3z_1}{z}$ , получим формулу настройки

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \frac{3,5z_1}{z_{п}}$$

где  $z_{п}$  — число зубьев производящего колеса.

**Настройка цепи подачи.** Движение подачи от электродвигателя 27 с изменяющейся частотой вращения от 300 до 3000 об/мин передается на распределительный вал I, который за время обработки одного зуба нарезаемого колеса делает один оборот. Для настройки необходимого времени цикла вращают рукоятку потенциометра до тех пор, пока тахометр не покажет частоту вращения, соответствующую заданному рабочему времени  $t_p$  (на зуб) в карте наладки. Таблица соответствия частоты вращения электродвигателя подачи ( $n$  об/мин) рабочему времени цикла  $t_p$  имеется в паспорте станка. Эта зависимость выражается формулой

$$t_p = 10650/n \text{ с.}$$

Уравнение кинематической цепи, связывающей частоты вращения электродвигателя 27 и распределительного вала I,

$$n_{эл} \frac{140}{188} \frac{20}{65} \frac{30}{35} \frac{50}{50} \frac{1}{60} t_p = 1 \text{ оборот.}$$

**Фрезерование зубьев.** Кроме строгания, прямозубые конические колеса нарезают двумя дисковыми фрезами со вставными режцами по методу огибания (рис. 128,а). Профиль режущей кромки резов прямолинейный, режущая кромка направлена перпендикулярно оси фрезы или расположена под углом  $\delta$  к этому направлению (рис. 128,б). В первом случае зубья получают конические, прямолинейные, во втором — бочкообразные.

Данный способ основан на том, что вместо двух строгальных резов, перемещающихся возвратно-поступательно, устанавливают две дисковые фрезы, которые во время обработки получают вращательное движение (главное). Обе фрезы прорезают одну впадину одновременно. Их устанавливают так, что резы одной из них попадают в промежутки между реза-

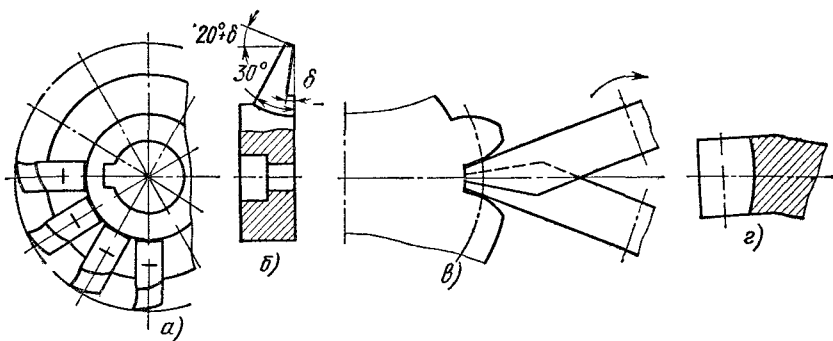


Рис. 128. Схема нарезания прямозубых конических колес дисковыми фрезами

ми другой и не задевают друг друга при вращении (рис. 128,в). Поскольку фрезы в процессе обработки не перемещаются вдоль зуба, то дно нарезаемой впадины приобретает вогнутую поверхность (рис. 128,г).

Фрезерование конических прямозубых колес в 3–5 раз производительнее, чем зубострогание. Наша станкостроительная промышленность выпускает станки из унифицированных узлов, работающие по указанному методу (мод. 5230).

## 9. Станки для нарезания конических колес с круговыми зубьями

При обработке конических колес с круговыми зубьями в качестве производящего колеса принимают плоское колесо 1 (рис. 129) с дугowymi зубьями радиуса  $r$ . Заготовка 2 в процессе обработки обкатывается с производящим колесом, зубья которого воспроизводятся резцовой головкой 3, вращающейся вокруг точки  $O_1$ . Профиль резцов соответствует профилю зубьев производящего колеса. Проходя на участке  $AA_1$ , они имитируют один зуб.

При обработке колес с круговыми зубьями необходимо осуществить следующие формообразующие движения: главное движение — вращение резцовой головки вокруг точки  $O_1$ ; движение обката — согласованное вращение люльки (производящего колеса) и заготовки; движение деления — поворот заготовки на обработку следующего зуба.

Согласованность вращения люльки 1 (рис. 130) и заготовки 2 достигается сменными колесами 4, рассчитываемыми в зависимости от числа зубьев нарезаемого колеса. Вершины резцов 3 должны передвигаться по образующей внутреннего конуса нарезаемого колеса; для этого колеса необходимо установить под углом  $\varphi$ , внутреннего конуса к плоскости, в которой передвигаются вершины резцов.

Заготовка должна быть установлена относительно центра станка в правильное положение. Центром станка называется точка, в которой пересекаются горизонтальная ось  $OO_2$  люльки, ось  $OO_1$  шпинделя бабки и вертикальная ось  $O$  поворотного стола. Через центр стола должна проходить плоскость, в которой передвигаются вершины резцов головки, и с центром

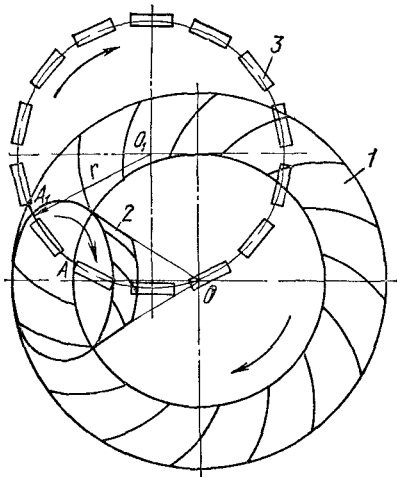


Рис. 129. Схема нарезания конических колес с круговыми зубьями

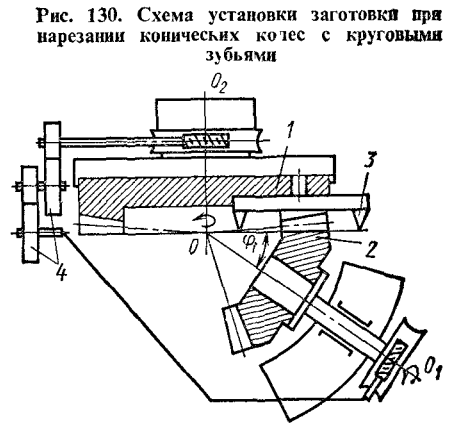


Рис. 130. Схема установки заготовки при нарезании конических колес с круговыми зубьями

стола должна совпадать вершина начального производящего конуса нарезаемого колеса.

Резцовая головка (рис. 131,а) выполняется в виде диска с пазами, в которые вставляют и крепят резцы перпендикулярно торцевой плоскости диска. Резцы бывают наружные (рис. 131,б) и внутренние (рис. 131,в). Кроме того, резцы подразделяются на праворежущие и леворежущие, отличающиеся только расположением режущих кромок.

**Зуборезный полуавтомат мод. 5С280П** класса точности II предназначен для чернового и чистового нарезания конических и гипоидных колес с круговыми зубьями. Станок имеет следующие конструктивные особенности: число звеньев в кинематической цепи обкатки и главного движения сокращено; реверс люльки осуществляется обычной фрикционной муфтой; подвод стола в зону резания и отвод его на деление осуществляется гидравлически с помощью следящей системы; самостоятельный привод цепи обкатки и управления независим от привода зуборезной головки; механизм деления имеет гидравлический привод.

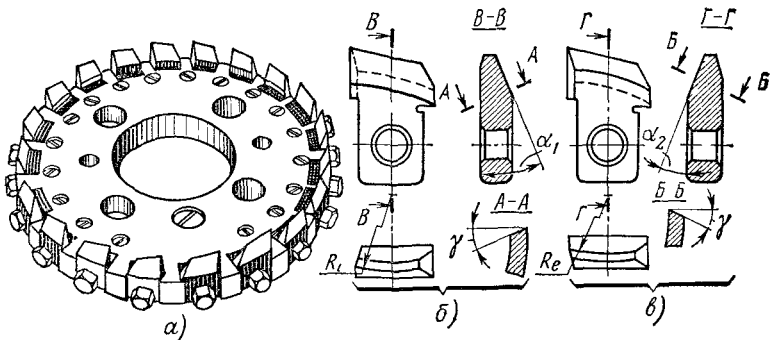


Рис. 131. Резцовая головка

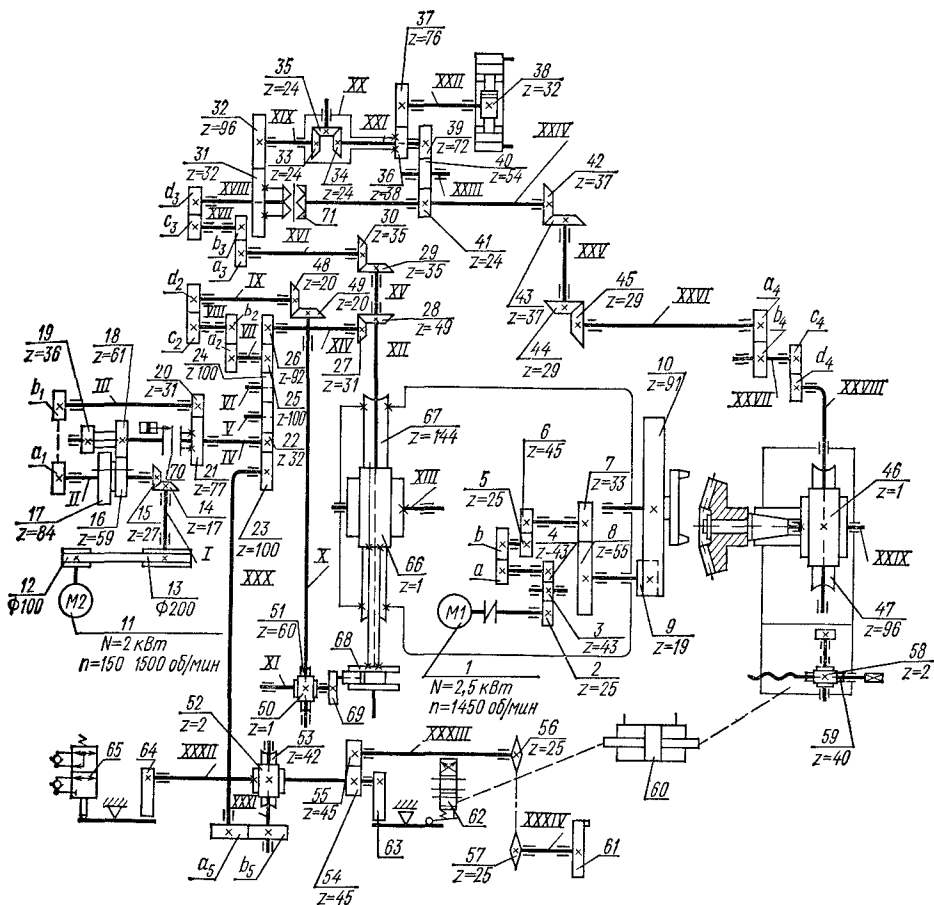


Рис. 132. Кинематическая схема станка мод. 5С280П для нарезания конических колес с круговыми зубьями

Станок работает методами врезания и обкатки. Врезание применяется при черновом нарезании зубчатых колес, а также при чистовом нарезании колес полуобкатных передач; обкатка применяется при чистовом нарезании всех зубчатых колес, кроме полуобкатных ведомых. Обкаточное вращение производящего колеса осуществляет люлька, несущая зуборезную головку. Режущие кромки головки воспроизводят движение боковой поверхности зуба производящего колеса.

Деление осуществляется периодически. По окончании профилирования одной впадины (при нарезании двухсторонним методом) или одной стороны впадины (при нарезании односторонним методом) включается делительный механизм, поворачивающий заготовку на один шаг.

**Рабочий цикл станка.** При работе по методу врезания червяк 66 люльки отключают от привода подачи, и привод вращает только цепь управления. На валы XVII и XVIII (рис. 132) надевается специальный хомут, удержи-

вающий их от поворота во время деления. Копир подачи 63 через следящую систему начинает перемещать стол. Диск управления 61 поворачивается синхронно с копиром врезания. Так же синхронно поворачивается копир 64 управления переменной подачи. В конце подачи упор на диске управления дает команду на отвод стола с бабкой изделия. В конце отвода стола подаются команды на муфту реверса 70 с рабочего хода на холостой, на цилиндр изменения скорости обкатки, на цилиндр счетчика циклов, на муфту 71 механизма деления. Деление происходит во время обратного вращения цепи управления и заканчивается раньше, чем упор на диске управления дает команду на рабочий ход.

Метод обкатки отличается от метода врезания тем, что червяк люльки подключают к приводу обкатки. С валов XVII и XVIII снимают хомут и вместо него на эти валы устанавливают сменные колеса гитары обкатки, а копир врезания заменяют копиром чистового нарезания. В остальном цикл работы такой же, как и при врезании.

Рассмотрим основные кинематические цепи станка.

Главное движение — вращение зуборезной головки передается от электродвигателя 1 через цилиндрические колеса 2, 3, 4 на сменные колеса  $a-b$ , а от них через цилиндрические колеса 5, 6, 7, 8 — на вал-шестерню 9, связанную с колесом внутреннего зацепления 10, которое закреплено на шпинделе зуборезной головки.

Цепь обкатки и приводится во вращение электродвигателем 11 через клиноремennую передачу 12—13 на входной вал I коробки подач.

На рабочем ходу вращение от вала II передается через сменные зубчатые колеса  $a_1-b_1$  вала III и далее через колеса 20—21, муфту 70 вала IV, через цилиндрические колеса 22, 24, 25, 26, конические колеса 27, 28, червячную пару 66—67 люльке. От червяка через конические колеса 29—30, сменные колеса гитары обкатки  $a_3, b_3, c_3, d_3$ , вал XVIII, муфту 71, конические колеса 42, 43, 44, 45, сменные колеса гитары  $a_4, b_4, c_4, d_4$  — на червяк 46 и червячное колесо 47.

На замедленном холостом ходу вращение от вала II передается на вал IV через колеса 16—18, а на ускоренном холостом ходу — через колеса 17—19. Дальнейшее движение от вала IV до вала XVIII осуществляется так же, как и на рабочем ходу.

Деление происходит во время холостого хода. От гидроцилиндра с рейкой вращение передается колесу 38, далее через колеса 37—36 и корпус дифференциала — колесам 35, 34 и валу XXI V. Возврат гидроцилиндра и корпуса дифференциала в исходное положение происходит во время рабочего хода, когда однозубая муфта войдет в зацепление с валом XXI V.

От колеса 22, установленного на валу IV коробки подач, вращение передается с колеса 23 на вал XXX, затем через сменные колеса гитары  $a_5-b_5$ , червячную передачу 52, 53 — на вал копиров XXXII через колеса 54, 55, вал XXXIII и цепную передачу 56, 57 — диску управления 61.

От вала VII через сменные колеса гитары  $a_2-b_2, c_2-d_2$ , конические колеса 48—49, червячную передачу 50—51 получает вращение диск 69 модификатора с регулируемым эксцентриком. Эксцентрик диска перемещает в осевом направлении гильзу 68, в которой смонтированы опоры червяка люльки. Осуществляемое таким образом перемещение червяка люльки обеспечивает модификацию обкатки.

**Настройка полуавтомата.** Исходными данными для настройки станка являются число зубьев нарезаемого колеса, материал заготовки, диаметр фрезерной головки, модуль нарезаемой шестерни и все геометрические параметры шестерни.

Настройка гитары цепи главного движения. Эта цепь связывает вращение вала электродвигателя  $l$  и фрезерной головки:

$n$  об/мин электродвиг.  $\rightarrow n_{\phi}$  об/мин фрезерной головки.  $n$  об/мин электродвиг.  $i$  цепи от электродвиг. до фрезы  $= n_{\phi}$  об/мин.

Частота вращения фрезы (об/мин) определяется в зависимости от скорости резания и диаметра фрезерной головки:

$$n_{\phi} = \frac{1000v}{\pi d_{\phi}}$$

Уравнение кинематической цепи

$$1450 \frac{25}{43} \frac{a}{b} \frac{25}{45} \frac{33}{55} \frac{19}{91} = n_{\phi},$$

откуда

$$a/b = n_{\phi}/57,8.$$

Настройка цепи деления. Цепь деления включается в конце отвода стюла. Команда на деление подается через плунжер, который выводит из зацепления муфту 71 и в конце своего хода перемещает гидроцилиндр с рейкой, которая вращает колесо 38, а затем через колеса 37, 36 движение получает корпус дифференциала. Колесо 38 поворачивается на  $2/3$  оборота. Уравнение кинематической цепи

$\frac{2}{3}$  оборота колеса 38  $\rightarrow 1/z$  оборота заготовки;

$$2/3 \frac{76}{38} \frac{24}{24} \frac{72}{24} \frac{37}{37} \frac{29}{29} \frac{a_4}{b_4} \frac{c_4}{d_4} \frac{1}{96} = \frac{1}{z},$$

откуда

$$\frac{a_4}{b_4} \frac{c_4}{d_4} = \frac{24}{z}.$$

Настройка гитары обкатки. Эта цепь связывает поворот люльки и заготовки. Уравнение кинематической цепи

$$\frac{1}{z_{\Pi}} \frac{144}{1} \frac{35}{35} \frac{a_3}{b_3} \frac{c_3}{d_3} \frac{37}{37} \frac{29}{29} \frac{a_4}{b_4} \frac{c_4}{d_4} \frac{1}{96} = \frac{1}{z}.$$

Если подставить значение  $\frac{a_4}{b_4} \frac{c_4}{d_4} = \frac{24}{z}$ , то формула настройки гитары обкатки будет

$$\frac{a_3}{b_3} \frac{c_3}{d_3} = \frac{z_{\Pi}}{36} = \frac{z}{36 \sin \varphi},$$

где  $z$  — число нарезаемых зубьев;  $z_{\Pi}$  — число зубьев производящего колеса;  $\varphi$  — угол начального конуса конического колеса.

Цепь подачи. Началом этой цепи является электродвигатель 11. В цепи подбирают сменные колеса гитары подач  $a_1 - b_1$  в зависимости от необходимой скорости качения люльки по паспорту станка или по расчету:

$$a_1/b_1 = \omega_n/1,65,$$

где  $\omega_n$  — угловая скорость качения люльки в град/с при частоте вращения электродвигателя 11 1500 об/мин и угле качения диска управления 61 300°.

Угловую скорость качения люльки (град/с) можно определить по формуле

$$\omega_n = \frac{28,6}{T_{рх} i_y},$$

где  $T_{рх}$  — длительность рабочего хода, с;  $i_y$  — передаточное отношение гитары цепи управления.

Для приблизительного выбора угла качения люльки могут быть использованы следующие рекомендации: колеса с углом делительного конуса 45° обычно требуют наибольшего угла обкатки; колеса с углом делительного конуса 45°, имеющие 20 зубьев и угол спирали 30°, требуют угла качения 45°; среднее значение угла качения люльки для плоских колес равно приблизительно 30—40°.

Настройка цепи управления. Сменные колеса гитары цепи управления  $a_5 - b_5$  обеспечивают необходимые углы качения люльки, изменяют угловую скорость поворота копиров 63, 64 и диска управления 61, в результате чего изменяется подача и длительность цикла.

Кинематическая цепь связывает углы поворота люльки и диска управления 61:

$\theta^\circ$  люльки  $\cdot i$  цепи от люльки до диска управл. =  $\theta^\circ$  управл.;

$$\frac{\theta_n^\circ}{360} \frac{144}{1} \frac{49}{31} \frac{92}{100} \frac{a_5}{b_5} \frac{2}{42} = \frac{\theta_{упр}^\circ}{360^\circ},$$

откуда

$$\frac{a_5}{b_5} = \frac{\theta_{упр}}{10,5\theta_n^\circ},$$

где  $\theta_{упр}$ ,  $\theta_n$  — углы поворота диска управления и люльки, град.

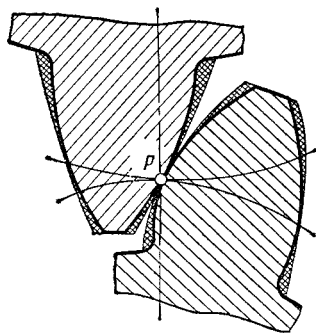
Настройка гитары модификатора. Модификатор 69 имеет специальное устройство для установки по нониусу необходимого эксцентриситета. Настройку гитары модификатора  $a_2 - b_2$ ,  $c_2 - d_2$  производят по формуле

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \sqrt{\frac{K_M}{0,010663E_M}};$$

где  $K_M$  — коэффициент модификации — величина, характеризующая доворот люльки  $\Delta\theta_n$  вследствие работы модификатора ( $\Delta\theta_n = K_M\theta_n$ );  $E_M = = 0 \div 32,5$  мм — расстояние от оси ролика модификатора до оси планшайбы (эксцентриситет модификатора);

$$\frac{a_2}{b_2} \frac{c_2}{d_2} = \frac{\theta_p}{\theta_n \cdot 3,68};$$

Рис. 133. Профили зубьев полуобкатной пары



здесь  $\theta_p$ ,  $\theta_d$  — углы поворота соответственно ролика модификатора и люльки. Станок имеет гидравлическую систему, которая приводит в движение механизм деления 72; приводит стол в рабочую зону и отводит его в позицию загрузки и деления (60, 62); реверсирует холостой ход на рабочий и обратно с помощью многодисковой муфты 73; управляет скоростью привода обкатки 65; перемещает червяк люльки при работе с модификатором.

Нарезание конических колес с круговыми зубьями по способу обката характеризуется длительным циклом обработки. Чтобы избежать гранности зубьев и снизить шероховатость поверхности, приходится увеличивать время огибания. Много времени затрачивается также на холостые ходы станка, отвод инструмента, делительный процесс и др. В массовом производстве зубчатые колеса спирально-конических и гипоидных передач нарезают высокопроизводительным полуобкатным методом. В полуобкатной паре обкаткой нарезается только колесо, имеющее небольшое число зубьев, а большое колесо нарезается торцевой резцовой головкой или круговой протяжкой по методу копирования. Зубья колеса полуобкатной пары имеют поэтому не винтовые, а конические рабочие поверхности, представляющие собой точные копии производящих поверхностей, описываемых режущими кромками резцов торцевой головки или протяжки.

На рис. 133 жирными линиями очерчены профили зубьев полуобкатной пары. Для сравнения тонкими линиями показаны профили зубьев обычной пары, которые нарезаются методом обката. Такие зубья нарезаются на обычных зуборезных станках с коническим или плоским производящим колесом. В последнем случае применяется модификация обката. Поскольку таким методом нарезается только ведущее зубчатое колесо, а ведомое колесо нарезается методом копирования, эти передачи получили название полуобкатных, а способ нарезания — полуобкатным.

## 10. Шлицефрезерные станки

Шлицефрезерные станки предназначены для фрезерования шлицев на валах. Обработка шлицев осуществляется червячными шлицевыми фрезами по методу обката, аналогично нарезанию зубьев на зубофрезерных станках.

В процессе огибания профиль специальной червячной фрезы образует боковые стороны шлицев и «усики», применяемые при центрировании шлицевого соединения по внутреннему диаметру (рис. 134,а). На рис. 134,б изображен профиль шлицевой фрезы, когда центрирование происходит по наружному диаметру. Для получения заданного профиля шлицевого вала необходимо, как и при зубофрезеровании, главное движение — вращение червячной фрезы и движение обката — перемещение фрезы вдоль заготовки.



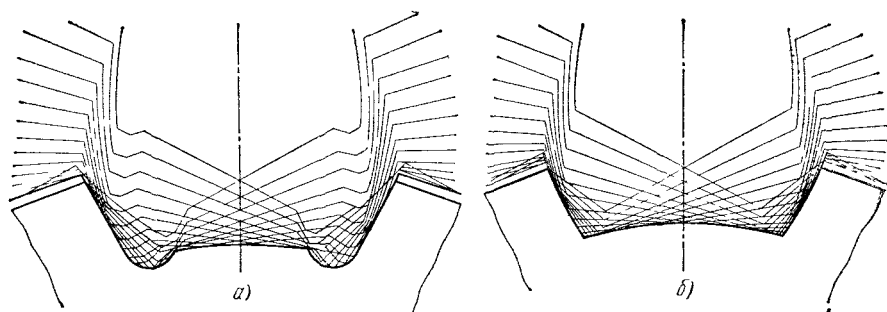


Рис. 134. Схемы фрезерования шлицев по методу обката

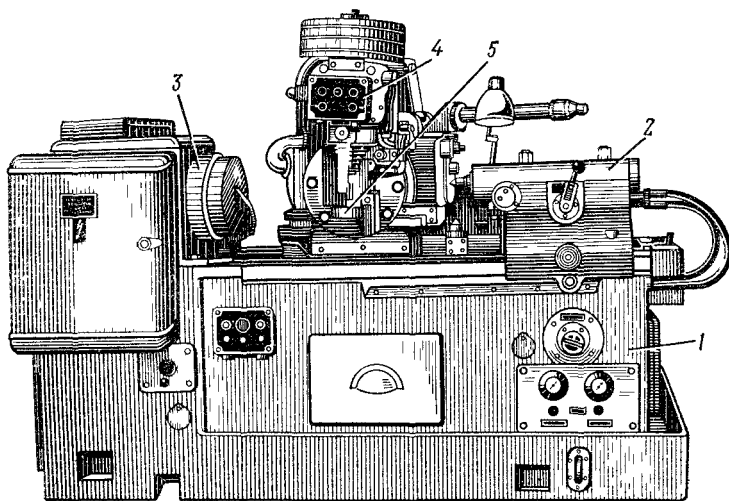


Рис. 135. Шлицефрезерный станок мод. 5350А

На рис. 135 показан шлицефрезерный станок 5350А. В направляющих станины 1 перемещается бабка 2, которую можно закреплять в необходимом положении соответственно размерам детали. Последнюю устанавливают в центрах делительной 3 и задней 2 бабки. Фрезерная бабка 4 несет шпиндель 5 червячной фрезы. Она может поворачиваться в вертикальной плоскости для соответствующей установки оси червячной фрезы относительно оси детали на угол подъема винтовой линии фрезы. Фрезерная бабка перемещается относительно детали.

На рис. 136 изображена кинематическая схема шлицефрезерного станка, имеющая три основные цепи: главного движения, обката и подачи.

Цепь главного движения — электродвигатель 25, клиноременная передача со сменными шкивами 24 и 23 и передачи 1—2, 3—4. Цепь деления связывает фрезерный шпиндель IV со шпинделем изделия X передачами 4—3, 2—1, 5—6, 7—8, 9—10, сменными колесами гитары деления а—b и с—d и червячной передачей 11—12. Цепь подачи (связывает шпиндель изде-

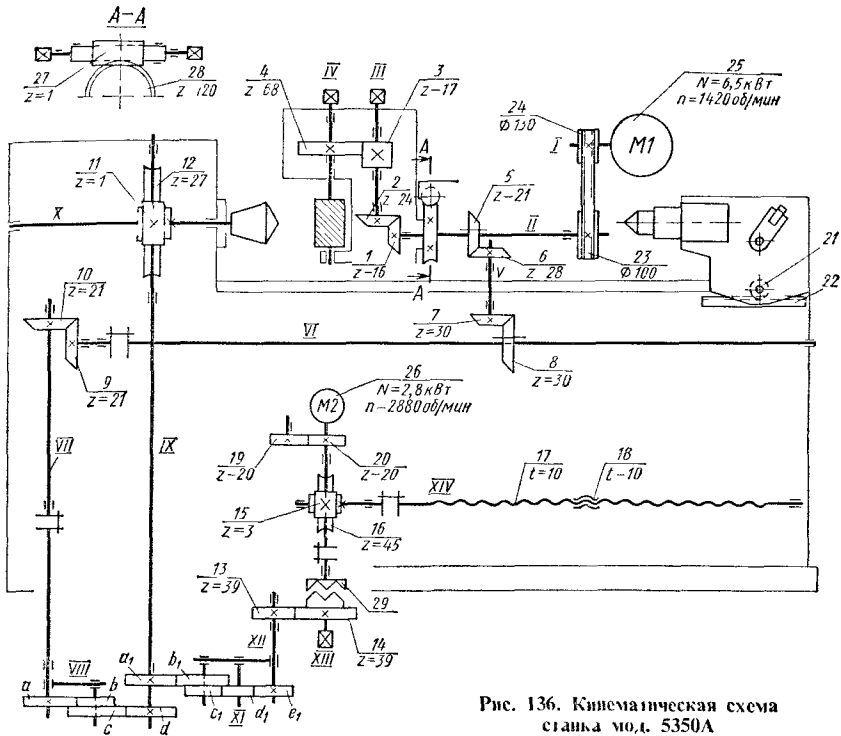


Рис. 136. Кинематическая схема станка мод. 5350А

для с винтовой парой 17—18) — червячная передача 12—11, сменные колеса подач  $a_1 - b_1$  и  $c_1 - d_1$ , цилиндрическая передача 13—14 и червячная пара 15—16. Быстрое вращение ходовой винт получает от электродвигателя 26 быстрого хода через червячную передачу 15—16 при выключенной муфте 29. Вручную ходовой винт вращают через передачу 19—20 и 15—16. В процессе фрезерования детали сообщается только вращательное движение обката, осевая подача на станке осуществляется поступательным движением вращающегося инструмента.

Установка на глубину фрезерования производится перемещением инструмента вручную. Червячная передача 27—28 служит для поворота фрезерной головки на угол спирали инструмента, реечный механизм 21—22 — для перемещения задней бабки.

Цепь главного движения настраивается обычным способом. Формула настройки цепи

$$D_{24}/D_{23} = n_{\phi}/C_v,$$

где  $C_v = 232$  — постоянная цепи.

Направление вращения фрезы меняется реверсом главного электродвигателя.

При установке сменных колес подачи и деления в первую очередь устанавливают колеса подачи. Величина подачи выбирается по таблицам режимов резания в зависимости от высоты и ширины шлица, обрабатываемого

материала, вида обработки и конструкции инструмента. Если выбранная подача не совпадает с табличной, то необходимо подобрать ближайшую.

Уравнение кинематической цепи подачи

$$1 \text{ об.шп.} \frac{27}{1} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{d_1}{e_1} \frac{39}{39} \frac{3}{45} 10 = s \text{ мм/об.}$$

Формула настройки

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{d_1}{e_1} = \frac{s}{C_s},$$

где  $s$  — подача стола, мм/об;  $C_s = 18$  — постоянная цепи.

Для изменения направления подачи в набор сменных колес вводится промежуточное колесо.

Сменные колеса обката при фрезеровании прямых шлицев подбирают по уравнению

$$1 \text{ об. шп.} \frac{68}{17} \frac{24}{16} \frac{21}{28} \frac{30}{30} \frac{21}{21} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{1}{27} = \frac{z'}{z}.$$

Формула настройки

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{6z'}{z},$$

где  $z$  — число шлицев;  $z'$  — число заходов червячной фрезы.

Для фрезерования винтовых шлицев и зубьев колес производят бездифференциальную настройку цепи обката. В этом случае сменные колеса гитары деления подбирают по формулам

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{6z'}{z} \frac{1}{1 \pm s_0/T}$$

или

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = \frac{6z'}{z} \frac{1}{1 \pm \frac{s_0 \sin \beta}{\pi m_n z}},$$

где  $T, \beta$  — шаг и угол наклона винтовой линии;  $m_n$  — нормальный модуль фрезеруемых колес;  $s_0$  — подача, мм/об.

## 11. Обработка зубьев колес накатыванием, точением и протягиванием

Технический прогресс в области зубонарезания характеризуется повышением стойкости режущего инструмента, производительности и точности обработки, применением новых технологических процессов, их автоматизацией. К новым прогрессивным методам изготовления зубчатых колес следует отнести накатывание зубьев, обкатку зуботочением, фрезерование гребенчатыми фрезами, строгание зубодолбежными головками, протягивание проямолинейными (цепными и цельными) протяжками, фрезерование конических колес двумя дисковыми фрезами и протягивание круговыми про-

тяжками (метод копирования). Разрабатываются и применяются новые конструкции режущего инструмента, например острозаточенные червячные фрезы, многозаходные червячные фрезы, фрезы с увеличенным наружным диаметром и др. Рассмотрим некоторые из прогрессивных методов нарезания зубчатых колес.

**Накатывание зубьев цилиндрических колес пластическим деформированием материала заготовки без снятия стружки.** Прокатные станы, предназначенные для изготовления колес этим способом, имеют кинематически связанные шпиндели. На одном из них на оправке устанавливают заготовку, а на других — инструменты в форме обычных зубчатых колес. Диаметр заготовки принимают примерно равным диаметру делительной окружности накатываемого колеса. Шпинделям сообщается вращение, соответствующее по частоте вращению двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении (рис. 137).

Существует три способа накатывания. При первом из них (рис. 137,а) заготовку 1 прокатывают между двумя зубчатыми колесами-инструментами 2, имеющими коническую приемную часть. Инструментальные шпиндели устанавливают относительно заготовки на размер, равный межосевому расстоянию. Инструментальные шпиндели вращаются, а шпиндель заготовки, кроме того, получает прямолинейную подачу вдоль оси. Зубчатое колесо-инструмент, вступая в контакт с заготовкой, накатывает на ней зубья.

При втором способе (рис. 137,б) накатывание зубьев производится сразу по всей их длине. При этом оси инструмента 2 и заготовки 1 постепенно сближаются до величины заданного межосевого расстояния.

В зарубежной практике применяют накатывание с помощью инструментальных реек (рис. 137,в), между которыми прокатывается заготовка 1. Накатывание производится за один рабочий ход. При обработке зубчатых колес с модулем более 1,5 мм пользуются горячим накатыванием. Мелкомодульные колеса накатывают в холодном состоянии.

Метод накатывания имеет два больших преимущества: высокие производительность обработки и долговечность зубчатых колес. Последнее обстоятельство объясняется тем, что при накатывании волокна материала не перерезаются, как при фрезеровании, и, кроме того, накатанные поверхности приобретают наклеп. Данный метод является перспективным и мо-

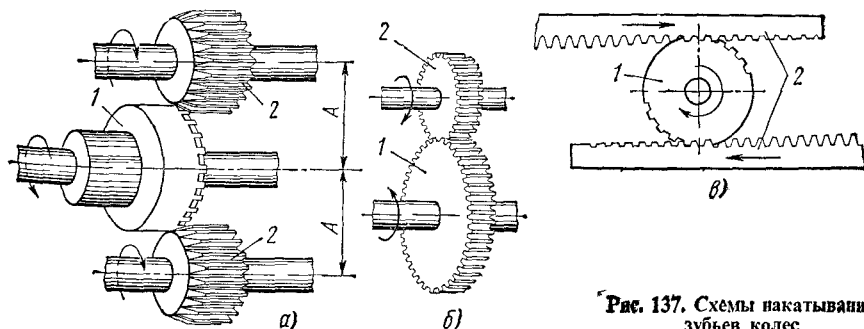


Рис. 137. Схемы накатывания зубьев колес

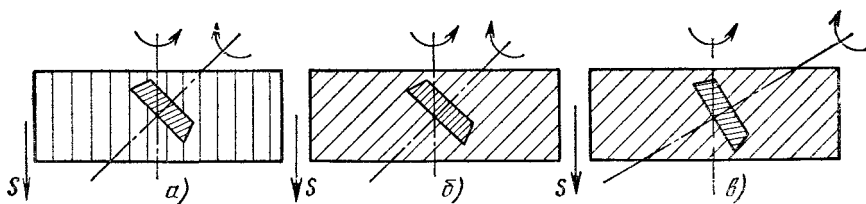


Рис. 138. Схемы нарезания зубчатых колес методом зуботочения

жет получить широкое распространение при обработке звездочек цепных передач, конических колес и других деталей.

**Зуботочение.** При зацеплении двух цилиндрических колес с винтовыми зубьями, работающих с перекрещивающимися осями, наблюдается относительное скольжение боковых поверхностей зубьев того и другого колеса. Это обстоятельство использовали для нарезания цилиндрических зубчатых колес (автор Ю. В. Цвис), заменив одно из двух сцепляющихся винтовых колес инструментом типа зуборезного долбяка, а другое — заготовкой. В данном случае инструмент можно представить как многозаходную червячную фрезу. Этим способом можно нарезать как косозубые, так и прямозубые цилиндрические колеса. Прямозубые колеса необходимо нарезать обязательно косозубым инструментом, так как только в этом случае угол скрещивания осей не будет равен нулю.

На рис. 138 представлены три схемы нарезания цилиндрических зубчатых колес методом зуботочения: нарезаемое зубчатое колесо прямозубое, инструмент — обкатной косозубый резец (рис. 138,а); нарезаемое колесо косозубое, инструмент — обкатной прямозубый резец (рис. 138,б); нарезаемое зубчатое колесо косозубое, инструмент — обкатной косозубый резец (рис. 138,в).

Наивыгоднейший угол скрещивания осей резца и заготовки  $90^\circ$ . Чем меньше угол скрещивания, тем хуже условия резания. Как показали исследования, производительность зуботочения выше производительности зубофрезерования примерно в 3—5 раз.

**Обработка цилиндрических колес гребенчатыми фрезами** заключается в следующем. Если вращать гребенчатую фрезу с кольцевыми выступами, представляющими собой в сечении профиль зуба рейки, и вдоль ее оси обкатывать заготовку по начальной окружности нарезаемого колеса, то на заготовке нарежутся нормальные эвольвентные зубья. Для того чтобы за один оборот заготовки полностью нарезать все зубья, фреза должна иметь столько же кольцевых выступов (зубьев), сколько зубьев у нарезаемого колеса. Высокая производительность процесса достигается непрерывностью обкатки нескольких заготовок и наличием фрезы большого диаметра.

Схема нарезания гребенчатой фрезой показана на рис. 139,а. Фреза 1 получает главное вращательное движение, а заготовка 2 — вращение и перемещение вдоль оси фрезы. В связи с тем, что заготовка в процессе обкатки движется от одного конца фрезы к другому, может быть осуществлен непрерывный процесс нарезания зубчатых колес по схеме, показанной на рис. 139,б. При таком процессе значительно сокращается время обработки.

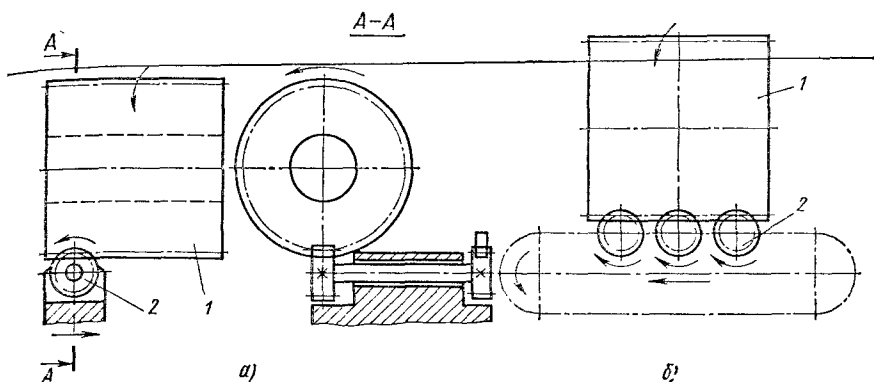
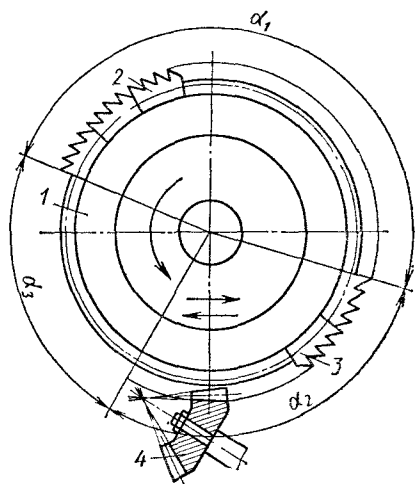


Рис. 139. Схемы нарезания зубьев цилиндрических колес гребенчатыми фрезами

Рис. 140. Схема нарезания зубьев конических колес протягиванием

Обработка конических зубчатых колес с прямым зубом протягиванием. Схема обработки приведена на рис. 140. Круговая протяжка имеет корпус 1, на котором закреплены блоки с черновыми 2 и чистовыми 3 резцами. Блоки с черновыми резцами (10–13) устанавливаются на угол  $\alpha_1$ , блоки с чистовыми резцами (5–7) — на угол  $\alpha_2$ . Сектор с углом  $\alpha_3$  не имеет резцов.



Во время обработки заготовки протяжка получает равномерное вращение и поступательное перемещение в направлении, приблизительно совпадающем с линией основания ножки зуба. За один оборот протяжки полностью обрабатывается одна впадина нарезаемого колеса 4, которое остается неподвижным. При работе черновыми резцами протяжка перемещается вправо, при работе чистовыми резцами — влево; в момент, когда напротив заготовки оказывается сектор  $\alpha_3$ , происходит ее делительный поворот.

Обработка зубьев протягиванием имеет высокую производительность; например, одна впадина колеса обрабатывается за 2–6 с. Станки, производящие такую обработку, выпускаются нашей промышленностью (мод. 5245).

## Токарно-затыловочные станки

Токарно-затыловочные станки предназначены для обработки задних поверхностей зубьев инструментов: цилиндрических, червячных, дисковых и пазовых фрез, а также метчиков с прямыми и винтовыми канавками. Затылование производится по архимедовой спирали. Такой профиль зуба инструмента применяют только для фасонных фрез.

Затылование производится в результате сложения двух движений (рис. 141,а). вращательного движения детали и возвратно-поступательного движения режущего инструмента к детали. При вращении детали 1 режущий инструмент 2 на участке зуба поступательно перемещается к центру детали на величину  $h$  (падение затылка) и срезает стружку. Когда инструмент достигает конца зуба, за которым начинается стружечная канавка, он быстро отходит в исходное положение. При дальнейшем вращении детали эти движения инструмента повторяются.

Описанные движения инструмента осуществляются от кулачка (рис. 141,б), который установлен в специальном суппорте (рис. 141,в). Подвижная часть суппорта 1 с пальцем 2 прижимается к кулачку 3 под действием пружины 4. Движение подвижной части суппорта вперед сопровождается сжатием пружины, которое происходит под действием рабочей кривой ВА вращающегося кулачка (рис. 148,б), а возврат в исходное положение — под действием пружины по кривой кулачка АВ.

В зависимости от направления движения режущего инструмента относительно оси детали различают три вида затылования: радиальное (рис. 142,а), косое (рис. 142,б) и торцовое (рис. 142,в). Исходя из формы и размеров затылуемых фрез применяют различные методы работы. Например, узкие дисковые фрезы обычно обрабатывают фасонными резцами методом поперечной подачи (рис. 143,а). Длинные детали цилиндрической формы, а также детали, имеющие фасонный профиль, затылуют продольной подачей резца, при этом затылок зубьев снимается за один или несколько проходов (рис. 143,б).

В универсальных затыловочных станках осуществляются следующие основные движения (рис. 144). главное, обеспечивающее вращение детали (скоростная цепь); затыловочные (делительные) движения режущего инструмента, обеспечивающие снятие затылков зубьев; продольное перемещение суппорта от ходового винта, обеспечивающее подачу на шаг винторезной канавки; дополнительные движения, необходимые для затылования деталей со спиральным зубом.

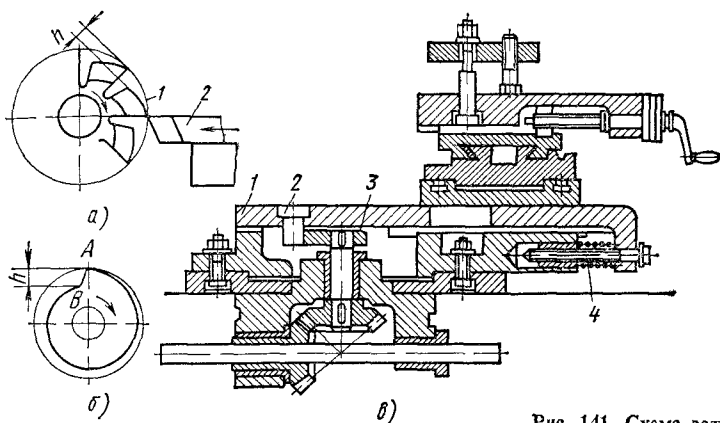


Рис. 141. Схема затылования

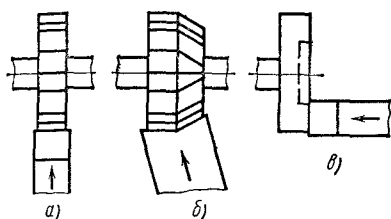


Рис. 142. Виды затылования

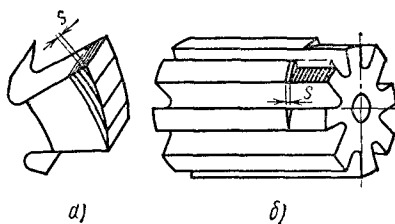


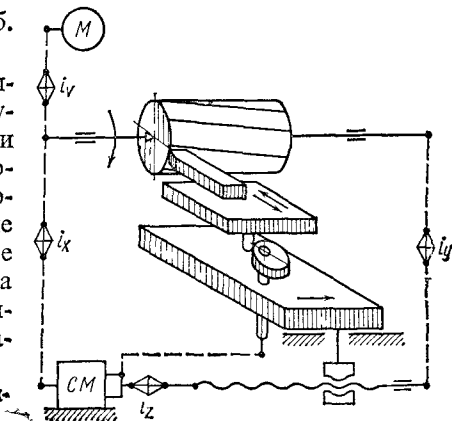
Рис. 143. Методы затылования

Затылуемые инструменты имеют прямые или винтовые стружечные канавки. При затыловании фрез с прямыми канавками число затыловочных движений  $z$  режущего инструмента на каждый оборот фрезы равно числу ее зубьев. Для настройки кинематических цепей затыловочных станков необходимо определить расчетные перемещения, т. е. соотношения между движениями заготовки и резца. В основу расчетных перемещений принимается соотношение

$$1 \text{ об. детали} \rightarrow z \text{ движений резца} \rightarrow z \text{ об. кулачка.}$$

При затыловании фрез с винтовыми канавками, для того чтобы режущий инструмент при перемещении вдоль оси попадал на соответствующие зубья фрезы, необходимо ускоренное или замедленное вращение шпинделя станка, либо замедленное или ускоренное движение инструмента (в зависимости от направления винтовых канавок). Эти движения получа-

Рис. 144. Структурная схема токарно-затыловочного станка





ют с помощью дифференциала, встроенного в кинематическую цепь.

Аналогично зубофрезерным полуавтоматам при фрезеровании винтовых зубьев согласно выражению (22) расчетные перемещения будут

$$1 \text{ об. фрезы} \rightarrow \frac{z}{z'} \left( 1 \pm \frac{t}{T} \right) \text{ об. кулачка,}$$

где  $t$  — шаг винтовой нарезки;  $T$  — шаг винтовых канавок фрезы;  $z'$  — число заходов фрезы.

Расчетное перемещение в этом случае разбивается на два соотношения:

$$1 \text{ об. фрезы} \rightarrow \frac{z}{z'} \text{ об. кулачка;} \quad (23)$$

$$1 \text{ об. фрезы} \rightarrow \frac{zt}{z'T} \text{ об. кулачка.} \quad (24)$$

Соотношение (23) обеспечивается цепью с органом настройки  $i_x$ , выражение (24) — цепью с органами настройки  $i_y$  и  $i_z$  (рис. 144). Соотношение (24) определяет число оборотов кулачка за один оборот фрезы. Оно обеспечивает попадание режущего инструмента на винтовой зуб фрезы. Связь между соотношениями (23) и (24) осуществляется с помощью суммирующего механизма (дифференциала).

Продольное перемещение суппорта от ходового винта (винторезная цепь) настраивается органом настройки  $i_y$ . Расчетные перемещения:

$$1 \text{ об. фрезы} \rightarrow T \text{ мм продольного перемещения резца.}$$

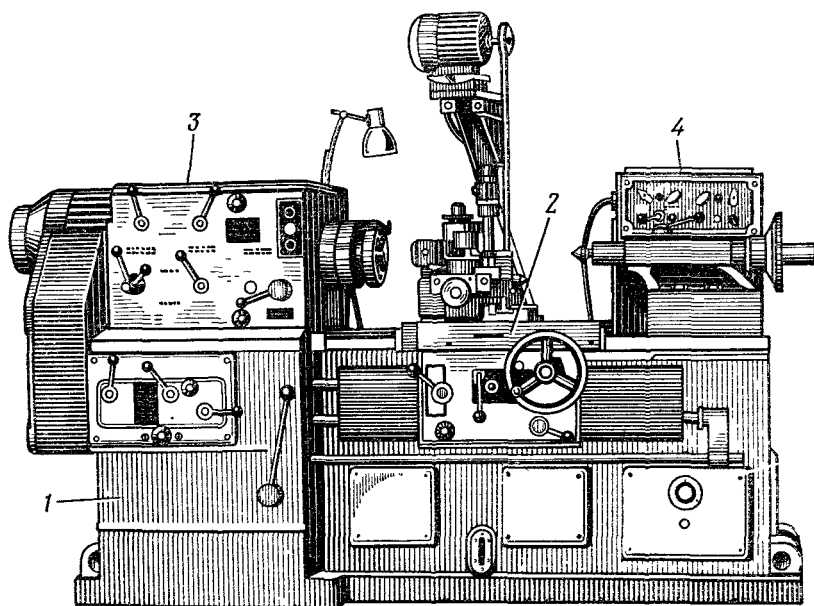


Рис. 145. Универсальный токарно-затыловочный станок мод. 1E811

Скоростная цепь  $i_p$  настраивается соответствующей установкой рукояток управления коробки скоростей.

На рис. 145 изображен универсальный токарно-затыловочный станок мод. 1E811, предназначенный для выполнения в инструментальном производстве разнообразных затыловочных работ, в том числе затылования червячно-модульных фрез однозаходных, многозаходных, правых, левых, праворежущих, леворежущих, дисковых и фасонных фрез с зубьями, затылуемыми радиально, под углом и вдоль оси. Станок позволяет производить насечку червячных шеверов. Станина 1 станка имеет массивную конструкцию с плоскими направляющими, по которым перемещается суппорт 2. Слева установлена передняя бабка 3 с приводом главного движения, справа — задняя бабка 4.

Техническая характеристика станка 1E811

Наибольший диаметр изделия, мм . . . . .	360
Наибольшее расстояние между центрами, мм . . . . .	630
Наибольшая длина хода нарезки, мм . . . . .	600
Наибольший ход затылования, мм . . . . .	25
Число обрабатываемых зубьев . . . . .	1—40
Частота вращения шпинделя, об/мин . . . . .	1,9—47,5
Мощность главного привода, кВт . . . . .	5,5

Станок имеет самоконтращийся механизм отвода резца, закаленные направляющие под каретку и заднюю бабку, цельную гайку ходового винта, быстроходный отбойный механизм с бесступенчатой коррекцией величины отбоя при работе станка. Раздельный привод главного движения с автоматической коробкой скоростей обеспечивает независимость настроек винторезной, отбойной цепей и цепи спиралей, частоты вращения шпинделя; регулирование скорости обратного холостого хода; возможность изменения частоты вращения шпинделя на ходу и отключение вращения шпинделя при работающей цепи затылования для насечки червячных шеверов. Регулирование хода затылования бесступенчатое.

На универсально-затыловочном станке можно также шлифовать зубья инструментов. Для этой цели на суппорте станка устанавливают шлифовальное приспособление с самостоятельным приводом. Конструкция суппорта обеспечивает поворот шлифовального шпинделя в горизонтальной и вертикальной плоскостях и установку его на различной высоте.

## Токарные автоматы и полуавтоматы

---

Автоматом называется станок, в котором автоматизированы все основные и вспомогательные движения, необходимые для выполнения технологического цикла обработки заготовок, включая загрузку и выдачу обработанной детали. Обслуживание автомата сводится к периодической наладке, подаче материала на станок и контролю обрабатываемых деталей.

Полуавтоматом называется автоматический станок, в котором часть движений неавтоматизирована. В большинстве случаев это движения, связанные с загрузкой и снятием заготовок.

Токарные станки и полуавтоматы применяют для обработки деталей сложной конфигурации с помощью большого количества инструментов. Они подразделяются: по назначению — на универсальные и специализированные; по виду заготовки — на прутковые и патронные; по количеству шпинделей — на одношпиндельные и многшпиндельные; по расположению шпинделей — на горизонтальные и вертикальные.

Из автоматов и полуавтоматов наибольшее распространение получили станки с кулачковым приводом. Автоматическое управление циклом этих станков осуществляется с помощью распределительного (кулачкового) вала. Обычно за один оборот вала происходит полный цикл обработки детали.

Автоматы можно разделить на три группы. Первая группа — автоматы, имеющие один распределительный вал, вращающийся с постоянной для данной настройки частотой. Вал управляет как рабочими, так и вспомогательными движениями. Для автоматов этой группы характерна большая потеря времени при вспомогательных движениях, так как они выполняются при той же (медленной) частоте вращения распределительного вала, что и рабочие операции. Однако в автоматах малых размеров с небольшим количеством холостых движений применение такой схемы целесообразно вследствие ее простоты.

Вторая группа — автоматы с одним распределительным валом, которому в течение цикла сообщаются две частоты вращения: малая при рабочих и большая при холостых операциях. Такая схема обычно применяется в многшпиндельных токарных автоматах и полуавтоматах.

Третья группа — автоматы, имеющие: кроме распределительного вала, еще и быстроходный вспомогательный вал, осуществляющий холостые движения. Команды на выполнение холостых движений подаются распре-

делительным валом с помощью закрепленных на нем специальных барабанов с упорами.

Горизонтальные одношпиндельные токарные полуавтоматы делятся на многорезцовые, копировальные и многорезцово-копировальные.

## 1. Многорезцовые токарные полуавтоматы

На рис. 146 приведена схема работы многорезцового полуавтомата. Обработка заготовки 2 ведется несколькими одновременно работающими резцами, установленными на продольном 12 и поперечном 3 суппортах. Одновременная работа большого числа резцов, каждый из которых обрабатывает свой участок заготовки, позволяет получить деталь заданных формы и размеров путем простейших и коротких циклов работы суппортов и, следовательно, значительно сократить время обработки. Снятие детали, установку заготовки, ее зажим в патроне или в центрах передней 1 и задней 4 бабок, а также пуск станка производят вручную. Подвод суппортов с резцами, обработка заготовки, возврат суппортов в исходное положение и остановка станка производится автоматически.

Продольный суппорт 12 перемещается вместе с планками 6 и 8 относительно неподвижной линейки 10. При этом ролик 7 суппорта перекачивается по рабочей поверхности линейки 10 и постоянно прижимается к ней пружинами 11. Цикл работы продольного суппорта следующий: 1) быстрый подвод суппорта к заготовке (участок  $a-b$ ); 2) врезание резцов при перемещении ролика 7 по конусной поверхности линейки 10 (участок  $b-v$ ); 3) обтачивание заготовки при рабочей подаче (участок  $v-z$ ); 4) отскок суппорта назад в поперечном направлении (участок  $z-d$ ); 5) быстрый отход суппорта в исходное правое положение (участки  $d-e$ ,  $e-u$ ,  $u-k$ ); 6) перемещение суппорта вперед в первоначальное рабочее положение (участок  $k-a$ ).

Отскок суппорта в конце обработки (примерно на 1 мм) и возврат его в первоначальное положение в конце отхода назад (участки траектории  $z-d$  и  $k-a$ ) осуществляются с помощью планок 6 и 8. Обе планки переме-

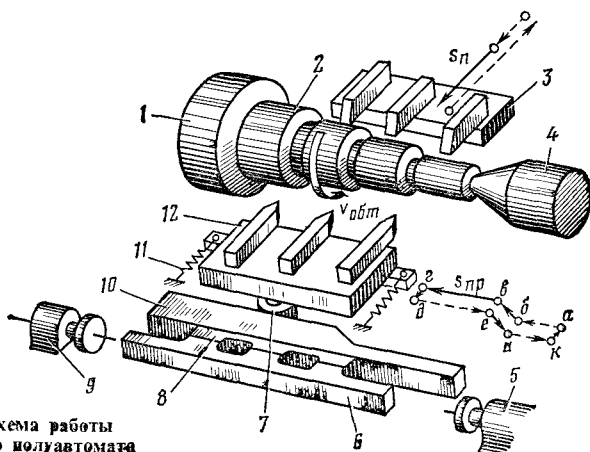


Рис. 146. Схема работы многорезцового полуавтомата

щаются вместе с суппортом, при этом планка 6 может перемещаться относительно суппорта в продольном направлении. В начале работы суппорта обе планки установлены относительно друг друга так, что соприкасаются выступами (как показано на рисунке). В конце обработки планка 6 подходит к упору 9 и смещается им относительно планки 8 вправо, в результате чего ее выступы устанавливаются против впадин планки 8.

Суппорт 12 вместе с роликом 7, линейкой 10 и планкой 8 под действием пружины 11 отскакивает назад на глубину впадины планки 8. В результате этого резцы при отходе суппорта вправо не касаются обработанной поверхности детали. После возвращения суппорта в исходное правое положение планка 6 касается второго упора 5 и смещается им влево в первоначальное положение, т. е. ее выступы устанавливаются опять против выступов планки 8. В результате суппорт с резцами, линейка 10 и планка 8 устанавливаются в первоначальное рабочее положение (точка *a*).

**Многорезцовый токарный полуавтомат мод. 1Н713** предназначен для высокопроизводительной черновой и чистовой обработки в условиях серийного и массового производства заготовок шестерен, валов, колец, фланцев и других деталей в патроне или центрах при помощи многорезцовой наладки или копира. Станок можно встраивать в автоматические линии.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший диаметр обрабатываемой детали, мм	
над станиной . . . . .	400
над суппортом . . . . .	250
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм . . . . .	500, 710
Число частот вращения шпинделя . . . . .	14
Пределы частот вращения шпинделя, об/мин . . . . .	63—1250
Число подач продольного суппорта . . . . .	13
Пределы подач продольного суппорта, мм/мин . . . . .	25—400
Скорость быстрых перемещений продольного суппорта, мм/мин . . . . .	3500
Число подач поперечного суппорта . . . . .	13
Пределы подач поперечного суппорта, мм/мин . . . . .	25—400
Скорость быстрых перемещений поперечного суппорта, мм/мин . . . . .	3500
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	17
Частота вращения электродвигателя, об/мин . . . . .	1470
Мощность электродвигателей подач суппортов, кВт . . . . .	1,5

Общий вид станка с органами управления показан на рис. 147. На нижней станине 1 установлена передняя бабка 2 с механизмом главного движения и шпинделем 4. По продольным направляющим нижней станины можно перемещать заднюю бабку 15, а по поперечным направляющим — поперечный суппорт 7 с механизмом подач. На верхней станине 13 закреплена коробка подач 5 продольного суппорта 8, который перемещается по направляющим станины. На передней панели бабки расположен щиток 6 с кнопками управления станком. Справа от продольного суппорта смонтированы передвижная кронштейн копирной линейки 12, командоаппарат 11 для управления циклом работы продольного суппорта и передвижной упор 10 для установки в рабочее положение линейки отскока продольного суппорта. Квадратными рукоятками 9 и 17 настраивают соответственно ползуны продольного 8 и поперечного 7 суппортов. Педалью 16 управляют работой пневмосистемы задней бабки. Ременная передача механизма главного движения закрыта кожухом 3. Электрооборудование станка

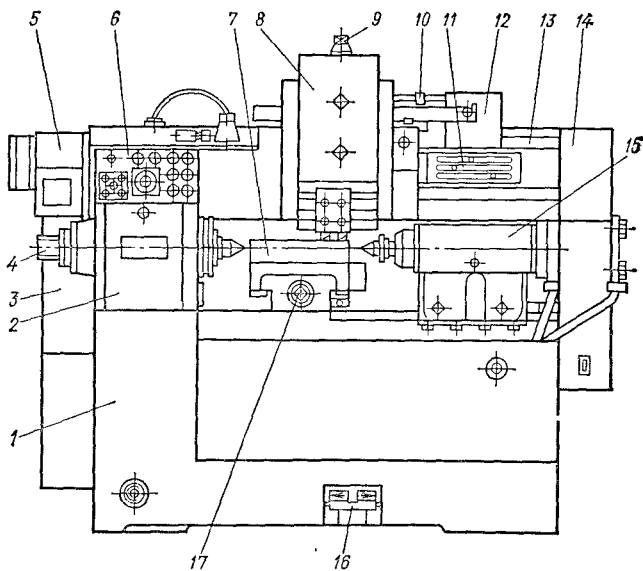
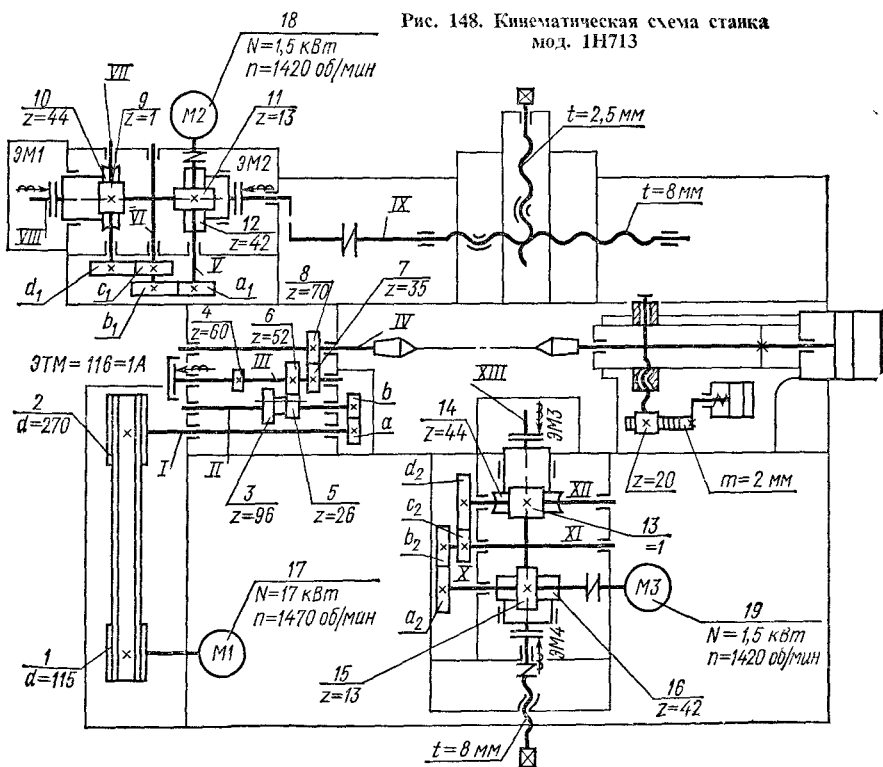


Рис. 147. Многолезвийный полуавтомат мод. 1H713



расположено в шкафу 14, а пневмоаппаратура — в корпусе станины 1. Электродвигатель главного движения находится внутри станины под передней бабкой.

Кинематическая схема станка изображена на рис. 148. От электродвигателя 17 через клиноременную передачу 1—2, вал I, сменные зубчатые колеса  $a-b$ , вал II, зубчатые колеса 3—4 или 5—6, вал III и зубчатые колеса 7—8 вращение передается шпинделю IV.

Движения подачи продольного и поперечного суппортов осуществляются от автономных коробок подач (АКП-2). Рабочее движение продольного суппорта осуществляется по цепи: электродвигатель 18, гитара сменных колес  $a_1-b_1$ ,  $c_1-d_1$ , червячная передача 9—10, муфта ЭМ1, ходовой винт IX, суппорт.

Быстрое перемещение продольного суппорта осуществляется по цепи: электродвигатель 18, вал V, винтовая зубчатая передача 11—12, муфта ЭМ2, ходовой винт IX, суппорт.

Рабочее движение поперечного суппорта осуществляется по цепи: электродвигатель 19, гитара сменных колес  $a_2-b_2$ ,  $c_2-d_2$ , червячная передача 13—14, муфта ЭМ3, вал XIII, ходовой винт, суппорт.

Быстрое перемещение поперечного суппорта осуществляется по цепи: электродвигатель 19, вал X, винтовая зубчатая передача 15—16, муфта ЭМ4, вал XIII, ходовой винт, суппорт.

## 2. Токарно-копировальные полуавтоматы

Образование фасонной поверхности детали при обработке заготовки на копировальном полуавтомате осуществляется одним резцом, установленным в копировальном суппорте. Принцип действия гидравлических копировальных устройств основан на применении следящих золотников.

На рис. 149 показана принципиальная схема гидравлического привода суппорта токарно-копировальных полуавтоматов. Копировальный суппорт 1, имеющий поперечное перемещение, жестко связан с корпусом 2 следящего золотника и со штоком поршня неподвижного гидроцилиндра 3 поперечной подачи. Продольная подача салазок суппорта осуществляется с помощью гидроцилиндра 4. Плунжер 9 следящего золотника прижимается пружиной к рычагу 5, наконечник которого (щуп) находится в контакте с неподвижным шаблоном или эталонной деталью. Таким образом, рычаг 5 удерживает плунжер золотника в определенном положении относительно копира. При перемещении щупа вверх или вниз плунжер получит такое же перемещение.

При смещении плунжера вверх масло от насоса 10 по трассам VIII и I поступает в среднюю полость корпуса 2, а затем по трассе II — в нижнюю полость цилиндра 3, и поршень вместе с суппортом 1 получит движение в том же направлении, что и плунжер. Вместе с суппортом будет перемещаться и корпус 2 золотника, который в результате займет первоначальное положение относительно плунжера (как показано на схеме). Подача масла через золотник прекратится, и суппорт остановится. То же произойдет при перемещении плунжера золотника по шаблону вниз.

Таким образом, перемещение щупа, а вместе с ним и плунжера вверх или вниз вызывает такое же перемещение поршня гидроцилиндра и свя-

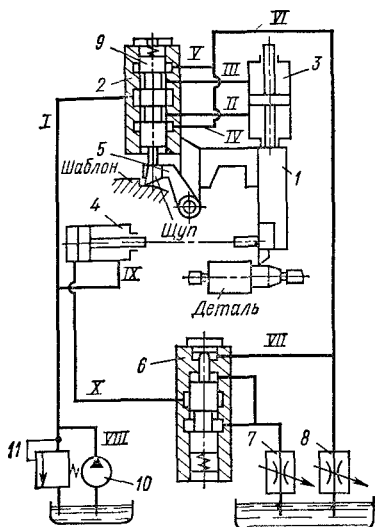


Рис. 149. Схема следящего гидроконтрольного привода

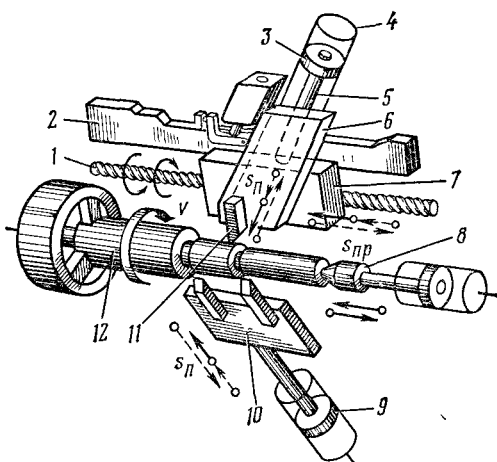


Рис. 150. Схема работы токарно-копировального полуавтомата

занного с ним суппорта 1 с резцом. Поэтому резец, повторяя движение щупа, будет обрабатывать деталь по профилю копира. Масло, вытесняемое из верхней полости цилиндра 3 (при движении поршня вверх) или из его нижней полости (при движении вниз), идет по трассам III или II, затем через крайние выточки в корпусе золотника поступает в трассу V или IV, далее — в трассу VI и через дроссель 8 сливается в бак.

В процессе обработки, помимо поперечного перемещения салазок (одна координата), сообщается и продольное перемещение каретке суппорта (другая координата). При этом масло от насоса 10, пройдя по трассам VIII, I и IX, через распределительное устройство (на схеме не показано) подается в правую полость цилиндра 4, и шток поршня перемещает каретку суппорта влево. Масло из левой полости цилиндра по трассе X через автоматический регулятор скорости 6 и дроссель 7 сливается в бак. Таким образом, резец может получать движение подачи по двум координатам. Результирующая подача резца определяется величиной проходных сечений дросселей 7 и 8, первый из которых регулирует скорость продольной подачи, а второй — поперечной. Клапан 11 предохраняет систему от перегрузки и отводит излишки масла в бак.

По принципу работы эти станки (рис. 150) во многом похожи на копировальные полуавтоматы. Обработка основного профиля заготовки 12, устанавливаемой в центрах шпиндельной и задней бабок, производится резцом 11 копировального суппорта. При этом обработку можно производить как одним резцом, так и блоком резцов (до шести-восьми), или же резцами с двух накладных копировальных суппортов с независимым управлением каждым суппортом по отдельному копиру.

Операции по проточке канавок, подрезке торцов и другие выполняются резцами поперечного суппорта 10, который в отличие от суппорта копиро-



вальных полуавтоматов выполнен в виде отдельного узла с самостоятельным приводом. Это позволяет при использовании двух поперечных суппортов обеспечить их независимую работу.

Продольная (задающая) подача каретки 7 копировального суппорта в этих полуавтоматах механическая и производится с помощью передачи ходовой винт — гайка. Гайка этой передачи жестко закреплена на каретке 7. При реверсировании ходового винта 1 копировальный суппорт перемещается влево или вправо.

Поперечное перемещение верхней части 6 копировального суппорта осуществляется однокоординатной гидравлической следящей системой, управляемой от копира 2. Верхняя часть суппорта, как и в копировальных полуавтоматах, жестко соединена с гидроцилиндром 4, а неподвижный поршень 3 посредством штока 5 — с продольной кареткой суппорта. Перемещение поперечного суппорта и пиноли задней бабки 8 осуществляется также гидроприводом, однако здесь суппорт 10 связан непосредственно с поршнем 9 гидроцилиндра.

**Токарно-копировальный полуавтомат мод. 1713.** Назначение — черновая и чистовая обработка в центрах деталей типа валов с прямолинейными и криволинейными образующими. Станок гидрофицирован, снабжен однокоординатной следящей системой и обеспечивает обработку деталей одним или несколькими резцами, или же многорезцово-копировальным способом.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший диаметр обрабатываемой детали, мм	
над станиной . . . . .	400
над суппортом . . . . .	250
Наибольшая длина обрабатываемой детали, мм . . . . .	710
Пределы частот вращения шпинделя, об/мин . . . . .	125—1250
Пределы продольных подач копировального суппорта, мм/об . . . . .	0,08—2,0
Пределы подач поперечного суппорта, мм/мин . . . . .	10—405
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	22

На рис. 151 представлен общий вид полуавтомата Станина в левой тумбе имеет шпиндельную бабку с коробкой скоростей 1. По верхним направляющим 6 станины перемещается в продольном направлении каретка копировального суппорта 4, имеющего поперечные салазки 3 с резцедержателем. В нижней части станины расположены направляющие 7 с подрезным (поперечным) суппортом 2. В левой тумбе размещены также электродвигатель, тормозное устройство и аппаратура электроавтоматики, в правой — гидравлический привод и панели управления. На правой стороне станины установлена задняя бабка 5. Копировальный и подрезный суппорты расположены под углом 60° к основанию станка, что обеспечивает свободный сход стружки и удобство наладки. Конструкция станка допускает установку его в автоматическую линию.

Кинематическая схема станка представлена на рис. 152. Главное движение осуществляется от электродвигателя 1 через ременную передачу 2, 3, четырехступенчатую коробку скоростей 4, 10 и гитару скоростей  $a-b$ , ременную передачу 11—12, вал  $V$ , колеса 13—17 или 14—18. Привод суппортов и пиноли задней бабки — гидравлический. Продольную подачу копировального суппорта 71 осуществляет винтовая пара 41—42, а поперечное

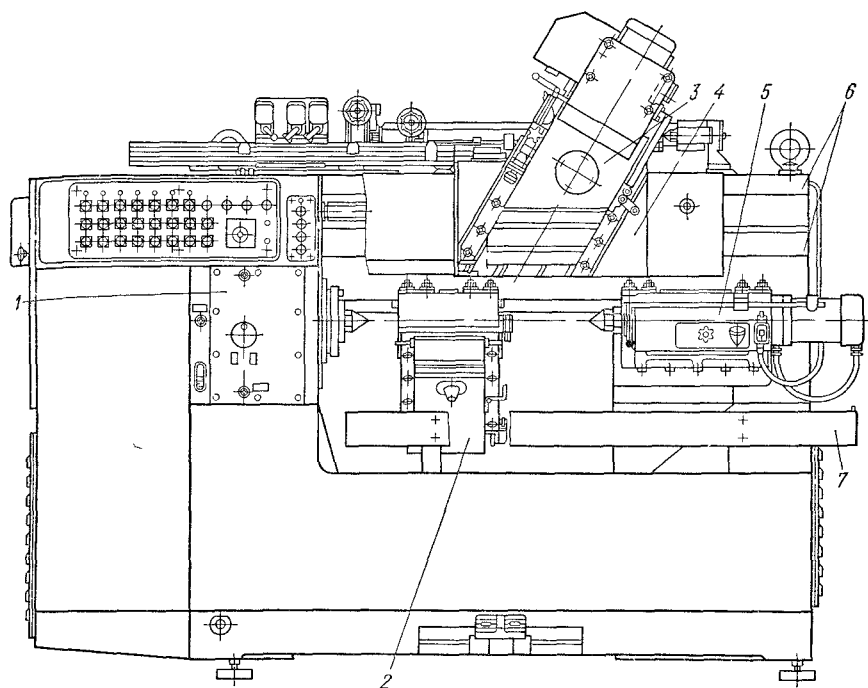


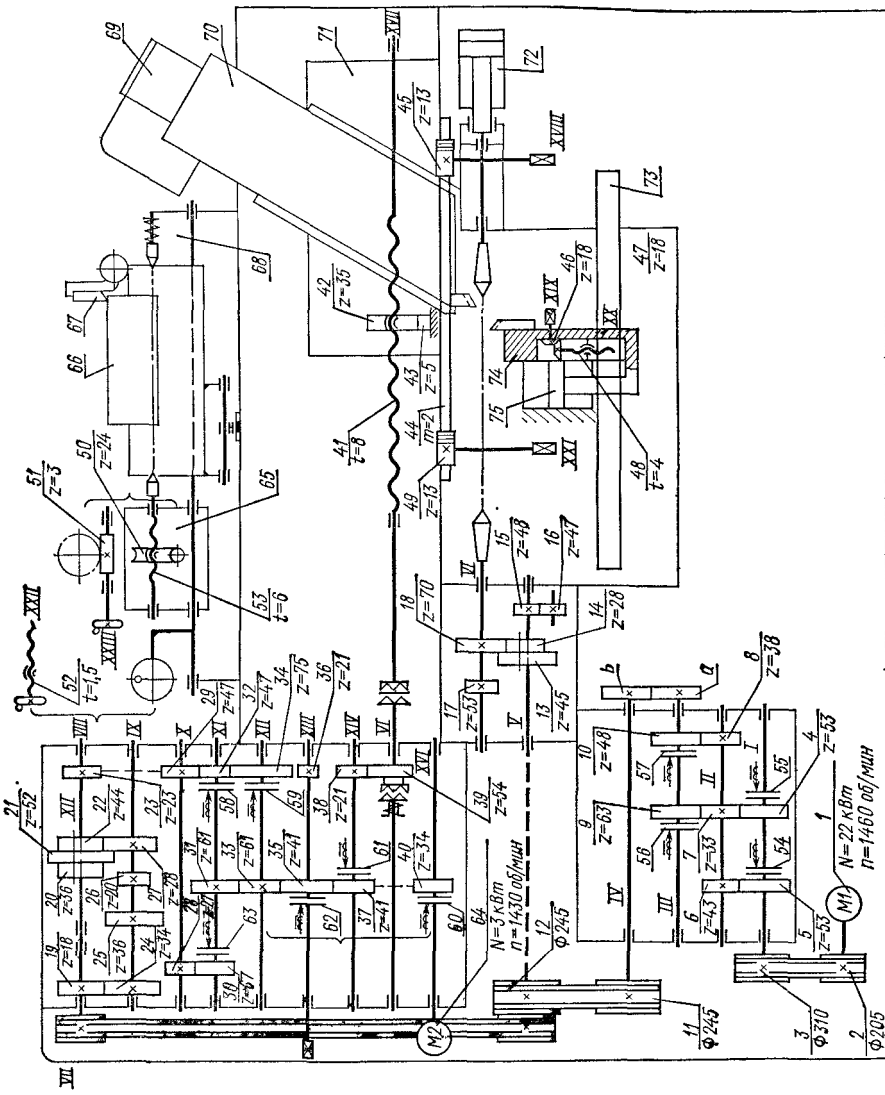
Рис. 151. Полуавтомат мод. 1713

перемещение его салазок 70 — гидроцилиндр 69. Шуп, находящийся в контакте со штоком следящего золотника (на рисунке не показаны), упирается в эталонную деталь 66, закрепленную в центрах бабок 65 и 68. Поперечную подачу поперечный (подрезной) суппорт 74 получает от гидроцилиндра 75.

Копировальный суппорт (рис. 153) состоит из двух основных частей — каретки 1 и ползуна 2. Каретка перемещается по направляющим станины с помощью винтовой пары. Перемещение ползуна по каретке под углом  $60^\circ$  к оси центров станка осуществляется гидроцилиндром, поршень 3 которого через шток 4 жестко соединен с кареткой, а корпус 5 — с ползуном.

Перемещение ползуна к оси центров при отсутствии копира на станке ограничивается упором 6, воздействующим на золотник гидрошупа через его рычаг. Упор перемещается по штанге 7 вручную или вместе со штангой при помощи лимба 9 с ценой деления 0,015 мм (лимб показывает перемещение ползуна перпендикулярно оси центров) и фиксируется на штанге винтом 8. Гидрошуп крепится к корпусу гидроцилиндра. К каретке крепятся левый 10 и правый 11 кожухи, предохраняющие направляющие станины от попадания на них стружки и охлаждающей жидкости.

Механизм установки копира (рис. 154) имеет левую 1 и правую 5 стойки, соединенные между собой скалкой 4, которая лежит на шарикоподшипниках. На скалке расположены левая 12 и правая 6 бабки, в центрах которых устанавливается линейка 14, несущая копир или эталонную деталь. Поворотом маховика 18 с лимбом, цена деления которого 0,02 мм, левая



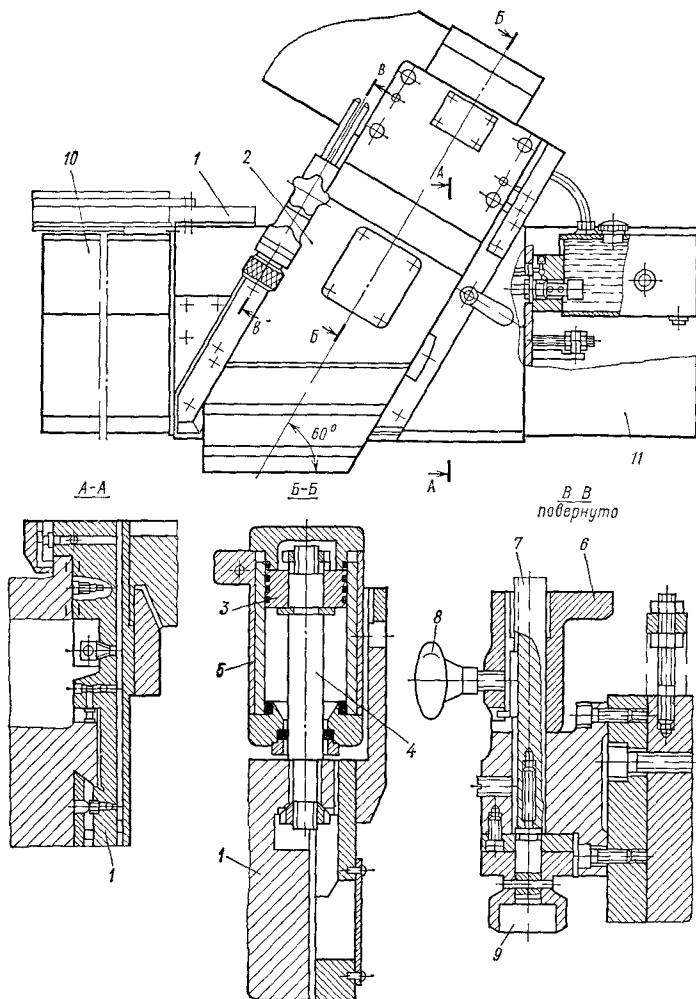


Рис. 153. Копировальный суппорт полуавтомата мод. 1713

стойка смещается, поворачивая скалку; при этом подымается или опускается копир или эталонная деталь.

Центр 11 левой бабки перемещается поворотом маховика 17 с лимбом, цена деления которого 0,0075 мм, чем и осуществляется окончательная установка копира в продольном направлении по отношению к изделию. Центр 7 правой бабки прижимается пружиной к копирной линейке. После установки копира в требуемом положении центр правой бабки фиксируется сухарями 25 и 26 с помощью винта 21.

При обработке изделий по эталонной детали копирную линейку снимают, а в центры устанавливают эталонную деталь. При этом центровые

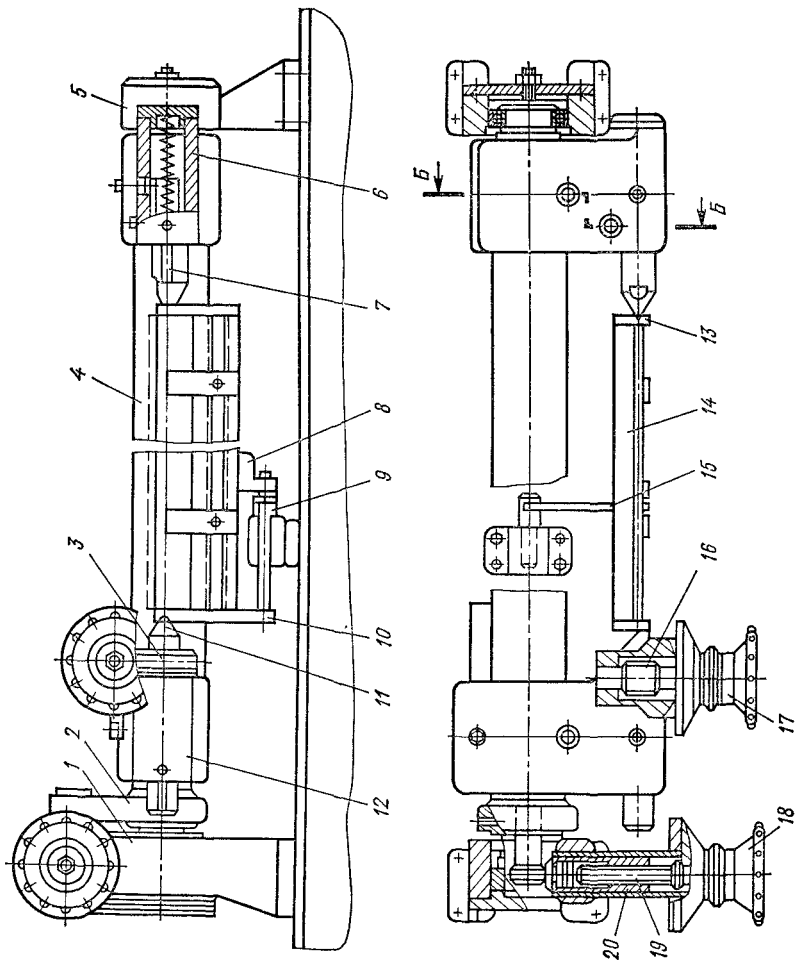


Рис. 154. Механизм установки компресса

бабки смещаются по скалке в требуемом положении и фиксируются сухарями 23 и 24 с помощью винта 22.

Управление автоматическим движением суппортов, перемещения и зажима пиноли задней бабки осуществляется системой электроавтоматики и трех гидрпанелей: копировального суппорта, подрезного суппорта и задней бабки. Гидравлическая панель копировального суппорта выполняет следующие движения: быстрый продольный подвод, ускоренное поперечное перемещение, копирование на первой или второй рабочей подаче, быстрый отвод в продольном и поперечном направлениях; «стоп» в любом положении.

Размеры токарных полуавтоматов характеризуются диаметром и длиной обрабатываемых деталей: наибольший диаметр последних колеблется от 160 до 800 мм, длина — от 100 до 2800 мм.

### 3. Автоматы фасонно-отрезные и фасонно-продольного точения

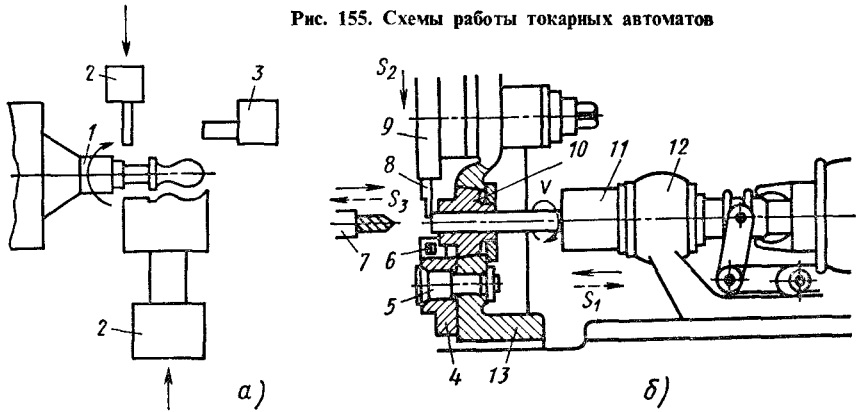
**Фасонно-отрезные автоматы** предназначены для изготовления деталей из прутка с наибольшим диаметром до 40 мм. Они применяются в основном в крупносерийном и массовом производстве. На рис. 155,а показана схема работы автомата. Пруток закрепляется во вращающемся шпинделе 1 с помощью цангового патрона. Суппорты 2 перемещаются в поперечном направлении и несут фасонные и отрезные резцы. Пруток подается с помощью специального подающего устройства до откидного упора 3.

Некоторые модели фасонно-отрезных автоматов имеют продольный суппорт, позволяющий при подаче вдоль оси детали сверлить отверстия.

**Автоматы фасонно-продольного точения** предназначены для изготовления из прутка деталей диаметром до 25 мм. На рис. 155,б дана схема работы автомата. Главным движением является вращение заготовки, закрепленной в шпинделе 11, движением продольной подачи  $s_1$  — перемещение шпиндельной бабки 12 с прутком по направляющим станины относительно резцов 8 и 6, закрепленных в суппортах 9 и 4. Резец 8 может перемещаться только в поперечном направлении при фасонном обтачивании или отрезке, осуществляя поперечную подачу  $s_2$ . Станок имеет обычно несколько вертикальных суппортов и суппорт 4 балансирного типа, несущий два резца 6 и совершающий качательное движение вокруг оси 5. Этим суппортом можно также производить фасонное обтачивание и отрезку. Фасонное обтачивание осуществляется при совместном продольном перемещении заготовки и поперечном перемещении резца, закрепленного в вертикальном или балансирном суппортах, отрезка осуществляется при поперечном перемещении резца 8.

Сверление, зенкерование, нарезание резьбы метчиком или плашками производятся с помощью специальных приспособлений 7, устанавливаемых слева против шпиндельной бабки. Шпиндель приспособлений имеет иногда независимое поступательное  $s_3$  и вращательное движения. При сверлении, зенкеровании, развертывании продольная подача складывается из продольных подач шпинделя станка  $s_1$  и шпинделя приспособления  $s_3$ . Для устранения прогиба и вибрации прутка при его обтачивании

Рис. 155. Схемы работы токарных автоматов



передний конец прутка пропускается через отверстие люнета 10, закрепленного на суппортной стойке 13, которая установлена на станине.

#### 4. Токарно-револьверный автомат мод. 1Б140

Автомат мод. 1Б140 предназначен для серийного и массового производства деталей из круглого, квадратного и шестигранного калиброванного прутка. В качестве приспособления станок может иметь магазинное устройство для обработки деталей из штучных заготовок.

##### Техническая характеристика автомата

Наибольший диаметр обрабатываемого прутка, мм . . . . .	40
Число частот вращения шпинделя . . . . .	13
Частота вращения шпинделя, об/мин:	
левое вращение . . . . .	160—2500
правое вращение . . . . .	63—1000
Число суппортов	
револьверных . . . . .	1
поперечных . . . . .	2
вертикальных . . . . .	2
продольных . . . . .	1

На рис. 156 представлен общий вид автомата. На основании 1 установлена станина 7 со шпиндельной бабкой 4, револьверным суппортом 8, имеющим шестипозиционную револьверную головку 6, и поперечными суппортами: двумя горизонтальными 2 (передним и задним) и двумя вертикальными 5. На переднем поперечном суппорте расположен продольный суппорт 3, который может перемещаться в горизонтальной плоскости параллельно оси шпинделя или под углом к нему.

Инструментом револьверной головки, имеющей продольное перемещение, производится обтачивание, обработка отверстий и нарезание резьбы. Инструментом поперечных суппортов производится обработка фасонных поверхностей, подрезка, снятие фасок и отрезка готовой детали. Инструментом продольного суппорта производятся точение конусов и другие операции.

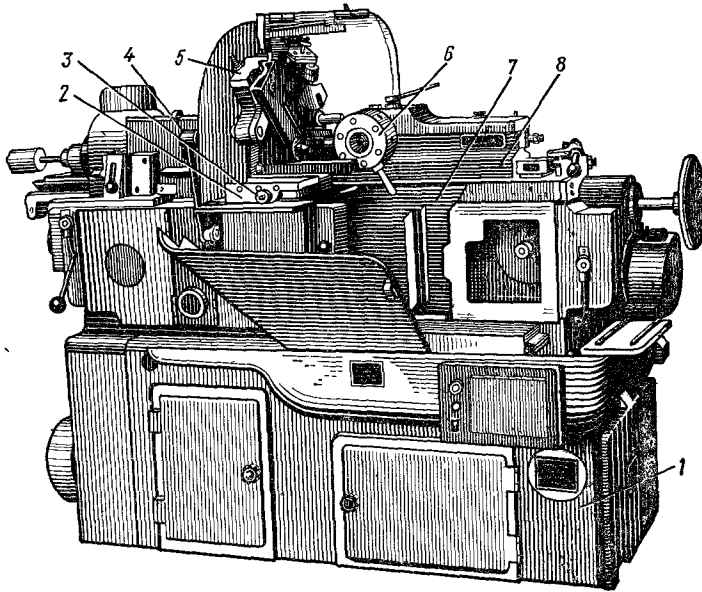


Рис. 156. Токарно-револьверный автомат мод. 1Б140

Кинематическая схема автомата имеет три механически независимые цепи (рис. 157): главного движения, подачи и вспомогательных перемещений.

**Главное движение** шпиндель *V* получает от электродвигателя *1* через коробку скоростей *2 ... 12* и клиноременную передачу *13–14*. Точение и сверление на револьверных автоматах производят при левом вращении шпинделя. При помощи сменных колес  $a_1 - b_1$  шпиндель может получить три правые и три левые скорости вращения.

**Привод подачи и вспомогательных перемещений.** Вспомогательный вал *VII – VIII* вращается от электродвигателя *20* через червячную пару *21–22* и кулачковую муфту *72*. Вспомогательный вал делает 2 об/с, а при выключенной муфте *72* его можно вращать вручную маховиком *30*. От вспомогательного вала через червячную передачу *24–25* вращение передается командоаппарату *26* переключения скоростей шпинделя путем включения соответствующих электромагнитных муфт в коробке скоростей.

Через зубчатые колеса *27–28–29* вращение сообщается валу *IX* и барабанам *92* и *86* механизмом подачи и зажима прутка. Револьверная головка *43* при включении муфты *75* поворачивается при помощи колес *36–37–38, 39–40* и мальтийского механизма *41–42*. От вала *VIII* через коробку подач и червячную пару *44–45* вращение передается первому распределительному валу *XV*, а через передачи *58–59* и червячную пару *60–61* – второму распределительному валу *XVI*. Валы *XV* и *XVI* вращаются с одинаковой частотой.

На распределительном валу *XVI* установлены цилиндрический кулачок *78*, осуществляющий подачу продольного суппорта *46*, и барабаны *79, 80*



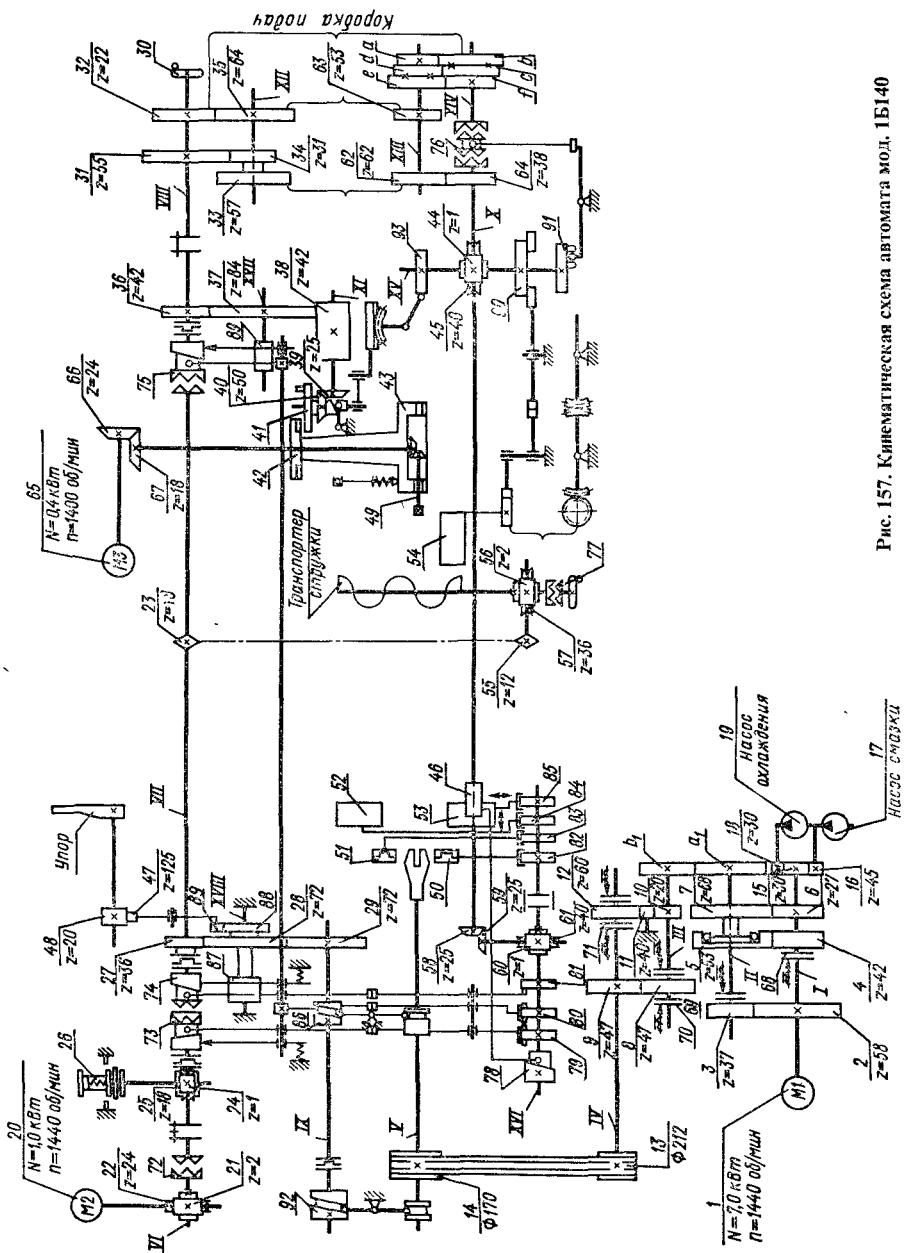


Рис. 157. Кинематическая схема автомата мод. 1Б140

и 81, включающие однооборотные муфты: 73 — поворота барабана командоаппарата 26; 74 — подачи и зажима прутка; 75 — поворота револьверной головки 43. Перед подачей прутка кулачок 88 (вал XVIII) при помощи зубчатого сектора 47 и колеса 48 поворачивает качающийся упор и устанавливает его против переднего торца шпинделя. После подачи прутка упор отходит в исходное положение. На валу XVI установлены дисковые кулачки 82, 83, 84 и 85. Первые два — для подачи вертикальных (50 и 51) суппортов, а вторые для подачи поперечных (52 и 53) суппортов.

На распределительном валу XV расположены дисковый кулачок 93 перемещения револьверного суппорта, барабан 90 лотка 54, отделяющего готовые детали от стружки, и барабан 91 муфты 76 переключения частоты вращения распределительных валов. Медленное вращение последних осуществляется от вспомогательного вала VIII через зубчатые колеса коробки подач 32—35—63 и сменные колеса  $a-b$  или  $c-d$ , или  $e-f$ , а быстрее — через колеса 31—34, 33—62—64.

Для вспомогательных движений служит электродвигатель 65, с помощью которого можно вращать быстросверлильный шпиндель 49, установленный в одном из гнезд револьверной головки. Этот шпиндель, вращаясь в направлении, обратном вращению заготовки, позволяет получить достаточно высокую скорость резания при сверлении отверстий малого диаметра.

**Барабаны управления и самовыключающиеся однооборотные муфты.** Для работы автомата необходимо, чтобы все движения исполнительных механизмов осуществлялись в определенной последовательности. Это достигается с помощью барабанов управления, установленных на распределительных валах XV и XVI. На барабанах закреплены специальные сухарики, включающие исполнительные механизмы, которые после выполнения заданного цикла движения автоматически отключаются с помощью самовыключающихся однооборотных муфт. Ведущая часть 9 кулачковой муфты (рис. 158,а) вращается вместе с валом VII. На нем же свободно сидит подвижная полумуфта 3, которая справа имеет два удлиненных торцовых кулачках 4, входящих в вырезы ступицы зубчатого колеса 10. Пружина 11 стремится переместить полумуфту 3 влево, но палец 2, установленный на рычаге 8, находится в пазу муфты, не давая ей включаться.

Команда на включение муфты подается от распределительного вала IX (рис. 158,б) кулачком 6 барабана 7. При вращении барабана кулачок поднимает правый конец рычага 5, и палец освобождает подвижную полумуфту 3. Под действием пружины 11 (рис. 158,а) она смещается влево и входит в зацепление с ведущей полумуфтой 9. Одновременно призматический фиксатор 1, сидящий на рычаге 5, выжимается из паза. В новом положении (рис. 158,в) детали 9 и 3 начинают вращаться вместе с валом VII, а палец 2 и фиксатор 1 скользят по цилиндрическим поверхностям полумуфты 3. Когда фигурный паз 12 с рабочим скосом  $AB$  подойдет к пальцу 2, последний под действием пружины западает в него, и при дальнейшем движении полумуфты палец, перемещаясь по скосу  $AB$ , выжимает эту полумуфту вправо и выводит ее из зацепления с полумуфтой 9. Одновременно фиксатор 1 западает в призматический паз полумуфты 3 и фиксирует ее.

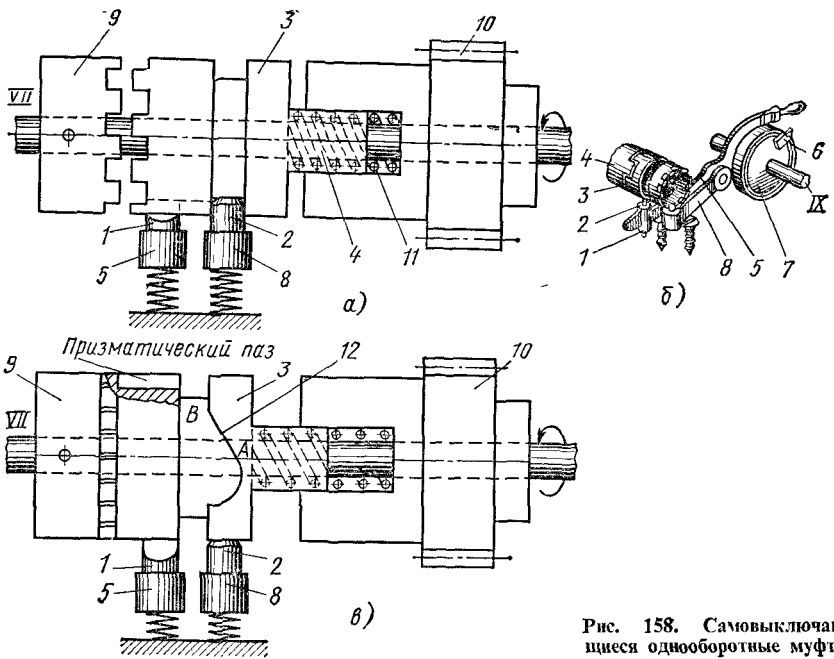


Рис. 158. Самовыключающиеся однооборотные муфты

**Шпиндельная бабка.** На рис. 159 представлен продольный разрез шпиндельного узла автомата. Шкив 3, установленный на подшипниках кронштейна 4, связан со шпинделем 2, внутри которого расположен механизм подачи и зажима прутка. Он состоит из подающей цанги 10, ввернутой в правый конец трубы 6, зажимной цанги 12, стакана 11, втулки 13, трубы 9 и механизма перемещения этой трубы. Левый конец подающей трубы 6 закреплен в подшипнике 1, установленном на салазках 17, и перемещается с ними в направляющих вдоль оси шпинделя.

При перемещении муфты 5 влево длинные плечи рычагов 8 сближаются. Это приводит к повороту рычагов вокруг точек их опоры у неподвижного кольца 7, закрепленного на шпинделе. В результате этого короткие плечи рычагов смещают вправо зажимную трубу 9 и стакан 11, который своим внутренним конусом сжимает зажимную цангу 12. Пока муфта 5 находится в показанном на рисунке положении, самопроизвольное освобождение зажимной цанги невозможно.

Цикл зажимной операции протекает следующим образом. Подающая цанга находится в правом положении. Кулачок, установленный на барабане 81 (см. рис. 157), поднимает один конец рычага, противоположный конец которого, опускаясь, освобождает однооборотную муфту 74. Под действием пружины она перемещается влево, входит в зацепление с полумуфтой, жестко закрепленной на вспомогательном валу, и начинает поворачиваться, передавая вращение через зубчатые колеса 27, 28 и 29 на барабаны 92 и 86. Рабочие участки этих барабанов спрофилированы таким образом, что, повернувшись на один оборот, они с помощью рычагов 14

п 16 (рис. 159) перемещают: первый — муфту 5, второй — салазки 17. Салазки отходят влево на заданную длину подачи прутка. Лепестки цанги при этом скользят по зажатому прутку. После этого муфта 5 отходит вправо, освобождая зажимную цангу 2 и пруток. Затем салазки 17 с трубой 6, подающей цангой и прутком перемещаются вправо, и пруток доходит до откидного упора, который устанавливается в этот момент против торца шпинделя. После этого муфта 5 перемещается влево, и цанга 12 зажимает пруток. Сила зажима прутка регулируется гайками 15.

На подачу и зажим прутка требуется один оборот вала IX с барабанами 92 и 86 (см. рис. 157), но так как этот вал вращается в 2 раза медленнее, чем вспомога-

тельный вал  $\left(i = \frac{36}{72} = \frac{1}{2}\right)$ ,

то за время подачи и зажима прутка вспомогательный вал делает два оборота. Для того чтобы однооборотная муфта 74 не включалась после первого оборота вспомогательного вала, на валу XVIII закреплен эксцентриковый кулачок 87, на который опирается рычаг, выключающий муфту 74.

**Револьверный суппорт.**  
В корпусе суппорта (рис.

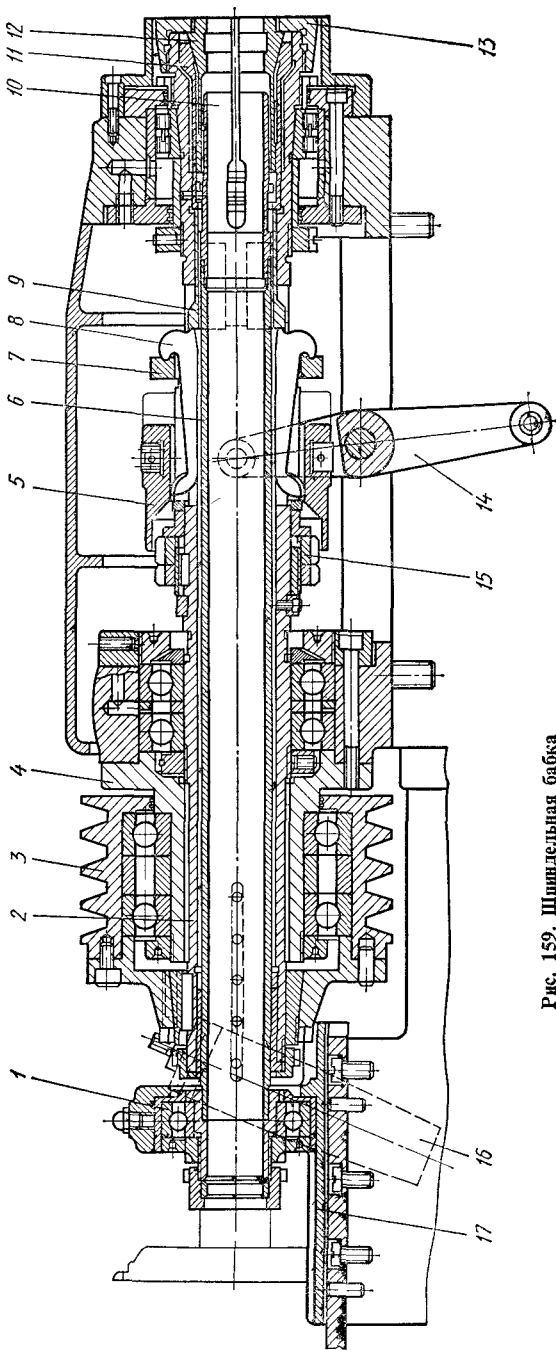


Рис. 159. Шпиндельная бабка

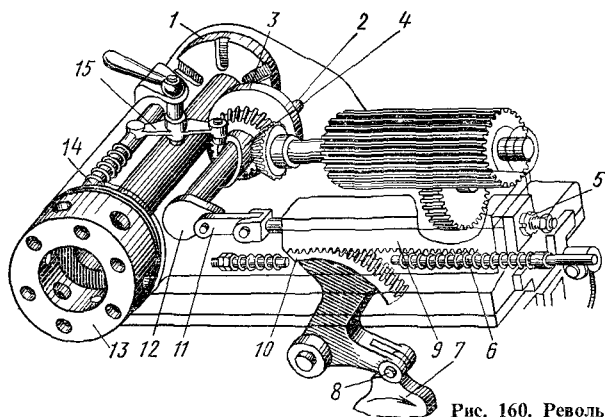


Рис. 160. Револьверный суппорт

160) размещен горизонтальный вал с шестипозиционной револьверной головкой 13. Водило 2 находится на ведущем диске 3. Диск имеет торцовый кулачок 4, находящийся в контакте через двуплечий рычаг 15 с фиксатором 14 револьверной головки, и кривошип 12, связанный через шатун 11 (регулируемый гайкой 5) с рейкой 9, которая может перемещаться в продольном пазу корпуса суппорта. Ролик 8 опирается на дисковый кулачок 7, закрепленный на распределительном валу станка. Пружина 6 стремится переместить суппорт вместе с револьверной головкой, кривошипом 12, шатуном 11 и рейкой 9 вправо, однако этому препятствует рейка, удерживаемая зубчатым сектором 10, и кулачок 7.

Револьверный суппорт имеет два независимых движения: медленную рабочую подачу от кулачка 7 и быстрый отвод и подвод. После отвода револьверная головка поворачивается. При рабочей подаче кулачок, вращаясь по часовой стрелке, через зубчатый сектор 10 перемещает влево рейку 9, а вместе с ней и весь суппорт, так как кривошип 12, и шатун 11 при этом находятся в мертвом положении. Пружина 6 в это время сжата. При нисходящем профиле кулачка 7 она возвращает суппорт в исходное положение.

Холостой ход револьверного суппорта с поворотом револьверной головки осуществляется вспомогательным валом с помощью самовыключающейся муфты 75 (см. рис. 157). Команда на эту операцию подается кулачком барабана 80. В нужный момент кулачок, воздействуя на самовыключающуюся муфту 75, освобождает ее. Муфта, включаясь, вращает зубчатые колеса 36, 37; 38, 39, 40 и диск 41. Торцовый кулачок 4 (рис. 160), воздействуя на рычаг 15, выводит фиксатор 14 из гнезда и освобождает револьверную головку. Вслед за этим водило 2 заходит в паз мальтийского механизма 1 и поворачивает его на 1/6 оборота, после чего фиксатор под действием пружины западает в очередное гнездо головки и фиксирует ее. Перед поворотом головки кривошип 12, вращаясь по часовой стрелке, выходит из мертвого положения с шатуном 11, благодаря чему суппорт теряет неподвижную опору (рейку 9) и пружина 6 быстро перемещает его вправо. После поворота кривошипа 12 на 180° он, отталкиваясь от неподвижной рейки 9, сообщает револьверному суппорту

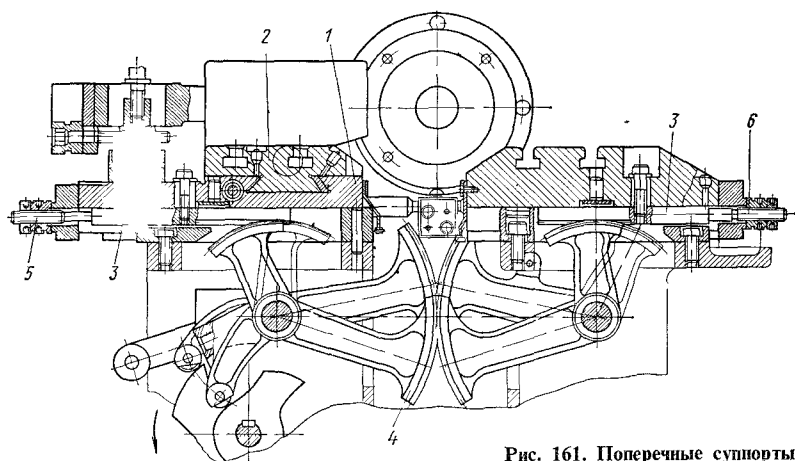


Рис. 161. Поперечные суппорты

быстрое движение вперед в исходное положение и, оказавшись снова в мертвом положении, останавливается, так как в этот момент размыкается самовыключающаяся муфта 75 (см. рис. 157).

Револьверная головка поворачивается за два оборота вспомогательного вала. Для того чтобы однооборотная муфта 75 не включалась после первого оборота, на валу XVII установлен эксцентриковый кулачок 89, выключающий эту муфту только после двух оборотов вспомогательного вала.

**Поперечные суппорты** получают поступательное движение в сторону оси шпинделя от рычагов с зубчатыми секторами 4 (рис. 161), связанными с зубчатыми рейками 3, а установочное перемещение при настройке — от винтов 5 и 6. На переднем суппорте имеются продольные направляющие 1, по которым перемещается параллельно оси шпинделя или под углом к нему продольный суппорт 2. Рабочее движение суппорты получают от кулачков, установленных на распределительном валу автомата.

Токарно-револьверные автоматы данного типа выпускаются с наибольшими диаметрами обрабатываемых прутков: 10, 16, 25, 40 и 65 мм.

## 5. Многошпиндельные автоматы

Отличительной особенностью многошпиндельных автоматов и полуавтоматов является наличие нескольких одновременно работающих шпинделей.

Основным узлом автомата является шпиндельный блок 1 (рис. 162,а), в котором расположены шпиндели 2 с заготовками 3. Шпиндельный блок периодически поворачивается, и шпиндели занимают новое положение. Каждому положению шпинделя присваивают наименование: позиция I, позиция II и т. д. В каждой позиции выполняется определенная операция. Против каждого шпинделя в суппорте установлен режущий инструмент, производящий определенную для данной позиции операцию.

Допустим, что нам необходимо изготовить деталь, показанную на рис. 162,б. В позиции I пруток подается до упора и зажимается, а затем резцом поперечного суппорта прорезается канавка. После поворота блока заготовки

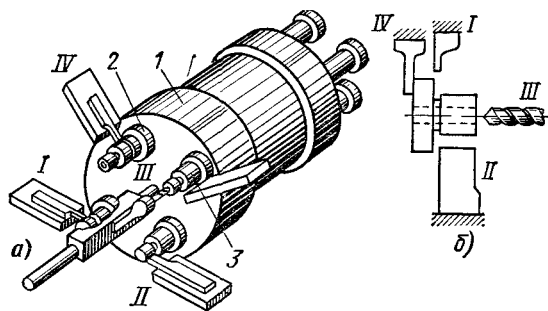


Рис. 162. Схема обработки детали на многошпиндельном автомате

товка займет позицию II, где резцом второго поперечного суппорта обрабатывается наружная поверхность. Блок снова поворачивается, и деталь оказывается в позиции III, где сверлом, установлен-

ным в продольном суппорте, сверлится отверстие. В позиции IV отрезается готовая деталь.

Шестишпиндельный токарный автомат мод. 1Б240-6К показан на рис. 163. Автомат предназначен для обработки деталей из прутков.

#### Техническая характеристика автомата

Число рабочих шпинделей . . . . .	6
Наибольший диаметр обрабатываемого прутка, мм . . . . .	40
Наибольшая длина подачи материала, мм . . . . .	180
Число скоростей рабочих шпинделей . . . . .	39
Частота вращения шпинделей, об/мин . . . . .	140—1600
Число суппортов:	
продольных . . . . .	1
поперечных . . . . .	6
Мощность электродвигателя главного движения, кВт . . . . .	15

Основные узлы станка: станина 1, передняя стойка 2 со шпиндельным блоком 8, несущим шесть шпинделей, задняя стойка 5, связанная траверсой 9 с передней стойкой, продольный суппорт 4 с инструментальными шпинделями 7 или резцедержателями, поперечные суппорты 3 и 6. Обрабатываемые прутки поддерживаются механизмами поддержки 10. Каждая позиция шпинделей обслуживается продольным и поперечным суппортами. Две верхние позиции могут оснащаться дополнительными устройствами, имеющими независимую подачу. В пяти позициях продольного суппорта могут быть установлены приспособления для сверл, разверток, резбовых плашек и пр.

На рис. 164 представлена кинематическая схема станка.

Главное движение шпиндели получают от электродвигателя 1 через клиноременную передачу 8—9, колеса 36—37, сменные колеса *a—b*, *c—d*, центральный вал IV и центральное колесо 20, связанное с колесами 14 шести шпинделей XXII, которые вращаются с одинаковой частотой.

Движение подачи и холостых ходов осуществляется кулачками 73 и 74, установленными на распределительном валу XIII и валу XIV. В период рабочих движений распределительный вал вращается медленно, а при вспомогательных движениях — быстро, с постоянной угловой скоростью. Медленное вращение он получает от центрального вала IV через передачи 32—42, сменные колеса *e—f*, *g—h*, колеса 31—44, электромагнитную муфту 60, колеса 29—30, 28—46 и червячную передачу 45—47; быстрое вращение — от электродвигателя 1 по цепи передач 8—9, муфты 58,

колес 38—39, 28—46 и червячной пары 45—47. При включении муфты 58 или 60 муфта 61 отключается, а тормозная муфта 59 включается.

Привод командоаппарата. Командоаппарат 69 осуществляет включение рабочего и быстрого вращения распределительного вала XIII, реверс инструментальных шпинделей и другие командные и блокировочные функции и связан с распределительным валом посредством зубчатых колес 27, 24, 23, 22. При настройке станка распределительному валу сообщают вращение от специального электродвигателя 2 через зубчатые колеса 43—25—26, муфту 61, колеса 28—46 и червячную передачу 45—47.

Подача суппортов производится через систему рычагов от кулачков, закрепленных на распределительном валу.

Привод устройств с независимой подачей. К этим устройствам относятся инструментальные шпиндели для сверл, разверток, резьбонарезного инструмента и др., устанавливаемые при необходимости в четырех верхних позициях продольного суппорта. Они получают движения подачи, независимые от продольного суппорта, от барабана 62.

Быстроверильный шпиндель XIX устанавливается на продольном суппорте и, вращаясь в направлении, обратном шпинделю изделия, обеспе-

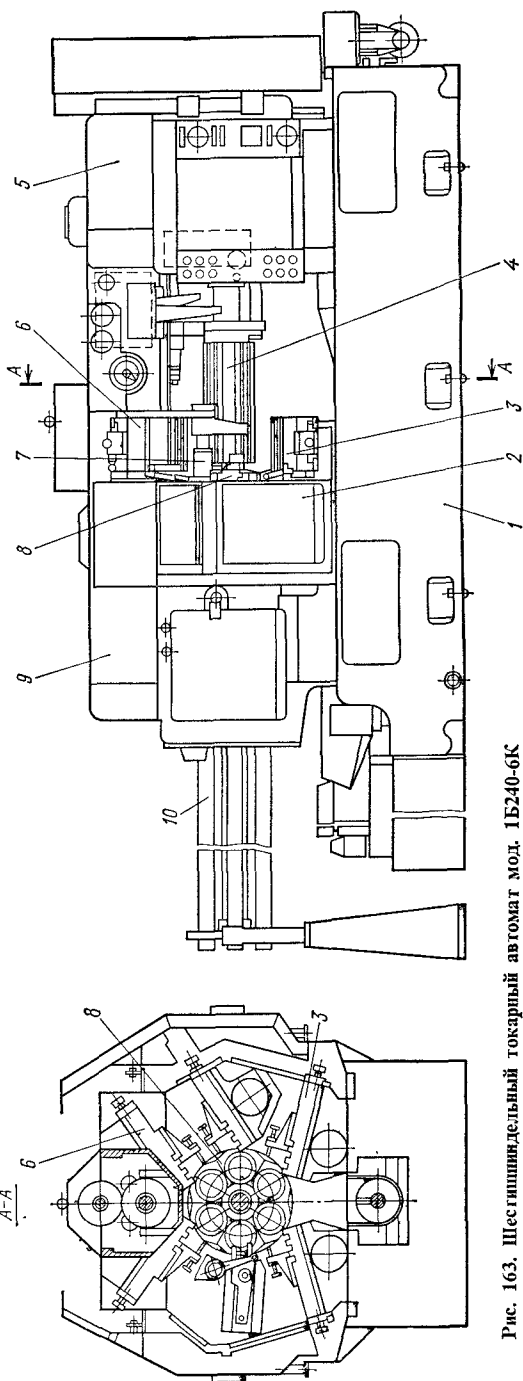


Рис. 163. Шестিশпиндельный токарный автомат мод. 1Б240-6К



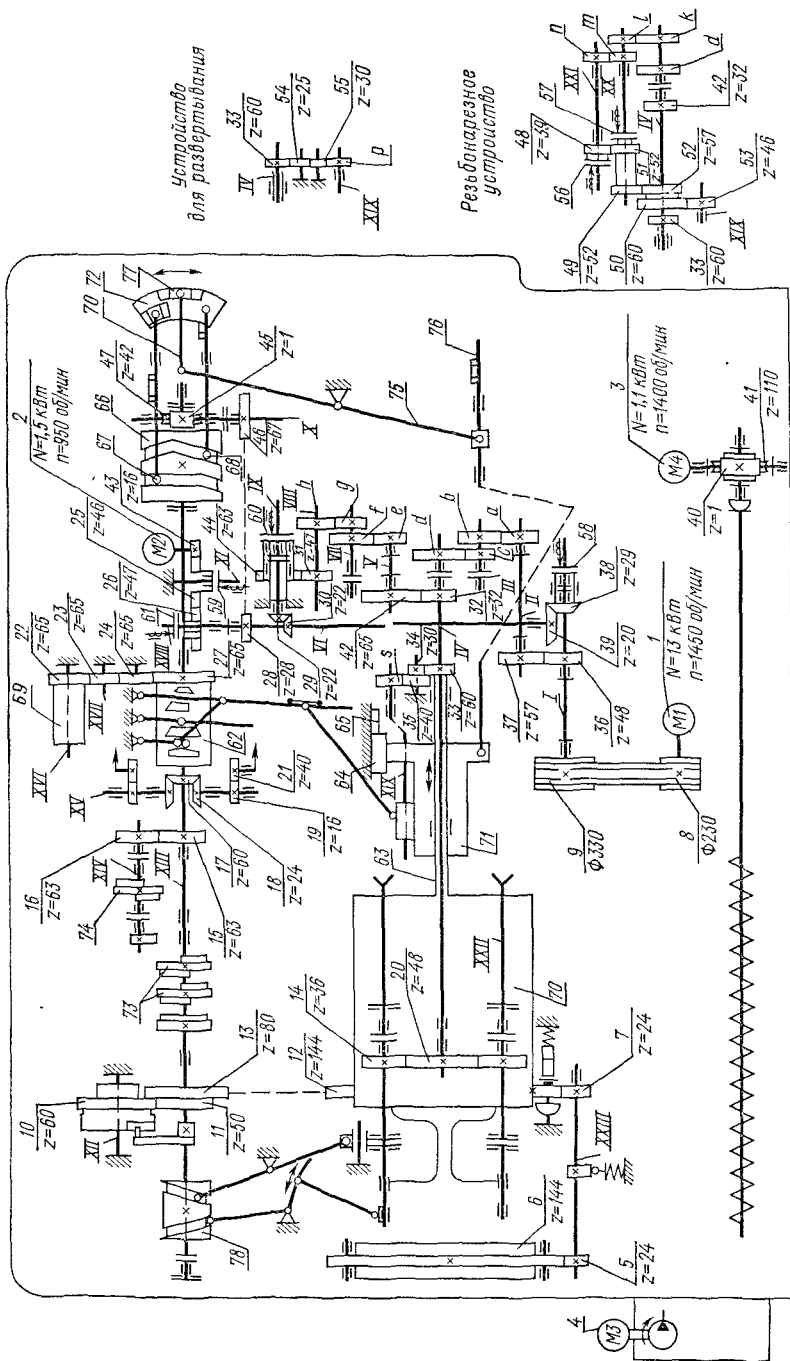
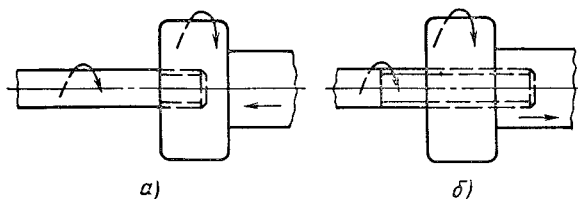


Рис. 164. Кинематическая схема автомата мод. IB240-6K

Рис. 165. Схема работы резьбонарезного устройства



чивает повышение скорости резания при обработке отверстий малого диаметра. Вращение этот шпиндель получает от центрального вала *IV* через зубчатые колеса 33–34, 35 и сменное колесо *s*. Привод инструментального шпинделя *XIX* осуществляется от центрального вала *IV* через зубчатые колеса 33, 54, 55, *p*.

Резьбонарезное устройство. Резьбонарезные операции выполняются с использованием метода обгона, позволяющего обойтись без реверсирования шпинделя. Сущность метода состоит в том, что деталь и инструмент вращаются в одну сторону, но относительная скорость их вращения различна: скорость вращения детали постоянна, а инструмента — изменяющаяся. При нарезании резьбы инструмент вращается медленнее (рис. 165, *а*), и деталь будет ввинчиваться в инструмент. При свинчивании инструмента (рис. 165, *б*) резьбонарезной шпиндель вращается быстро, деталь будет вывинчиваться из инструмента.

Резьбонарезной шпиндель *XIX* (см. рис. 164) вращается от центрального вала *IV* через сменные зубчатые колеса *k-l*, *m-n*, зубчатые колеса 48–51, 49–52 и 50–53. Изменение частоты вращения этого шпинделя производится путем переключения электромагнитных муфт 56 и 57. При включении муфты 56 движение на шпиндель *XIX* передается от центрального вала *IV* через сменные колеса *k-l*, *m-n*, муфту 56, колеса 48–51, 49–52 и 50–53. При включении муфты 57 движение на шпиндель передается через сменные колеса *k-l*, муфту 57, колеса 49–52 и 50–53.

Движение подачи, необходимое для нарезания резьбы, инструментальный шпиндель получает от привода независимой подачи.

Поворот блока шпинделей осуществляется от распределительного вала *XIII* (см. рис. 164) при быстром его вращении с помощью мальтийского механизма и зубчатых передач 10–11 и 13–12. Перед поворотом шпиндельного блока производится его расфиксация, а также подъем над постоянными опорами на величину 0,3–0,4 мм для предотвращения износа опорных поверхностей. Это осуществляется специальными механизмами. Одновременно со шпиндельным блоком через зубчатые колеса 12–7, вал *XXIII*, колеса 5–6 поворачивается барабан с направляющими трубами. Механизмы подачи и зажима прутка приводятся в действие кулачковым барабаном 78, установленным на распределительном валу *XIII*.

Верхние суппорты. На рис. 166 показан механизм перемещения поперечного верхнего суппорта. С распределительного вала вращение передается на диск 4 с кулачками 3. От последних получают качание рычаги 2 и 5, которые передают движение через камни 6 на ползуны 7 суппорта, прикрепленные к салазкам 10. Салазки перемещаются относительно прямоугольных направляющих 8, закрепленных на траверсе станины.

Для регулировки положения суппорта служит винт с лимбом 9, ввинчи-

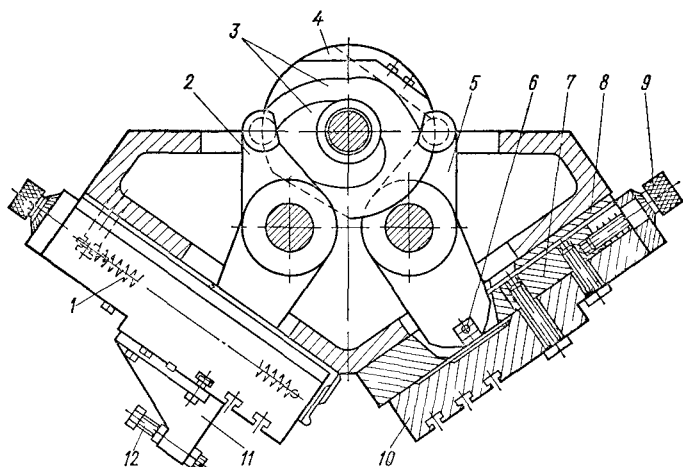


Рис. 166. Механизмы перемещения поперечного верхнего суппорта

вающийся в планку, прикрепленную к салазкам 10. Для отвода суппорта служит отводной кулачок на диске 4, которому «помогает» пружина 1. Точное переднее положение суппорта определяется винтом 12, упирающимся во фланец шпинделя и ввинченным в упор 11, который прикреплен к салазкам 10.

Продольный суппорт (см. рис. 164) представляет собой шестигранник, перемещающийся по круглой направляющей 63, прикрепленной к блоку шпинделей. На каждой из граней суппорта могут быть установлены инструментальные шпиндели. Ползун суппорта 64 скользит по направляющей 65, закрепленной на траверсе станины, что предохраняет суппорт от проворачивания на круглой направляющей 63. Суппорт соединен через штангу 76, рычаг 75 и тягу 70 с переставным камнем 77, установленным в пазе кулисы 72. На барабане 66 имеются канавки рабочего 67 и быстрого 68 ходов суппорта. Камень 77 переставляется при наладке кулисы и закрепляется в положении, соответствующем требуемому рабочему ходу суппорта. В настоящее время горизонтальные многошпиндельные автоматы выпускаются: четырехшпиндельные с максимальным диаметром прутка  $d = 20 \div 125$  мм, шестишпиндельные с  $d = 25 \div 100$  мм и восьмишпиндельные с  $d = 20 \div 80$  мм.

### 6. Многошпиндельные полуавтоматы

Горизонтальные многошпиндельные полуавтоматы предназначены для изготовления деталей из литых и штампованных заготовок. Проектируют их обычно на базе шестишпиндельных автоматов. Главное отличие этих полуавтоматов состоит в том, что установку в патрон штучных заготовок производят вручную. Поэтому шпиндель, попадающий в загрузочную позицию, останавливается для снятия готовой детали и установки новой заготовки, в то время как все остальные шпиндели продолжают вращаться, производя обработку деталей. По окончании загрузочной операции шпиндель начинает вращаться, и после поворота блока заготовка, попадая

Рис. 167. Схема работы полуавтомата последовательного действия

в очередную позицию, обрабатывается. В загрузочной позиции имеются устройства для включения и выключения вращения шпинделя и зажима заготовки в патроне.

В остальном устройстве горизонтальных многошпиндельных полуавтоматов не отличается от устройства автоматов. На этих полуавтоматах можно обрабатывать заготовки диаметром 80–250 мм.

**Вертикальные многошпиндельные полуавтоматы.** Токарную обработку литых и штампованных средних и крупных заготовок удобно производить на вертикальных многошпиндельных полуавтоматах. Современные полуавтоматы этого типа имеют 4–16 рабочих шпинделей. Их вертикальная компоновка позволяет удобно загружать тяжелые заготовки и выгружать готовые детали. Шпиндели станка разгружены от изгибающей нагрузки, вызываемой весом заготовки; станок занимает мало места.

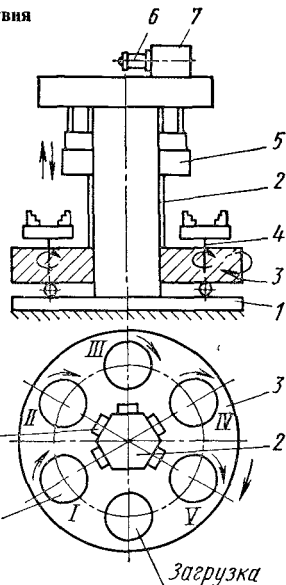
На рис. 167 представлена принципиальная схема шестিশпиндельного полуавтомата последовательного действия. На основании 1 установлена неподвижная шестигранная колонна 2, вокруг которой периодически поворачивается стол 3 с шестью шпинделями 4. Пять суппортов 5 обслуживают одновременно пять шпинделей. Заготовка устанавливается в загрузочной позиции, не имеющей суппорта. После поворота стола на 60° шпиндель начинает вращаться, и деталь обрабатывается в позиции I. По окончании первой операции стол снова поворачивается, перемещая заготовку в позицию II и т. д. Таким образом, в каждой позиции осуществляется определенная операция, и по окончании обработки в загрузочную позицию приходит готовая деталь. Привод станка состоит из электродвигателя 6 и редуктора 7.

По принципу работы эти станки мало отличаются от рассмотренных выше горизонтальных многошпиндельных полуавтоматов. Их особенность заключается лишь в том, что работа шпинделей и суппортов в отдельных позициях независима в своей кинематической настройке. По числу рабочих позиций станок имеет пять отдельных секций привода главного движения и подачи. В каждой секции находятся звенья настройки частоты вращения шпинделя и величины подачи суппорта.

**Вертикальный шестিশпиндельный полуавтомат 1286-6.** Назначение станка — обработка круглых литых, кованных и штампованных заготовок из черных и цветных металлов.

#### Техническая характеристика станка

Наибольший диаметр обрабатываемой детали, мм . . . . .	630
Число частот вращения шпинделя . . . . .	21
Частота вращения шпинделя, об/мин . . . . .	16–160
Число подач суппортов . . . . .	43
Вертикальная и горизонтальная подача суппортов на один оборот шпинделя, мм	0,0315–4



В станке осуществляются следующие движения: вращение шпинделей, рабочая подача суппортов, быстрое установочное перемещение суппортов, периодический поворот стола со шпинделями.

На рис. 168 представлена кинематическая схема одной из пяти секций привода главного движения и подачи (остальные четыре секции аналогичны этой), а также привод и механизм поворота стола со шпинделями.

Главное движение осуществляется от электродвигателя 49 через зубчатые колеса 1-2, 3-4, 5-6, 7-8-9-11,  $a_1 - b_1$ , 12-13, 14-15 и 16-17. Скользящее зубчатое колесо 14 во время поворота стола копиром, закрепленным в нижней части стола, выводится из зацепления с колесом 15, а после поворота входит в зацепление с другим зубчатым колесом, вошедшим в эту позицию. Частота вращения шпинделей в каждой позиции регулируется своим звеном настройки  $a_1 - b_1$ . Электродвигатель 49 обслуживает все пять рабочих позиций.

Цепь подачи. Суппорт 41 получает рабочую подачу по кинематической цепи от шпинделя XVI через зубчатые колеса 17-16, 15-14, 13-12, 18-19-20, 21-22-23,  $a - b$ ,  $c - d$ , зубчатые передачи 24-25-26 (нормальная подача) или 27-28, 25-26 (мелкая подача), винт 40.

С помощью специального приспособления инструмент может получать также горизонтальную подачу или подачу под углом. В данном случае на суппорт устанавливается каретка, которая перемещается от механизма, состоящего из реек 42 и 44 и зубчатого колеса 43. Винт 40 в этом случае перемещает вниз не весь суппорт, а рейку 42, каретка же с инструментом связана с рейкой 44, которую можно устанавливать горизонтально или под углом, поворачивая вокруг колеса 43.

Быстрое установочное перемещение вверх или вниз суппорт получает от электродвигателя 49 до зубчатого колеса 9 по той же цепи и далее при отключенной муфте 59, через зубчатые передачи 10-29-30, 31-32 на реверсивный механизм, состоящий из зубчатых колес 35-26, муфты 63 или 33-34, 25-26, муфты 62 и винт 40. Муфта 62 работает при быстром подводе суппорта, а муфта 63 - при его отводе.

Муфты 62 и 63 быстрых ходов суппорта заблокированы с муфтами рабочих подач 60 и 61. При включении первых вторые муфты выключаются и наоборот. Муфты управляются цепью, состоящей из передач 36-37 и 38-39. На валу XVI имеются кулачки 45, 46, 47 и 48, которые воздействуют на соответствующие конечные выключатели, подключенные к цепи питания этих муфт.

Поворот стола со шпинделями. После окончания рабочих операций во всех позициях и отвода суппортов в верхнее положение, с позиции, выполняющей самую длительную операцию, муфтой 57 подается команда на отключение привода электродвигателя 49, муфтой 58 - на торможение всей системы и поворот стола. Последнее осуществляется от электродвигателя 50 через передачи 51-52, 53-54, водило 55 и мальтийский диск 56, закрепленный на столе. По окончании поворота стола выключается электродвигатель 50 и включается пусковая муфта 57 главного привода.

Мальтийский механизм имеет 12 прорезей и поворачивается вместе со столом станка на 1/6 часть оборота в два приема, т. е. за один полный оборот двуплечего водила 55, причем каждое из плеч водила поворачи-

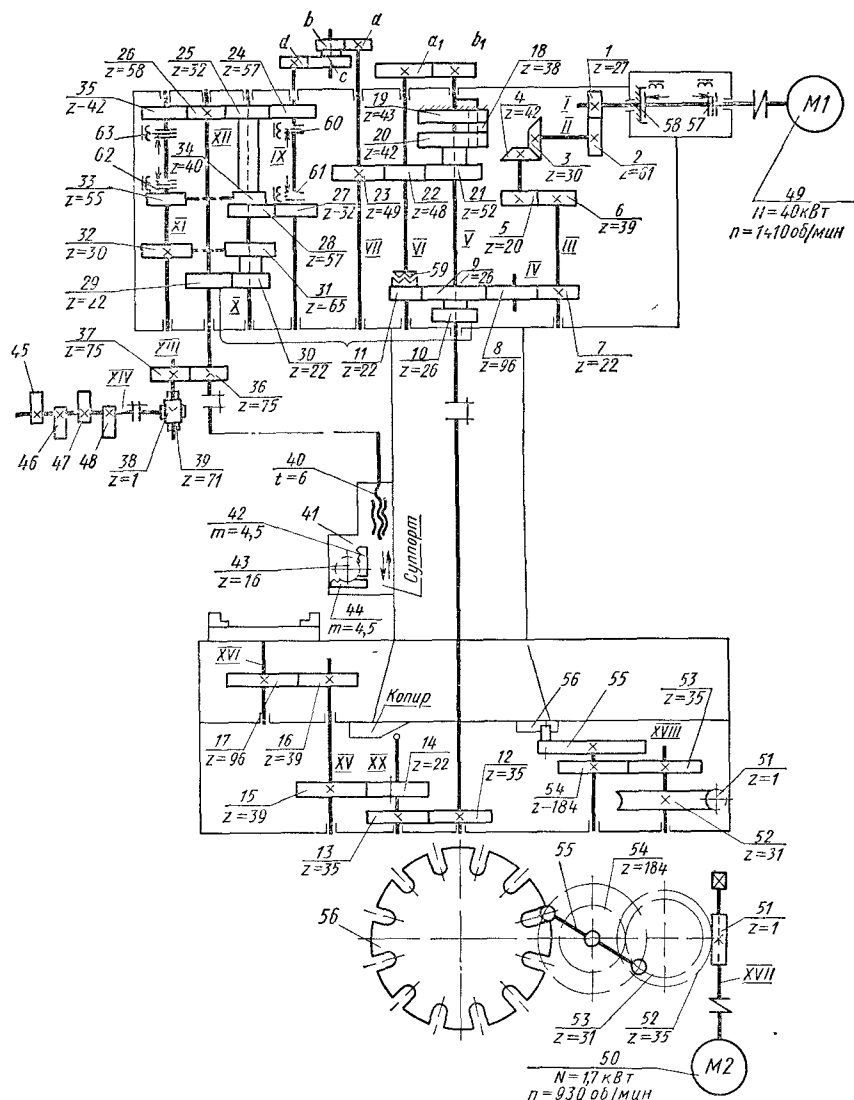


Рис. 168. Кинематическая схема шестишпиндельного полуавтомата 1286-6

чивает стол на 1/12 часть оборота. Это сделано для уменьшения инерционных сил, которые возникают при повороте тяжелого стола.

Станок оборудован автоматизированным гидравлическим устройством для зажима детали, имеет механизированное загрузочное устройство и систему уборки стружки. Станки в шестишпиндельном исполнении выпускаются с диаметрами патронов 630 и 800 мм и в восьмишпиндельном исполнении с диаметрами патронов 250 и 400 мм.

## 7. Настройка автоматов и полуавтоматов

Расчет настройки заключается в разработке технологического процесса, установлении последовательности операций и работы отдельных суппортов, выборе режущего инструмента и типа державок. Расчетом определяют параметры кулачков и кинематической настройки станка, в результате чего вычерчивают и изготавливают или подбирают кулачки и сменные зубчатые колеса.

На рис. 169 показаны схемы образования наружных и внутренних поверхностей, используемые при обработке деталей на автоматах и полуавтоматах. Наружные цилиндрические поверхности получают продольной подачей радиальных или тангенциальных проходных резцов (рис. 169,а), а также поперечным перемещением широких резцов, установленных в поперечных суппортах (рис. 169,б). При образовании фасонных поверхностей (рис. 169,в) метод обработки аналогичен. При отрезании обработанной детали от прутка (заготовки) (рис. 169,г) переднюю режущую кромку резца для зачистки торца детали делают скошенной. Перед сверлением отверстия заготовку обычно зацентрируют (рис. 169,д).

Сверление неглубоких отверстий ( $l \leq d$ ) короткими сверлами большого диаметра (рис. 169,е) производится без зацентрировки при вращающейся детали и неподвижно закрепленном сверле. При сверлении глубоких отверстий ( $l > 2,5$ ) для предотвращения увода сверла ему сообщают вращение в сторону, противоположную вращению заготовки (рис. 169,ж). После каждого прохода на глубину, равную 2–2,5 диаметра, сверло выводят из отверстия для удаления стружки.

С помощью специальных приспособлений на автоматах и полуавтоматах можно обрабатывать детали по копиру, сверлить поперечные отверстия, фрезеровать шлицы у винтов и производить другие операции. При разработке технологического процесса следует по возможности совмещать операции, выполняемые продольными и поперечными суппортами. Для этого, если позволяют условия, делают длину пути инструмента, чем сокращается время выполнения всей операции. Целесообразно наиболее тяжелые операции выполнять в первую очередь. Чтобы повысить стойкость сложного фасонного инструмента, соответствующие поверхности де-

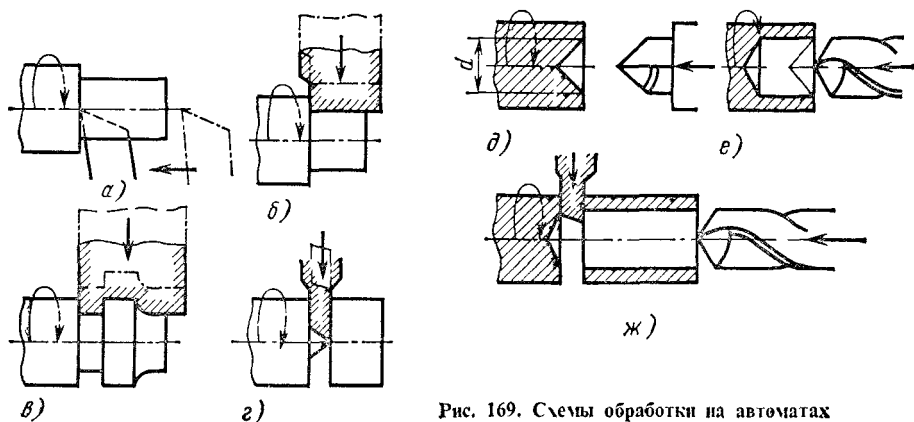


Рис. 169. Схемы обработки на автоматах

талей надо предварительно обрабатывать более простым инструментом. С целью обеспечения точных радиальных размеров и снижения шероховатости поверхностей при работе поперечных суппортов надо в конце хода инструмента останавливать суппорт по жесткому упору и только после некоторой выдержки осуществлять его отвод.

При расчетах настройки для удобства пользуются специальными картами, форма которых зависит от типа станка. В этих картах обычно помещают эскизы переходов, где инструмент изображают в своих конечных положениях. Заносят также все размеры, необходимые при расчете параметров кулачков.

При разработке технологического процесса для одношпиндельных револьверных автоматов желательно использовать все гнезда револьверной головки для установки инструмента. Работы, которые могут выполнять поперечные суппорты, надо переносить на них.

При составлении технологического процесса обработки деталей на многошпиндельных автоматах и полуавтоматах необходимо руководствоваться примерным распределением функций между отдельными позициями. В частности, у шестишпиндельных автоматов в позиции *I* производят черновое точение продольными и поперечными суппортами, центровку и сверление отверстий большого диаметра; в позиции *II* — быстрое сверление и продольное точение; в позиции *III* — черновое и чистовое точение, быстрое сверление; в позиции *IV* — точение и нарезание резьбы; в позиции *V* — нарезание резьбы, быстрое сверление, отрезку; в позиции *VI* — нарезание резьбы, отрезку, подачу и зажим прутка или снятие готовой детали, установку и зажим заготовки. Распределение функций между позициями-шпинделями может быть иным и зависит от конструкции станка и расположения суппортов, быстросверлильных приспособлений и резьбо-нарезных устройств.

**Расчет и проектирование дисковых кулачков** заключается в построении их профиля. Для этого прежде всего необходимо распределить функции между отдельными участками кулачка по выполнению рабочих и вспомогательных движений и установить размеры, определяющие положение кривых профиля в плоскости кулачка.

К профилю кулачков предъявляются следующие требования: обеспечение равномерной подачи суппортов в процессе резания; быстрый подвод и отвод инструмента с минимальной затратой времени и минимальными силами инерции; точная синхронизация движения всех суппортов.

Для каждого автомата и его суппортов установлены определенные диски-заготовки, которые характеризуются следующими размерами: максимальным и минимальным диаметрами диска, в пределах которых может располагаться профиль кулачка: диаметром посадочного (на распределительный вал) отверстия кулачка; диаметром отверстия для фиксирования кулачка в определенном положении. Кроме того, приводятся диаметры роликов рычагов, находящихся в контакте с кулачками. Диск-заготовка разбивается на 100 равных участков, в связи с чем угол поворота кулачка оценивается количеством сотых частей (делений), на которые он поворачивается. Нулевые деления, как правило, совпадают с осью фиксирующего отверстия.

Требованию равномерности подачи отвечает профиль участков рабочих



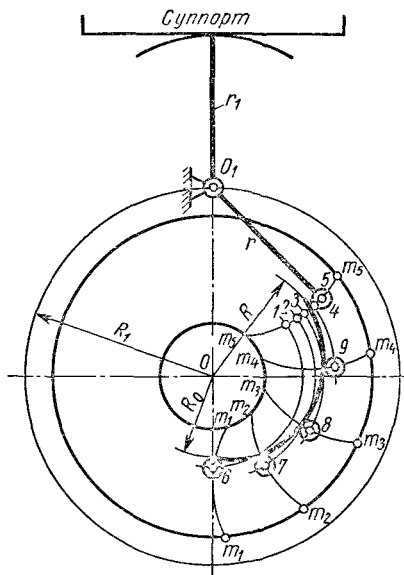


Рис. 170. Схема построения рабочего участка профиля дискового кулачка (первый способ)

ходов кулачка, очерченный по спирали Архимеда. Для построения профиля кулачка необходимо знать величины начального и конечного радиус-векторов, а также деления кулачка, между которыми располагается данный участок профиля.

На рис. 170 показана схема построения рабочего профиля дискового кулачка. При воздействии кулачка на ролик рычага центр ролика описывает дугу окружности вокруг точки  $O_1$  качания рычага. Поэтому способ построения рабочего профиля участка состоит в следующем. Допустим, что рабочий участок располагается между  $m_1$  и  $m_5$  делениями кулачка, а величина радиус-векторов — в начале  $R_0$  и в конце  $R$ . Через точки  $m_1$  и  $m_5$  радиусом, равным  $r$  (радиус качания рычага), проводим дуги окружностей  $m_1m_1$  и  $m_5m_5$ . Центры их лежат на окружности радиуса  $R_1$ . Из центра  $O$  кулачка засекаем величины  $R_0$  и  $R$  до пересечения с дугами  $m_1m_1$  и  $m_5m_5$ ; откладывая на них величину радиуса ролика, получим точки 5 и 6. Последние представляют собой положение центра ролика рычага в начале и в конце рабочего участка.

Дугу  $m_1m_5$  делим на произвольное число равных частей (для простоты разделим ее на четыре части) и из центров, лежащих на окружности радиуса  $R_1$ , радиусом  $r$  проведем дуги  $m_2m_2$ ,  $m_3m_3$  и  $m_4m_4$ . Далее, из точки  $O$  радиусом  $O-6$  описываем окружность до пересечения с дугой  $m_5m_5$  в точке 1. Отрезок дуги  $m_5m_5$ , равный  $1-5$ , делим на то же количество равных частей (в данном случае на четыре части). В результате этого получим точки 2, 3 и 4. Далее, из центра  $O$  радиусом  $O-4$  проводим окружность до пересечения с дугой  $m_4m_4$  в точке 9, затем радиусом  $O-3$  — окружность до пересечения с дугой  $m_3m_3$  в точке 8 и т. д.

Точки 7, 8 и 9 представляют собой промежуточные положения центра ролика. Описывая из них окружности радиусом, равным радиусу ролика, и проводя плавную линию, касательную к этим окружностям, получим искомый профиль участка рабочей подачи. Для упрощения вычерчивания кривую профиля можно заменить двумя отрезками дуг окружностей. Обычно при профилировании кулачков рычаг с зубчатым сектором и суппортом не вычерчивают. Здесь они приведены для большей наглядности.

Существует другой способ построения профиля кулачка, более простой и удобный, но менее точный (рис. 171,а). Допустим, что между делениями  $m_1$  и  $m_2$  располагается участок рабочей подачи с радиусами  $R_0$  и  $R$  в начале и в конце участка. Делим дугу  $m_1m_2$  на несколько равных частей и через

224

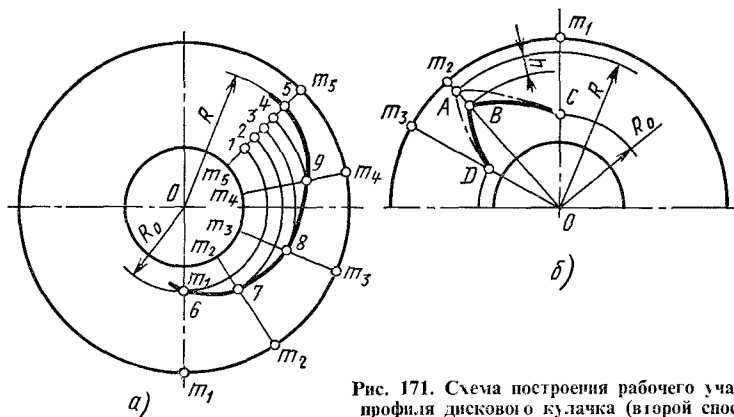


Рис. 171. Схема построения рабочего участка профиля дискового кулачка (второй способ)

точки  $m_1, m_2, m_3, m_4$  и  $m_5$  проводим прямые в виде радиусов. Засаекаем из точки  $O$  радиусами  $R_0$  и  $R$  точки 5 и 6. Описываем окружность радиусом  $O-6$  до пересечения в точке 1 и участок прямой 1-5 делим на то же число равных частей, что и дугу  $m_1m_5$ . В результате этого получим точки 2, 3 и 4. Проводим радиусом  $O-4$  окружность до пересечения с прямой  $m_4m_4$  в точке 9, затем окружность радиусом  $O-3$ —до пересечения с прямой  $m_3m_3$  в точке 8 и т. д. Полученные таким образом точки 7, 8 и 9 вместе с точками 5 и 6 соединяем плавной кривой, которая и будет представлять собой искомый профиль.

Построение участка профиля кулачка для нарезания резьбы имеет некоторую особенность. Для того чтобы плашка не срывала резьбу, при нарезании резьбы суппорт должен несколько отставать от инструмента, а при свинчивании — опережать его. Плашкодержатель имеет для этой цели компенсирующую пружину. Это отставание и опережение достигается следующим образом (рис. 171,б). Допустим, что участок нарезания резьбы располагается между  $m_1$  и  $m_2$  делениями кулачка с радиусами начала  $R_0$  и конца  $R$ . На участке  $m_1m_2$  нарезается резьба, на участке  $m_2m_3$  свинчивается плашка. Принимая во внимание подачу суппорта по шагу нарезаемой резьбы, обычным способом строят кривую профиля  $CAD$  (штриховая линия). От точки  $A$  откладывают в сторону центра  $O$  величину  $h$  (обычно 1–2 мм) и полученную точку  $B$  соединяют с точками  $C$  и  $D$ . Кривая  $CBD$  будет искомой. Кроме участка рабочей подачи, кулачки имеют участки, предназначенные для быстрого подвода инструмента к детали и быстрого отвода его после окончания обработки. Эти участки вычерчивают по специальным шаблонам в зависимости от времени цикла обработки (рис. 172). Верхняя часть шаблона предназначена для профилирования кулачков револьверной головки, нижняя — для кулачков поперечных суппортов.

Для движения всех суппортов и исполнительных механизмов необходимо так проектировать кулачки, чтобы операции проходили в заданной последовательности с минимальной потерей времени между отдельными переходами. Поэтому прежде всего надо установить размеры отдельных участков (углов поворота) кулачка в зависимости от длительности переходов, а затем расположить их в определенном порядке. За время одного

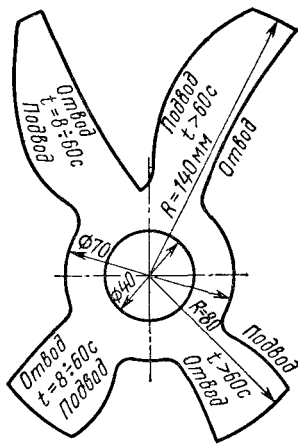


Рис. 172. Шаблон для вычерчивания участков быстрого подвода и отвода суппортов

цикла обработки кулачок с распределительным валом делает один оборот, т. е. поворачивается на  $360^\circ$ , или на 100 делений. Поэтому размеры участков удобнее всего выражать числом делений кулачков, а их расположение обозначать номерами начального и конечного деления. При распределении участков учитывают как рабочие, так и вспомогательные движения. Кулачки различных суппортов проектируют отдельно, однако увязывая их между собой. Наиболее сложным является кулачок револьверного суппорта, поскольку он управляет работой многих инструментов.

В общем виде размеры участков кулачка можно определить, исходя из следующих соображений. За один цикл обработки шпиндель совершает  $n_{ц}$  оборотов, а кулачок поворачивается на 100 делений. Таким образом, повороту кулачка на одно деление соответствует  $0,01 n_{ц}$  оборотов шпинделя. Деля на данную величину количество оборотов шпинделя, потребное для осуществления рабочего и вспомогательного ходов, можно получить число делений кулачка для каждого перехода. Однако в практике такой прием часто затруднителен, особенно при медленном вращении кулачков. Величина участка кулачка, соответствующая переключению револьверной головки, может оказаться настолько малой, что ролик не сможет уместиться на кулачке при переходе с одного рабочего участка на другой. Поэтому целесообразно расчет вести в зависимости от времени обработки детали (табл. 5).

Таблица 5

Число делений кулачка на вспомогательные операции

Операция	Время обработки одной детали, с					
	8-16	17-20	22-32	34-65	66-100	101-270
Подачи и зажим прутка	13-7	6	5-4	3	2	1
Первое переключение револьверной головки . . .	9-5	4	3	2	2	1
Каждое следующее переключение револьверной головки . . . . .	9-5	4	4	3	3	3

Если  $U_b$  — число делений кулачка, приходящееся на все вспомогательные движения, то для рабочих ходов остается  $100 - U_b$  делений. Тогда число оборотов шпинделя, соответствующее одному делению рабочих ходов,

$$q = \frac{n_{пх}}{100 - U_b}, \quad (25)$$

а число делений кулачка на каждый рабочий переход

$$U = n_{пх}/q, \quad (26)$$

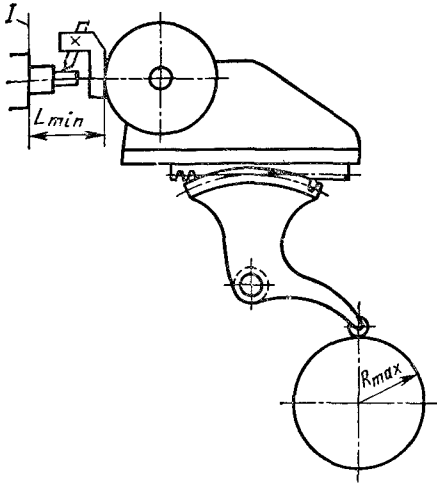
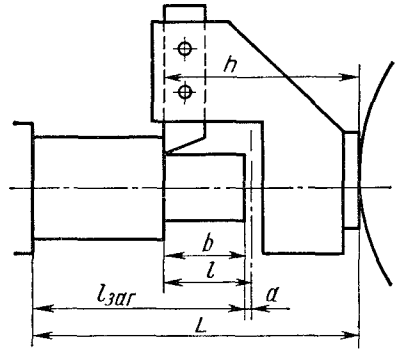


Рис. 173. Схема для определения радиус-вектора кулачка в начале и конце перехода

Рис. 174. Определение расстояния от цапги до револьверной головки



где  $n_{px}$  — число оборотов шпинделя за время всех рабочих переходов;  $n_p$  — число оборотов шпинделя за время данного рабочего перехода.

Положение суппорта относительно какой-либо неподвижной плоскости, например, плоскости  $I$  цапги (рис. 173), зависит от положения ролика на дисковом кулачке. Если ролик занимает положение, соответствующее наибольшему радиусу кулачка  $R_{max}$ , то расстояние от револьверной головки до плоскости цапги будет минимальным ( $L_{min}$ ). Если в конце перехода револьверная головка остановится от цапги на расстоянии  $L = L_{min}$ , то радиус кулачка в конце хода (см. рис. 170, 171)  $R = R_{max}$ , а в начале хода

$$R_0 = R_{max} - l,$$

где  $l$  — рабочий путь инструмента.

В общем случае  $L \neq L_{min}$ ; пусть

$$L - L_{min} = \Delta L,$$

тогда радиус-векторы конца и начала профиля рабочего участка кулачка

$$R = R_{max} - \Delta L; R_0 = R_{max} - \Delta L - l. \quad (27)$$

Величина  $L_{min}$  обычно приводится в паспорте автомата, а значением  $\bar{L}$  задаются или определяют его расчетным путем. По рис. 174

$$L = l_{заг} - b + h, \quad (28)$$

где  $l_{заг}$  — длина выступающей части заготовки; обычно

$$l_{заг} = l_d + B + 5 \text{ мм}; \quad (29)$$

$l_d$  — длина детали;  $B$  — ширина отрезного резца;  $b$  — длина протачивания или расстояние от инструмента в конечном положении до правого торца детали без учета величины  $a$  ( $a$  — путь резца при медленном подходе к детали);  $h$  — расстояние от плоскости режущей кромки резца до револьверной головки.

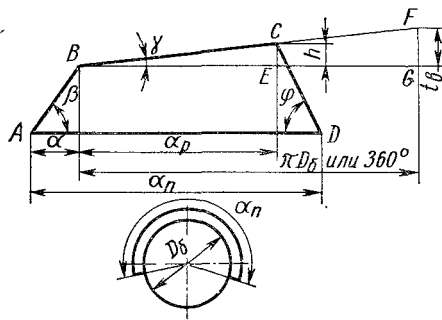


Рис. 175. Элементы профиля цилиндрического кулачка

**Расчет и проектирование цилиндрических кулачков.** На рис. 175 показаны элементы цилиндрического кулачка, развернутого на плоскости. При этом винтовые линии отдельных участков кулачка на развертке имеют вид прямых. Кулачок состоит из следующих элементов: участка  $AB$  быстрого

подвода суппорта, угла  $\beta$  подъема этого участка, участка  $BC$  рабочей подачи суппорта, величины  $h$  наибольшего хода суппорта на этом участке, угла  $\gamma$  подъема участка  $BC$ , участка  $CD$  быстрого отвода суппорта, угла  $\varphi$  подъема этого участка, угла  $\alpha_n$  полного обхвата кулачка, угла  $\alpha_p$  рабочего участка кулачка. Углы подъема участков быстрого подвода и отвода обычно принимают:  $\beta = 30 \div 40^\circ$ ,  $\varphi = 55 \div 60^\circ$ . Угол  $\gamma$  определяется в зависимости от принятой величины хода  $h$ . Полный угол обхвата кулачка  $\alpha_n$  для станков различной конструкции колеблется в пределах  $120-240^\circ$ .

Величину подачи суппорта от цилиндрического кулачка вычисляют, как и для винтовой передачи, по формуле

$$1 \text{ об. шп. } i i_p t_b = s \text{ мм/об,}$$

где  $i$  — передаточное отношение от шпинделя до распределительного вала, на котором установлен кулачок;  $i_p$  — передаточное отношение рычагов, передающих движение от кулачков к суппорту;  $t_b$  — шаг винтовой линии рабочих участков кулачка.

Согласно рис. 175 из подобия треугольников  $BCE$  и  $BFG$

$$\alpha_p / 360^\circ = h / t_b.$$

Отсюда

$$t_b = \frac{360^\circ}{\alpha_p} h \text{ или } t_b = \pi D_6 \operatorname{tg} \gamma,$$

где  $D_6$  — диаметр барабана.

**Примеры расчета настройки.** Пример 1. Рассчитать настройку револьверного автомата 1Б140 для изготовления винта (табл. 6).

1. Разработка технологического процесса. На рис. 176 представлена схема технологического процесса. Переходы 1–3, 5, 6 осуществляются револьверным суппортом, переход 4 — передним и задним суппортами, переход 7 — вертикальным. Все операции рабочих и вспомогательных ходов в установленной последовательности заносим в расчетный лист настройки, отдельно для каждого суппорта.

2. Выбор режимов резания. По нормативам режимов резания для обработки стали 12 резцами из быстрорежущей стали P18 устанавливаем следующие режимы резания: скорость резания — для обтачивания и отрезки  $v_1 = 65$  м/мин, для нарезания резьбы  $v_2 = 8$  м/мин; подачи — для продольного точения  $s_1 = 0,12$  мм/об, для поперечного точения  $s_2 = 0,5$  мм/об, для отрезки  $s_3 = 0,04$  мм/об. Величины подач заносим в графу 3 расчетного листа.

3. Определение частоты вращения шпинделя: при протачивании и отрезке

$$n_{\text{шп1}} = \frac{1000 v_1}{\pi d} = \frac{1000 \cdot 65}{3,14 \cdot 24} = 863 \text{ об/мин;}$$

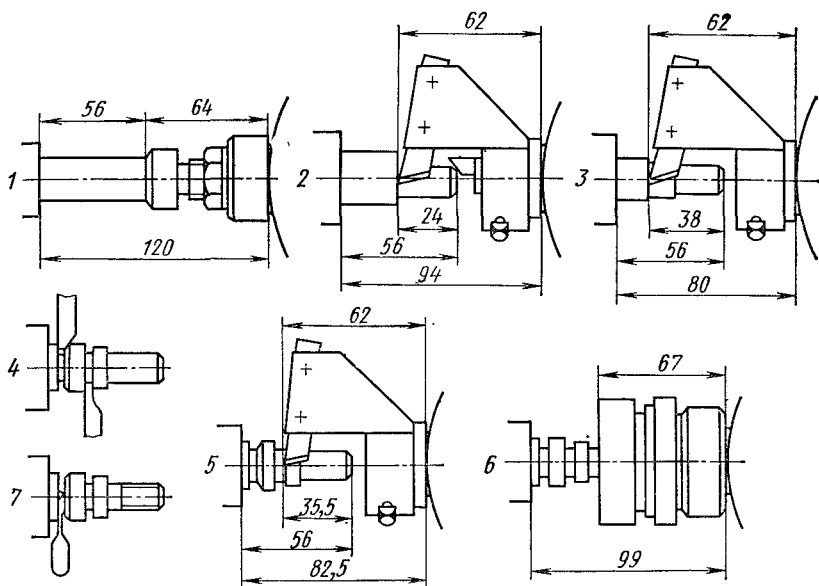


Рис. 176. Схема технологического процесса

при нарезании резьбы

$$n_{\text{шп}2} = \frac{1000}{\pi d_1} = \frac{1000 \cdot 8}{3,14 \cdot 16} = 159 \text{ об/мин.}$$

По паспорту станка подбираем ближайшую частоту вращения шпинделя: при протачивании и отрезке  $n_{\text{шп}1} = 800$  об/мин, при нарезании резьбы  $n_{\text{шп}2} = 160$  об/мин.

Фактические скорости резания:

$$v_1 = \frac{\pi d n_{\text{шп}1}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 24 \cdot 800}{1000} = 60,5 \text{ м/мин;}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_1 n_{\text{шп}2}}{1000} = \frac{3,14 \cdot 16 \cdot 160}{1000} = 8,05 \text{ м/мин,}$$

что допустимо.

По паспорту станка подбираем сменные колеса в коробке скоростей с целым зубьев  $a_1 = 25$ ,  $b_1 = 70$ . В качестве расчетной частоты вращения шпинделя принимаем  $n = 800$  об/мин. Коэффициент соответствия при нарезании резьбы

$$k = \frac{n_{\text{шп}1}}{n_{\text{шп}2}} = \frac{800}{160} = 5,$$

4. Определение рабочего пути инструмента. Операция 2 – протачивание участка под резьбу:  $M16 \times 2$ :

$$l_2 = a + b_2 = 0,5 + 24 = 24,5 \text{ мм,}$$

где  $a$  – участок пути медленного подвода инструмента.

Операция 3 – черновое протачивание поверхности диаметром 20 мм (до 20,5 мм):

$$l_3 = a + b_3 = 0,5 + 14 = 14,5 \text{ мм.}$$

Операция 4 – протачивание канавки:

$$l_4 = a + 0,5(d_{\text{заг}} - d) = 0,5 + 0,5(20,5 - 18) = 1,75 \text{ мм.}$$

Операция 4 – подрезка и снятие фаски  $1 \times 45^\circ$ ; принимаем  $l_4' = 3$  мм.

Операция 5 – чистовое протачивание поверхности диаметром 20 мм:

$$l_5 = a + b_5 + 0,5 = 0,5 + 11 + 0,5 = 12 \text{ мм,}$$

где 0,5 – перебор инструмента, мм.

## Расчетный лист настройки автомата 1Б140

Эскиз детали 	Материал — сталь 12 автоматная, колюброванная, диаметр прутка 24 мм	
	Частота вращения шпинделя, об/мин, при obtachивании — 800, при нарезании резьбы — 160	Сменные колеса коробки скоростей $a = 25, b = 70$
	Скорость резания, м/мин, при obtachивании 60,5, при нарезании резьбы 8 05	
	Число оборотов, потребное для обработки одной детали, 1050	
Рабочее время 80,1 с		
Сменные колеса коробки подач $a = 73, b = 27, c = 35, d = 65, e = 30, f = 70$		

Суппорты № опис рации	Наименование операции и перехода	Ход инструмента, мм	Подача, мм об	Обороты шпинделя		Деление кулачка число делений	Деление кулачка № делений		Радиусы кулачка, мм				
				для соответ- ство хода	принимашющие- ся во внимание		для вспомога- тельных ходов	для рабочих хо- дов	От	До	в начале пере- хода	в конце пере- хода	
	1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Подача прутка до упора	1	—	—	—	—	3	—	0	3	120	95	—95
	Переключение 1 олован	1	1	1	1	2	—	—	3	5	—	—	—
Револьверный	Протачивание поверхности под резьбу М16 × 2 и снятие фаски	24,5	0,12	205	205	—	—	19	5	24	94	96,5	121





Операция 6 – нарезание резьбы

$$l_6 = t(m + 2) = 2(10 + 2) = 24 \text{ мм,}$$

где  $t$  – шаг резьбы,  $m$  – число витков резьбы на нарезаемом участке

Операция 7 – отрезка Учитывая, что при подрезке и снятии фаски была проточена поверхность диаметром 22 мм и принимая в расчет ширину прорезного резца  $B = 3$  мм, получим

$$l_7 = a + 0,5d + c + 0,5 = 0,5 + 11 + 1 + 0,5 = 13 \text{ мм,}$$

где  $c = 0,3 B$  – величина добавочного хода резца для зачистки торца

Найденные значения рабочего пути заносим в графу 2 расчетного листа

5 Определение числа оборотов шпинделя, необходимого для выполнения каждого рабочего перехода Операция 2 – протачивание участка под резьбу  $M16 \times 2$ .

$$n_2 = \frac{l_2}{s_1} = \frac{24,5}{0,12} = 205 \text{ об}$$

Операция 3 – черновое протачивание поверхности диаметром 20 мм:

$$n_3 = \frac{l_3}{s_1} = \frac{14,5}{0,12} = 121 \text{ об.}$$

Операция 4 – протачивание канавки

$$n_4 = \frac{l_4}{s_2} = \frac{1,75}{0,05} = 35 \text{ об.}$$

Операция 4 – подрезка и снятие фаски

$$n_4 = \frac{l_4}{s_2} = \frac{3}{0,05} = 60 \text{ об}$$

Операция 5 – чистовое протачивание поверхности диаметром 20 мм:

$$n_5 = \frac{l_5}{s_1} = \frac{12}{0,12} = 100 \text{ об}$$

Операция 6 – нарезание резьбы  $M16 \times 2$

$$n_6 = \frac{l_6}{t} k = \frac{24}{2} 5 = 60 \text{ об.}$$

Операция 6 – свинчивание плашки

$$n'_6 = \frac{l_6}{t} = \frac{24}{2} = 12 \text{ об.}$$

Операция 7 – отрезка:

$$n_7 = \frac{l_7}{s_3} = \frac{13}{0,04} = 325 \text{ об}$$

Полученные значения заносим в графу 4 расчетного листа В графу 5 вписываем число оборотов шпинделя приходящееся на неперекрываемые рабочие переходы Суммируя данные графы 5, находим общее число оборотов шпинделя, потребное для осуществления всех рабочих переходов

$$\sum n_{р.х} = 205 + 121 + 100 + 60 + 12 + 60 + 325 = 883 \text{ об}$$

6 Предварительное определение времени одного цикла Время, потребное для осуществления рабочих ходов,

$$t_{р.х} = \frac{60n}{n_{шпд}} = \frac{60 \cdot 883}{800} = 66 \text{ с}$$

Согласно паспорту станка время необходимое для подачи и зажима прутка,  $t_n = 1$  с, время одного поворота револьверной головки  $t_{пг} = 1$  с

Принимая время отхода отрезного резца равным  $t_{от} = 1$  с, определим продолжительность вспомогательных ходов

$$t_{в.х} = t_n + mt_{пг} + t_{от} = 1 + 4 \cdot 1 + 1 = 6 \text{ с,}$$

где  $m$  – число поворотов револьверной головки.

Общее время одного цикла

$$T = t_{рх} + t_{вх} = 66 + 6 = 72 \text{ с}$$

7 Определение чисел делений кулачков для осуществления вспомогательных ходов По паспорту станка принимаем для подачи и зажима прутка три деления для первого поворота револьверной головки два деления и для последующих поворотов по три деления для переключения направления и частоты вращения шпинделя одно деление, для отхода отрезного резца одно деление

Полученные деления заносим в графу 6 расчетного листа Деления, соответствующие двум поворотам револьверной головки после шестой операции, не учитываем Время в течение которого совершаются указанные движения перекрывается Общее число делений кулачка, потребное для всех вспомогательных ходов составляет 16

8 Определение числа делений кулачков для осуществления рабочих ходов Число делений кулачков на все рабочие движения  $100 - 16 = 84$  Число оборотов шпинделя, соответствующее одному делению участков рабочих ходов, определяем по уравнению (25)

$$q = \frac{n_{рх}}{100 - U_{в}} = \frac{883}{84} = 10,5 \text{ об/дел}$$

Число делений кулачка, приходящееся на каждый рабочий переход, находим согласно равенству (26)

Операция 2 – протачивание участка под резьбу M16 × 2

$$U_2 = \frac{n_2}{q} = \frac{205}{10,5} = 19,4, \text{ принимаем } 19 \text{ делений}$$

Операция 3 – черновое протачивание поверхности диаметром 20 мм:

$$U_3 = \frac{n_3}{q} = \frac{121}{10,5} = 11,5 \text{ принимаем } 11 \text{ делений}$$

Операция 4 – протачивание канавки (перекрывается)

$$U_4 = \frac{n_4}{q} = \frac{35}{10,5} = 3,3, \text{ принимаем три деления}$$

Операция 4 – подрезка и снятие фаски

$$U_4 = \frac{n_4}{q} = \frac{60}{10,5} = 5,7, \text{ принимаем шесть делений}$$

Операция 5 – чистовое протачивание поверхности диаметром 20 мм

$$U_5 = \frac{n_5}{q} = \frac{100}{10,5} = 9,5, \text{ принимаем } 10 \text{ делений}$$

Операция 6 – нарезание резьбы M16 × 2

$$U_6 = \frac{n_6}{q} = \frac{60}{10,5} = 5,7, \text{ принимаем шесть делений}$$

Операция 6 – свинчивание патшки

$$U'_6 = \frac{n_6}{q} = \frac{12}{10,5} = 1,2, \text{ принимаем одно деление}$$

Операция 7 – отрезка

$$U_7 = \frac{n_7}{q} = \frac{325}{10,5} = 30,9, \text{ принимаем } 31 \text{ деление}$$

Полученное число делений заносим в графу 7 расчетного листа В зависимости от числа делений принятых для рабочих и вспомогательных ходов распределяем участки кулачков револьверного и поперечных суппортов по порядку операции устанавливая их границы нумерацией делений

В графе 8 расчетного листа указаны номера делений, от которых начинается участок а в графе 9 – номера делений которыми он заканчивается

9 Определение производительности автомата Имея в виду, что одному делению кулачка соответствует 10,5 оборотов шпинделя, для осуществления полного цикла обработки детали

потребуется

$$n_{ц} = 10,5 \cdot 100 = 1050 \text{ об.}$$

Время, потребное для изготовления одной детали,

$$T = \frac{60n_{ц}}{n_{шп1}} = \frac{60 \cdot 1050}{800} \approx 79 \text{ с.}$$

Технологическая производительность станка

$$Q = \frac{n_{шп}}{n_{ц}} = \frac{800}{1050} = 0,76 \text{ шт мин} = 45,6 \text{ шт/ч.}$$

Принимаем по паспорту станка  $T = 80,1$  с, тогда фактическая производительность станка

$$Q_{\text{факт}} = \frac{3600}{T} = \frac{3600}{80,1} = 45 \text{ шт/ч.}$$

10 Подбор сменных колес на гитаре распределительного вала В соответствии со штучным временем  $T = 80,1$  с по паспорту станка подбираем сменные зубчатые колеса  $a = 73$ ,  $b = 27$ ,  $c = 35$ ,  $d = 65$ ,  $e = 30$ ,  $f = 70$

11. Определение расстояния от револьверной головки до цанги в конце каждого перехода. Имея в виду длину детали  $l_d = 48$  мм и ширину отрезного резца  $B = 3$  мм, найдем длину выступающей части прутка

$$l_{\text{заг}} = l_d + B + 5 = 48 + 3 + 5 = 56 \text{ мм,}$$

где 5 — расстояние от цанги до отрезного резца, мм.

Наименьшее расстояние от револьверной головки до цанги  $L_{\text{мин}}$  определяем по паспорту. Для данного станка  $L_{\text{мин}} = 75$  мм

Расстояние между револьверной головкой и цангой с учетом размеров державок (рис 176) и уравнений (28) и (29) для операции 1

$$L_1 = l_{\text{заг}} + l_{\text{упора}} = 56 + 64 = 120 \text{ мм, } \Delta L_1 = 45 \text{ мм,}$$

операции 2

$$L_2 = l_{\text{заг}} - l_2 + h_2 = 56 - 24 + 62 = 94 \text{ мм, } \Delta L_2 = 19 \text{ мм;}$$

операции 3

$$L_3 = l_{\text{заг}} - l_3 + h_3 = 56 - 38 + 62 = 80 \text{ мм, } \Delta L_3 = 5 \text{ мм;}$$

операции 5

$$L_5 = l_{\text{заг}} - l_5 + h_5 = 56 - 35,5 + 62 = 82,5 \text{ мм, } \Delta L_5 = 7,5 \text{ мм;}$$

операции 6

$$L_6 = l_{\text{заг}} - l_6 + h_6 = 56 - 24 + 67 = 99 \text{ мм, } \Delta L_6 = 24 \text{ мм.}$$

Величины  $L_1 - L_6$  заносим в графу 10 расчетного листа

12 Определение радиусов кулачка револьверной головки По паспорту станка максимальный радиус кулачка револьверной головки  $R_{\text{max}} = 140$  мм, минимальный  $R_{\text{мин}} = 60$  мм. Радиусы кулачка в конце ( $R$ ) и в начале ( $R_0$ ) перехода находим по уравнениям (27) для операции 1

$$R_1 = 140 - 45 = 95 \text{ мм, } R_{01} = 95 \text{ мм,}$$

операции 2

$$R_2 = 140 - 19 = 121 \text{ мм, } R_{02} = 121 - 24,5 = 96,5 \text{ мм;}$$

операции 3

$$R_3 = 140 - 5 = 135 \text{ мм, } R_{03} = 135 - 14,5 = 120,5 \text{ мм;}$$

операции 5

$$R_5 = 140 - 7,5 = 132,5 \text{ мм, } R_{05} = 132,5 - 12 = 120,5 \text{ мм;}$$

операции 6

$$R_6 = 140 - 24 = 116 \text{ мм, } R_{06} = 116 - 24 = 92 \text{ мм}$$

Полученные данные заносим в графы 11 и 12 расчетного листа

13 Определение радиусов кулачков поперечных суппортов Обычно радиус кулачков поперечных суппортов в конце перехода принимается равным  $R_{\text{max}}$ , а в начале перехода определяется расчетом По паспорту для данного станка  $R_{\text{max}} = 80$  мм Для операции 4 (передний суппорт)  $R_4 = 80$  мм,  $R_{04} = 80 - 1,75 = 78,25$  мм, для операции 4 (задний суппорт)  $R_4 = 80$  мм;

$R_{04}' = 80 - 3 = 77$  мм; для операции 7 (верхний суппорт)  $R_7 = 80$  мм,  $R_{07} = 80 - 13 = 67$  мм. Полученные данные заносим в расчетный лист (табл 7)

На рис 177 представлены профили дисковых кулачков, построенные на основании расчетного листа Суппорты, не участвующие в работе, обычно отводятся в крайнее положение. Участки кулачков в этом случае очерчивают по окружности радиусом, равным минимальному радиусу кулачков.

Таблица 7

Расчетный лист настройки автомата 1240-6

Эскиз детали			Зубчатые колеса		Частота вращения шпинделя			
			$a_1 = 39$	$b_1 = 35$	299 об/мин			
			Распределительный вал					
			Зубчатые колеса,		Передаточное отношение		Частота вращения, об/мин	
			$a = 33$	$b = 49$	0 0017		0,5	
Шестишпиндельный автомат 1240-6								
Деталь — штуцер проходной $\frac{1}{2}$			Материал — сталь 35		Заготовка — шестигранный пруток			
Позиция	Ход	Переход	Длина обработ-ки, мм	Рабочий ход, мм	Обозначение ку-лачка	Подача, мм об	Скорость реза-ния, м/мин	
1	2	3	4	5	6	7	8	
I	Продольный Поперечный	Центровка до диаметра 21 мм Подрезка торца	10 4	26 5,5	— 10	0,120 0,026	19,7 25,4	
II	Продольный	Сверление до диаметра 14 мм Прогаивание поверхности до диаметра 26,5 мм	22 15,5	26 26	— —	0,120 0,120	13,2 31,9	
III	Продольный Поперечный	Сверление до диаметра 14 мм Фасонирование до диаметра 26,5 мм	20 4	26 5,5	— 10	0,120 0,026	13,2 31,9	
IV	Продольный Поперечный	Предварительное зенкерование конуса $37^\circ$ Фасонирование всего профиля	10 1,0	26 2,7	— 5	0,120 0,0129	20,6 31,9	
V	Продольный	Зенкерование окончательное конуса $37^\circ$	0,5	4,0	—	0,018	20,6	
VI	Поперечный	Отрезка с диаметра 25 мм	5,5	8,0	10	0,0378	23,5	
Рабочий угол $140^\circ$					Производительность, шт ч			
Угол вспомогательных ходов $220^\circ$			Время рабочего хода Время вспомогательных ходов Общее машинное время	49,4 с 2,7 с 52,1 с	Теоретическая $Q_T' = 69$ С учетом 20% потерь $Q_\Phi = 55$			

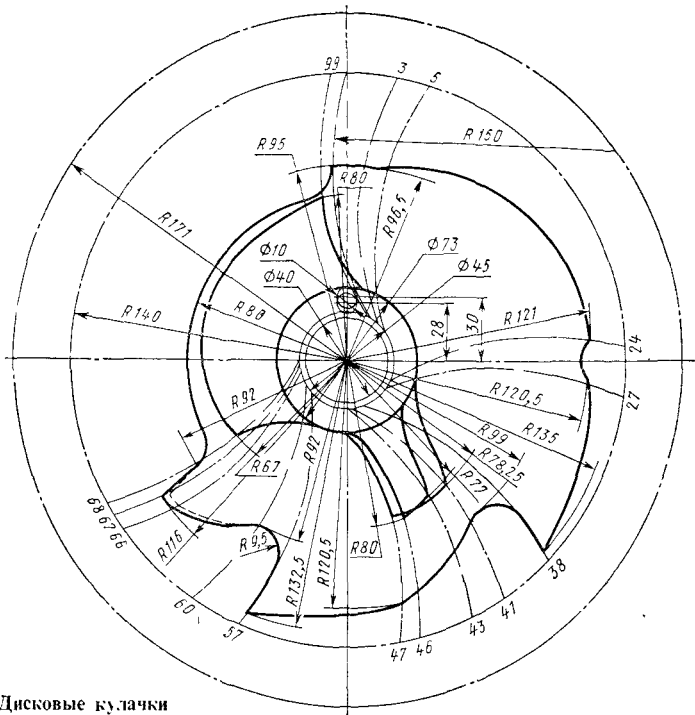


Рис. 177. Дисковые кулачки

Участок кулачка револьверной головки, который служит для нарезания резьбы, понижаем при изготовлении кулачка на 1–2 мм (на рисунке показано штриховой линией), чтобы и ташка при нарезании резьбы имела свою ший ход для обеспечения ее нормальной работы. Число сотых, занимаемых роликом, зависит от размера кулачка:

Радиус кулачка, мм . . . . .	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95
Число сотых, занимаемых роликом . . . . .	6,5	6,0	5,5	5,0	4,5	4,5	4,5	4,0	4,0	3,5	3,5	3,5

Пример 2 Рассчитать настройку шестипиндельного токарного автомата 1240-6 для обработки штуцера из шестипиндельного прутка (табл. 7).

Переходы технологического процесса обработки штуцера представлены на рис. 178. После разработки технологического процесса в расчетном листе заполняются графы 2 и 3, а по заданным в чертеже детали размерам в графе 4 указывается длина обработки. Далее, к длине обработки прибавляется длина хода подвода инструмента и заполняется графа 5 — длина рабочих ходов суппортов. В данном случае надо учитывать, имеет ли инструмент зависимую или независимую подачу.

Инструмент продольного суппорта, установленный в позициях I–IV, будет иметь одинаковый рабочий ход, так как перемещается от одного кулачка продольного суппорта. Поэтому величину хода инструмента принимаем по наибольшему рабочему ходу, т. е. 26 мм (в позиции III)

Инструмент (зенкер), установленный в позиции V продольного суппорта в приспособлении с независимой подачей, будет иметь свою величину рабочего хода. Инструмент поперечных суппортов также может иметь независимую величину рабочего хода

• В графе 6 даны обозначения стандартных кулачков, применяемых для поперечных суппортов:  $P_{II} = 10$  обозначает кулачок, с помощью которого можно получить ход суппорта 5,5–11 мм; от кулачка  $P_{II} = 5$  можно получить ход суппорта 2,7–5,5 мм.

В графу 7 заносим принятую для каждого перехода подачу, которую определяем по нормативам к заданным технологическим условиям обработки. Для каждого из поперечных суппортов и для позиции V продольного суппорта принимаем независимую от других величину подачи. Для остальных позиций продольного суппорта подача является одинаковой

Рис. 178. Технологический процесс обработки

и принимается по лимитирующей операции (в данном случае по операции сверления)

По наиболее тяжелой операции выбираем скорость резания. Для нашего примера такой операцией является профичирование в позиции IV. Скорость резания для этой операции по нормативам режимов резания принимаем равной 35 м/мин. Тогда частота вращения шпинделя

$$n_{\text{шп}} = \frac{1000}{\pi v} = \frac{1000 \cdot 35}{3,14 \cdot 34} \approx 328 \text{ об/мин.}$$

По паспорту станка берем ближайшее меньшее значение  $n_{\text{шп}} = 299$  об/мин, тогда фактическая скорость резания  $v = 31,9$  м/мин. По принятой частоте вращения шпинделей находим фактические скорости резания и для других операций. Для получения  $n_{\text{шп}}$  надо установить сменные зубчатые колеса с числом зубьев  $a_1 = 39$ ,  $b_1 = 35$  при зацеплении зубчатых колес 6 и 7 в коробке скоростей автомата (см. рис. 164). Эти данные заносим в расчетный лист.

Определяем требуемое число оборотов шпинделя для наиболее длительной операции (позиция II):

$$n = \frac{l}{s} = \frac{26}{0,12} \approx 220 \text{ об.}$$

Отсюда можно определить время  $t_{\text{II}}$ , за которое должна быть выполнена данная операция:

$$t_{\text{II}} = \frac{n \cdot 60}{n_{\text{шп}}} = \frac{220 \cdot 60}{299} \approx 44,1 \text{ с.}$$

За это время распределительный вал повернется на  $135,5^\circ$  (расчетный угол поворота распределительного вала на рабочей частоте вращения). Кроме того, требуется время на включение муфты быстрого вращения распределительного вала; в течение этого времени распределительный вал повернется еще на  $4,5^\circ$ . Таким образом, рабочее вращение распределительного вала должно произойти на угол  $135,5 + 4,5 = 140^\circ$ , и время, необходимое для выполнения наиболее длительной операции, увеличится пропорционально отношению  $\frac{140}{135,5}$ , а именно

$$t_{\text{II}} = 44,1 \cdot \frac{140}{135,5} = 45,5 \text{ с.}$$

По паспорту станка подбираем ближайшее большее время, которое равно 49,4 с; ему соответствуют сменные колеса  $a = 33$  и  $b = 49$

Продолжительность цикла  $t_{\text{II}} = t_{\text{II}} + t_{\text{B}} = 49,4 + 2,7 = 52,1$  с, где  $t_{\text{B}} = 2,7$  с — время быстрого поворота распределительного вала на  $350 - 140 = 220^\circ$  для выполнения вспомогательных операций.

Теоретическая производительность

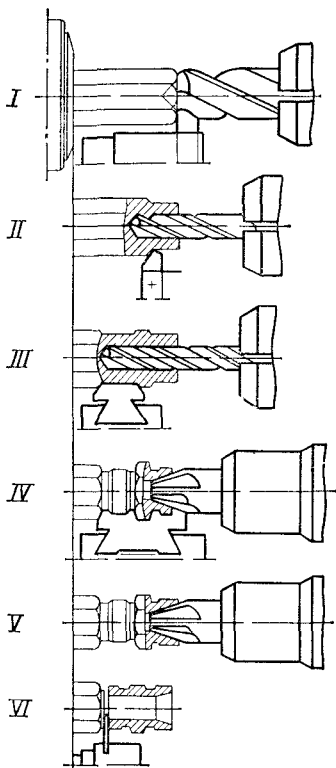
$$Q_{\text{т}} = \frac{3600}{T_{\text{II}}} = \frac{3600}{52,1} \approx 69 \text{ шт/ч.}$$

Фактическая производительность (с учетом потерь)

$$Q_{\text{ф}} = Q_{\text{т}} \eta_{\text{э}} = 69 \cdot 0,8 = 55 \text{ шт/ч.}$$

Потери включают время на подналадку станка, смену затупившегося инструмента, небольшой ремонт станка и т. п. В нашем примере потери приняты равными 20%.

Настройка автомата сводится к установке сменных зубчатых колес  $a_1 - b_1$  и  $a - b$ , необходимых для получения требуемой частоты вращения шпинделей и распределительного вала.



## Агрегатные станки

### 1. Общие понятия об агрегатных станках

Агрегатными называются специальные станки, которые состоят из нормализованных деталей и узлов (агрегатов). Станки предназначены для обработки сложных и ответственных деталей в условиях серийного и массового производства. Наибольшие технологические возможности станков обеспечиваются в том случае, когда обрабатываемая деталь в процессе резания неподвижна, а главное движение и движение подачи сообщаются режущим инструментам. Этим достигается наибольшая концентрация операций: можно производить обработку деталей одновременно с нескольких сторон многими режущими инструментами при автоматическом управлении рабочим циклом.

Агрегатные станки различают специальные и переналаживаемые, с полуавтоматическим и автоматическим циклами. Станки не требуют большой производственной площади, обеспечивают стабильную точность обработки, могут обслуживаться операторами невысокой квалификации, допускают многократное использование нормализованных деталей и узлов при настройке станка на выпуск нового изделия. Однако эти станки менее гибки при переналадке по сравнению с универсальными станками.

Наибольшее распространение получили агрегатные станки сверлильно-расточной и некоторых других групп. Они позволяют производить сверление, зенкерование, развертывание и растачивание отверстий, резьбонарезание и резьбонакатывание внутренних и наружных поверхностей, подрезание торцов, фрезерование и другие операции. Компоновка станков весьма разнообразна. Она зависит от формы, размеров и точности изготавливаемых деталей, расположения на них обрабатываемых поверхностей и принятого технологического процесса.

На рис. 179 показаны некоторые схемы компоновки агрегатных станков. Основными нормализованными элементами, из которых состоят станки, являются станина 1, стойка 6, основание 7, тумба 5 под приспособление 4, многопозиционный стол 9. Силовым органом станков является независимый агрегат силовой головки. Он состоит из самой головки 2 и шпиндельной коробки 3. Головка предназначена для осуществления главного движения и движения подачи. Она имеет самостоятельный привод. Шпиндельная коробка несет инструментальные шпиндели, вращающиеся от приводного вала силовой головки; движение подачи осуществляется вместе с корпусом головки или пинолью 10 (рис. 179, в) с насадкой 11.

На рис. 179, д показан агрегат, в котором силовая головка состоит из силового стола 8 и силовой головки 2. Стол 8 является независимым уз-

лом с индивидуальным приводом движения подачи. Смонтированная на нем силовая головка имеет свой привод, осуществляющий только главное движение. Такая конструкция силовой головки расширяет технологические возможности станка.

Количество силовых агрегатов и инструментальных шпинделей, расположение осей шпинделей в пространстве зависят от назначения станка. Различают станки одноагрегатные (рис. 179,а, б, г, д) и многоагрегатные (рис. 179,в, е), одношпиндельные и многошпиндельные, горизонтальные (рис. 179,а), вертикальные (рис. 179,г, д), наклонные (рис. 179,б, в), смешанные (рис. 179,е), односторонние (рис. 179,а, б, г, д) и многосторонние (рис. 179,в, е).

На однопозиционных станках (рис. 179,а, б, г) операция полностью заканчивается при одном постоянном положении детали. На многопозиционных станках (рис. 179, в, е) обработка деталей параллельно или последовательно осуществляется в нескольких позициях, в нескольких различных положениях относительно инструментов. Периодическое перемещение приспособлений вместе с обрабатываемыми деталями из одной позиции в другую производят при помощи многопозиционных столов: поворотных или с прямолинейным движением [33, 34].

## 2. Силовые головки

Силовые головки предназначены для сообщения инструменту главного движения, рабочей подачи и установочных перемещений. В большинстве случаев осуществляются циклы движений, включающие быстрый подвод

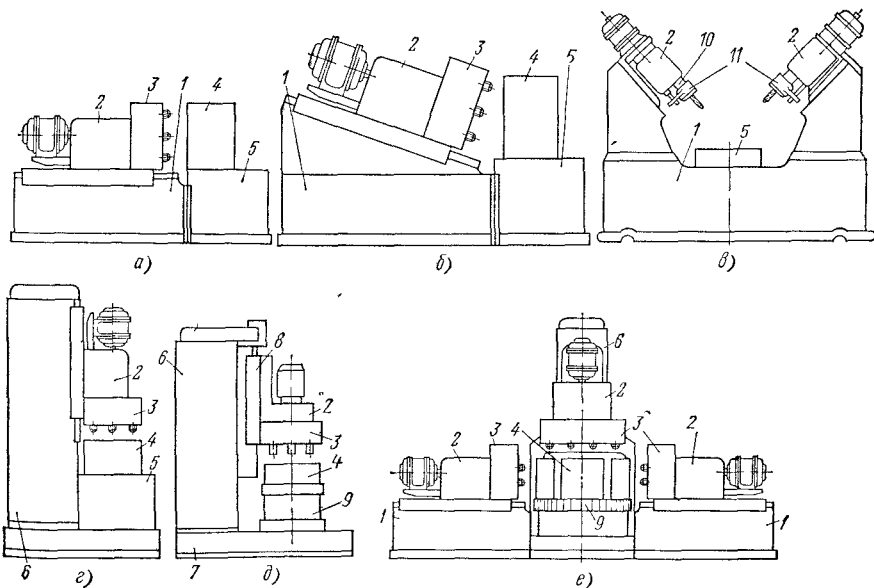


Рис. 179. Схемы компоновки агрегатных станков



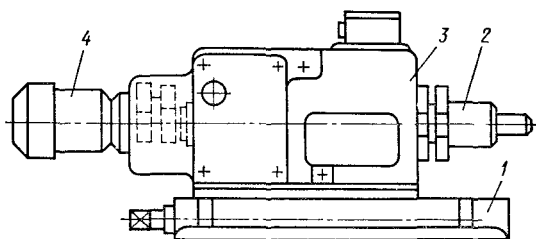


Рис. 180. Малогабаритная силовая головка с кулачковым приводом

инструмента, рабочую подачу (одну или две, в зависимости от технологического процесса) выдержку на жестком упоре (при необходимости), быстрый отвод и остановку в конце хода. Программа движений может быть различной и осуществляется автоматически.

Основными параметрами силовых головок, которые характеризуют их технологические возможности и служат основанием для выбора конструкции силовых узлов, являются мощность привода главного движения, наибольшая сила подачи, частота вращения приводного вала шпинделя головки, пределы подач, скорость быстрых перемещений, длина рабочего хода, точность переключения механизма подачи, габаритные размеры.

Существует несколько основных признаков классификации силовых головок. По типу подачи их делят на электромеханические (кулачковые и винтовые), гидравлические и пневмогидравлические. По конструктивному признаку головки бывают с выдвигной пинолью и с подвижным корпусом. Головки, у которых привод подачи встроен в корпус, называют самодействующими, в отличие от несамодействующих, у которых часть механизмов (насос, панель управления) вынесена за пределы головки.

На рис. 180 показана схема малогабаритной силовой головки ГС (02-06) с плоскокулачковым приводом подачи и выдвигной пинолью. Корпус 3 головки смонтирован на салазках 1, закрепляемых на станине. Во время работы корпус головки неподвижен; при наладке станка корпус можно вручную (при помощи винта) перемещать вдоль салазок. Если необходимо перемещать головку в процессе работы станка, применяют самоходные салазки. Приводной вал 2 вращается электродвигателем 4 при помощи ременной или зубчатой передачи.

Силовые головки мод. ГСМ-01, ГСМ-03 и ГСМ-04 показаны на рис. 181. От двигателя 4, через пару зубчатых колес и ременную передачу вращение передается через втулку 1 на шпиндель 2. Последний установлен внутри пиноли 3, которая является поршнем гидропривода подачи. При перемещении поршня вправо шпиндель скользит внутри втулки, с которой имеет подвижное шпоночное соединение. Для сверления отверстий диаметром менее 1 мм имеются головки с высокочастотным двигателем; шпиндель совершает до 24 000 об/мин.

Силовые головки данной группы применяют при обработке малогабаритных деталей с небольшой длительностью цикла и малой длиной хода инструмента (до 150 мм). Наша станкостроительная промышленность выпускает гамму головок различных размеров с условным диаметром сверления до 16 мм, мощностью привода 0,27–3 кВт, силой подачи 0,4–6,3 кН, с частотой вращения до 9000 об/мин.

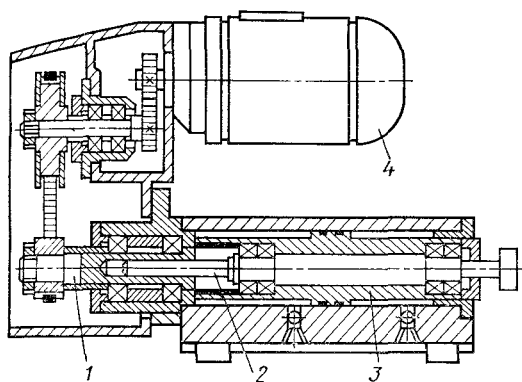


Рис. 181. Малогабаритная силовая головка с гидравлическим приводом

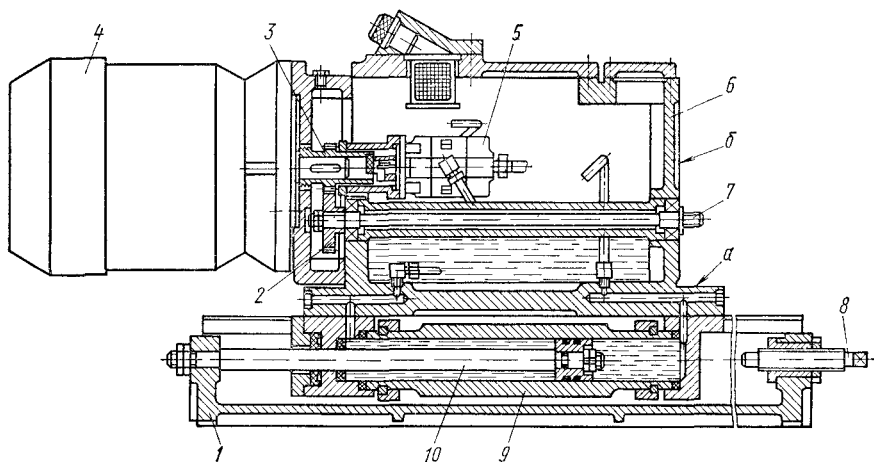


Рис. 182. Силовая головка с гидравлическим приводом

На рис. 182 показана самодействующая силовая головка с подвижным корпусом и гидравлическим приводом подачи. В направляющих салазках (или направляющих станины) 1 установлен корпус 6 головки. С левой его стороны размещен электродвигатель 4, который с помощью колес 3—2 вращает приводной вал 7, расположенный внутри литой трубы корпуса. Правый конец трубы входит в корпус шпindelной коробки, устанавливаемой на плоскость *a* и закрепляемой на плоскости *б*. Внутри корпуса силовой головки находится один или два гидронасоса 5 с приводом от того же электродвигателя. Перемещение головки ограничивает винт 8.

Вся гидравлическая аппаратура скомпонована в едином агрегате — гидравлической панели. У самодействующих головок она монтируется в одной из боковых стенок корпуса. В нижней части корпуса головки установлен силовой цилиндр 9. Его шток 10 неподвижно закреплен в приливе салазок или станины 1. На боковых поверхностях силовой головки устанавливают упоры, воздействующие на электрическую и гидравлическую аппаратуру управления.

Гидравлические головки, выпускаемые отечественной промышленностью, имеют несколько разновидностей гидравлических схем, в зависи-

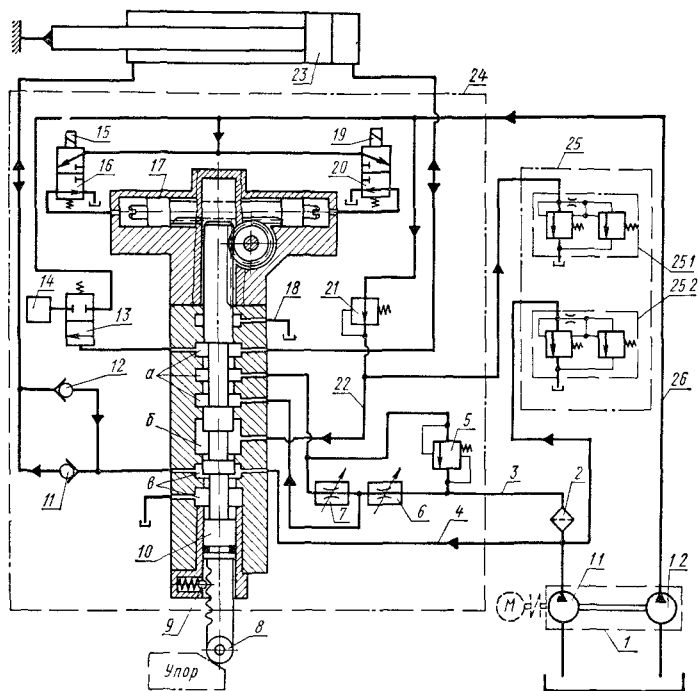


Рис. 183. Гидравлическая схема силовой головки

мости от номера габарита головки (2—7). В них применяют дроссельное регулирование на входе, что признано наиболее оптимальным для агрегатных станков.

На рис. 183 представлена гидравлическая схема привода подачи силовых головок 2-го и 3-го габаритов серии ЗУ. В этих головках применяют преимущественно дроссельное регулирование подачи с использованием дифференциального включения силового цилиндра на входе (см. ниже). Схема включает сдвоенный насос 1 (1.1 — рабочей подачи, 1.2 — быстрых ходов), гидропанель 24 и цилиндр 23 с закрепленным штоком.

Потоки масла распределяются главным золотником 10. Он закрепляется в пяти положениях фиксатором 9. В крайние позиции золотник устанавливается при помощи золотников управления 16 и 20, перемещаемых толкающими соленоидами 15 и 19. При включении одного из них масло, подаваемое насосом 1.2, поступает в ту или иную полость плунжера 17, перемещая его вправо или влево до упора. Это движение при помощи ременной передачи сообщается главному золотнику 10. В промежуточные позиции устанавливают упоры, закрепляемые на салазках. Имея разную высоту, они при движении силовой головки по салазкам воздействуют на золотник через ролик 8.

Рассмотрим работу гидропривода при различных положениях главного золотника 10. На рисунке золотник показан во второй позиции. Для установки его в первую позицию необходимо включить соленоид 19. При этом

положении золотника полости *a* и *б* соединяются, а полости *в* — изолируются. Масло от насоса 1.1 по трубопроводу 4 поступает в полость *б*. Сюда же подается масло, нагнетаемое насосом 1.2 через подпорный клапан 21 и трубопровод 22. Из полости *б* масло поступает в полость *a*, а отсюда — в правую полость цилиндра. Масло, вытесняемое из левой полости цилиндра, пройдя через обратный клапан 12, поступает в полость *б*, а отсюда — в правую полость цилиндра, вследствие чего происходит быстрое перемещение силового органа (подвод).

Во второй позиции (как на схеме) золотник 10 обеспечивает первую рабочую подачу (большую). В этом случае масло поступает от насоса 1.1 через фильтр 2, трубопровод 3, дроссель 6 и полость *a* в правую полость цилиндра. Излишки масла идут на слив через переливной клапан 25.2. Масло, вытесняемое из левой полости цилиндра по сливной трассе, пройдя обратный клапан 12 и полость *в*, поступает в бак. Все масло, которое подает насос 1.2, сбрасывается на слив. Равномерность подачи масла обеспечивается дозирующим клапаном 5, поддерживающим постоянно перепада давления, а защита насоса 1.2 — клапаном 25.1 панели 25.

Аналогично первой происходит вторая рабочая подача при положении золотника в третьей позиции. Разница в потоках заключается в том, что канал в золотник из дросселя 6 перекрывается плунжером, и масло из дросселя 6 поступает в дроссель 7 с меньшим проходным сечением и далее — в правую полость цилиндра.

В четвертой позиции масло, поступающее от насоса 1, по трубопроводам 22 и 4 сливается в бак — это положение «Стоп». При нахождении золотника 10 в самой верхней позиции масло от насоса 1 по трубопроводам 4 и 26 — 22 поступает в полость *б*, а отсюда, пройдя обратный клапан 11, — в левую полость цилиндра 23. Из правой полости масло идет в полость *a*, а отсюда — на слив через отверстие 18.

При выдержке головки на жестком упоре правый торец цилиндра 9 встречает упорный винт 8 (см. рис. 182), вследствие чего давление масла в системе повышается. Если давление превысит заданное датчиком 13, реле давления 14 (рис. 183) дает команду на включение соленоида 15 и быстрый отвод головки.

Гидравлические силовые головки применяют для выполнения как легких, так и тяжелых работ при обработке деталей средних и больших размеров. Имея мощный привод главного движения (2,2–30 кВт) и преодолевающая большие силы подачи (5,6–100 кН), они позволяют осуществлять наибольшую концентрацию операций. Гидропривод обеспечивает бесступенчатое регулирование подачи в пределах 0,12–14 мм/с и скорость быстрых перемещений порядка 50–125 мм/с. Кроме того, малое время холостых ходов обусловлено достаточной точностью переключения с быстрых ходов на рабочие подачи и наоборот (выбег составляет 0,18–0,47 мм). Большая жесткость, надежная защита от перегрузки и самосмазываемость деталей привода обеспечивают силовой головке высокие эксплуатационные качества.

К числу недостатков гидравлических головок следует отнести сложность эксплуатации и ремонта гидропанелей, нестабильность подачи при резко меняющихся силах резания. С помощью гидравлических силовых головок нельзя нарезать резьбу. Быстрые перемещения в агрегатных станках

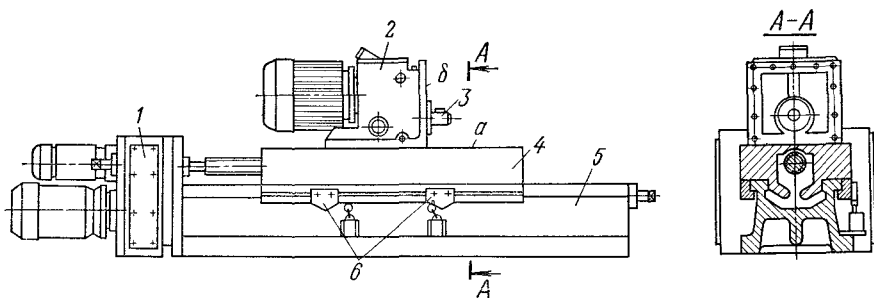


Рис. 184. Электромеханическая силовая головка с винтовым приводом

с гидроприводом составляют по времени до 50%. Увеличение скорости быстрых ходов более 5 м/с вызывает рост инерционности и времени хода. Введение двухскоростного подвода с переключением на скорость 2 м/с повышает стабильность точки переключения и сокращает время переключения на 27–50%.

Для выполнения фрезерных операций, чернового и чистового растачивания, подрезки больших торцов требуются головки жесткой конструкции, с большим расстоянием между опорами шпинделей в шпиндельных коробках (или бабках) и небольшим их вылетом относительно направляющих. Рассмотренные силовые головки не отвечают этим требованиям. Поэтому возникла необходимость механизм главного движения отделить от механизма подачи и выполнить силовую головку в виде двух независимых узлов: силового стола и силовой бабки.

На рис. 184 представлен общий вид такой силовой головки с винтовым приводом подачи. Главным элементом агрегата является силовой стол 4, установленный в направляющих салазках 5. Независимый привод стола осуществляется с помощью электродвигателей, редуктора 1 и пары винт – гайка. В зависимости от назначения станка на силовом столе устанавливаются сверлильные, фрезерные, обточные, подрезные, алмазонарасточные и другие силовые бабки 2. Бабки имеют отдельный привод главного движения, индивидуальный рабочий шпиндель или приводной вал 3, вращающий шпиндель шпиндельной коробки. Коробки устанавливаются на полость *a* стола и закрепляют в плоскости *b* бабки. Силовой стол может быть использован также для установки на нем приспособления с обрабатываемой заготовкой. Движением стола управляют система упоров *b* и конечные электрические переключатели.

Головки с силовым столом обеспечивают большую гибкость при конструировании агрегатных станков, а винтовой привод подачи – надежную и стабильную подачу порядка 0,2–2,2 мм/с, скорость быстрых ходов 0,07–0,11 м/с и силу подачи 3–100 кН. Мощность привода главного движения 0,8–30 кВт. Эти показатели такие же, как и у гидравлических силовых головок. К преимуществам силовых головок с винтовым приводом следует отнести также более простую конструкцию и аппаратуру управления; с помощью данных головок можно нарезать резьбу. К недостаткам головок относятся сложность электрической схемы, ступенчатое изменение подачи, трудности при получении малых подач. Вследствие большой инер-

ционности во время быстрых перемещений точность переключения движения стола на рабочую подачу низка (выбег до 2,5 мм), поэтому эти головки требуют большей величины врезания (на 2—3 мм выше нормативного). Силловые столы с гидравлическим приводом подачи не имеют этих недостатков.

### 3. Шпиндельные коробки и насадки

Шпиндельные коробки и насадки представляют собой силовые узлы, в которых размещены шпиндели, промежуточные валы и редукторные колеса. Передача вращения к шпинделям от приводного вала силовой головки. Конструкция шпиндельных коробок зависит от количества и взаимного расположения отверстий или поверхностей обрабатываемых деталей. Основные размеры корпусов (ширина, высота и длина) и детали, из которых монтируются данные узлы, нормализованы.

На рис. 185,а показана схема передачи движения от ведущего вала 1 к шпинделю 3. При таком расположении оси промежуточного вала 2 сила  $Q$ , равнодействующая сил  $P$  и  $R$ , которая воспринимается опорами, зависит от угла  $\alpha$ :

$\alpha, ^\circ$ . . . . .	55	75	90	120	180
$Q$ . . . . .	0	0,4P	0,7P	1,25P	2P

При расположении осей валов в одной плоскости ( $\alpha = 180^\circ$ ) нагрузка на опоры будет наибольшей ( $Q = 2P$ ). Однако такое расположение колес является оптимальным. Если вал 1 будет ведущим, а валы 2 и 3 ведомыми, например рабочими шпинделями (рис. 185,б), то силы, действующие на

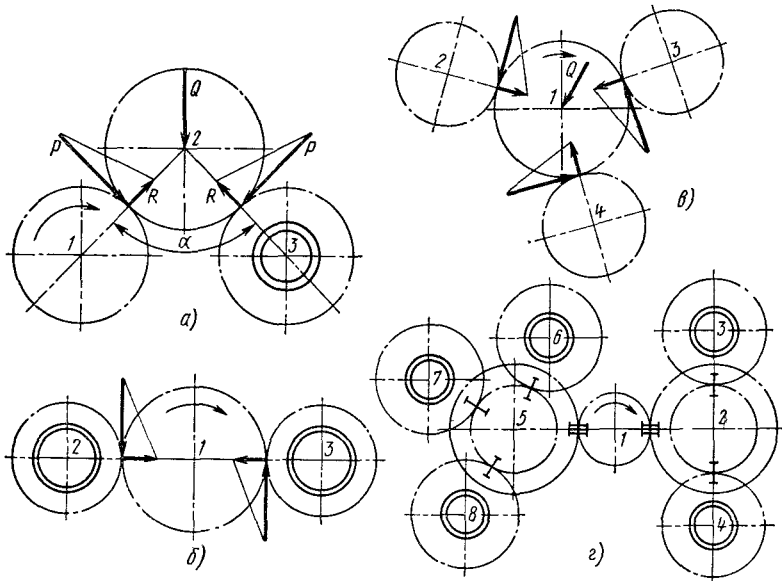


Рис. 185. Схема расположения передач в шпиндельной коробке

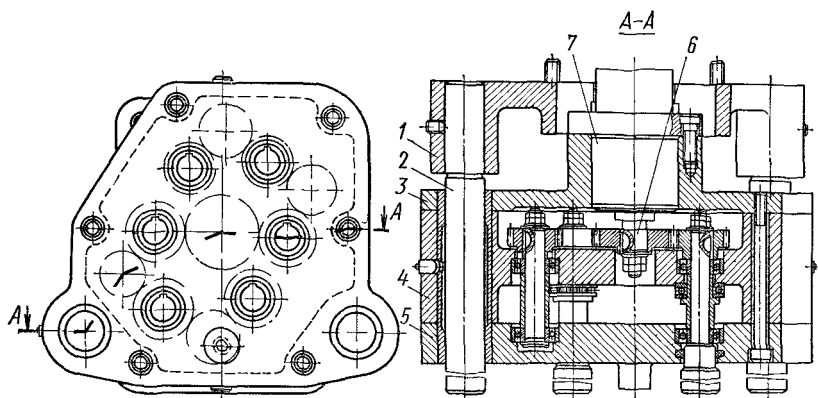


Рис. 186. Многошпиндельная насадка

опоры вала 1, уравниваются. При передаче вращения от одного колеса на несколько колес их целесообразно располагать равномерно относительно приводного колеса (рис. 185,в). Примером может служить развертка пятишпиндельной коробки, показанной на рис. 185,г. Это относится к передачам между приводным валом 1 и валами 2 и 5, валом 2 и шпинделями 3 и 4 и др. Нередко расположение шпинделей и промежуточных валов требует таких расстояний между центрами зубчатых колес, которые не обеспечивают необходимого радиального зазора и применения колес с нормальным зацеплением. В этих случаях используют известные методы корригирования зубчатых колес. Возвращаясь к рис. 185, следует заметить, что подобное может иметь место с ведущими колесами валов 2 и 5, так как их необходимо вписывать в межцентровое расстояние валов 3—4 и 6—8.

При разработке кинематических схем многошпиндельных коробок не рекомендуется использовать шпиндели в качестве валов, приводящих во вращение группу других шпинделей. Как исключение, это допускается при проектировании легких приводов вращения.

В силовых головках с выдвижной пинолью применяют шпиндельные коробки, называемые насадками. Одна из конструкций шестишпиндельной насадки показана на рис. 186. Корпус насадки состоит из трех деталей: фланца 3, корпуса 4 и крышки 5. Фланец установлен на пиноли 7 силовой головки, а державка 1 с двумя направляющими скалками 2 крепится к ее корпусу. Шпиндель 6 головки имеет на переднем конце конус, на котором насажено ведущее зубчатое колесо, вращающее все шпиндели насадки.

В настоящее время расчет координатных осей отверстий, силовой расчет всех элементов шпиндельной коробки, проверку взаимного расположения деталей в узле и др. производят с помощью ЭВМ.

#### 4. Переналадка агрегатных станков

Применение агрегатных станков в серийном производстве осложняется необходимостью их частой переналадки. С целью сокращения времени обработки используют схемы переналаживаемых агрегатных станков.

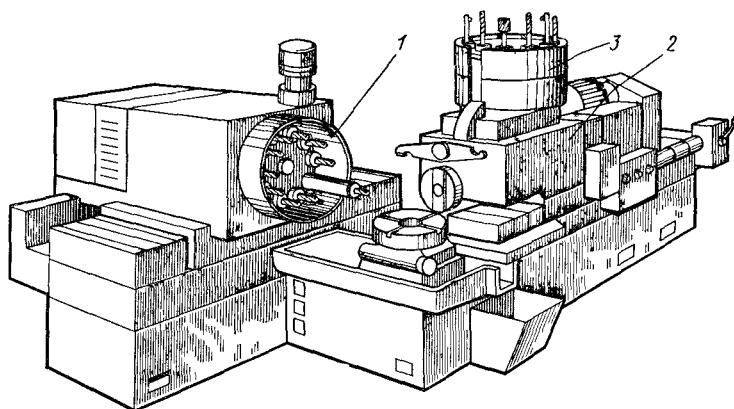


Рис. 187. Агрегатный станок с автоматической сменой инструмента

Обрабатываемая деталь на таких станках неподвижна, а специальные механизмы силовых узлов осуществляют последовательную автоматическую смену инструмента и необходимую перестановку узлов станка [5].

На рис. 187 показана компоновка такого агрегатного станка, позволяющего производить до 50 переналадок в месяц. Он имеет две силовые головки 1 и 2: головка 1 барабанного типа предназначена для сверлильно-резьбовых операций, головка 2 с жестким шпинделем и вынесенным инструментальным магазином 3 служит в основном для расточных и фрезерных операций. Последовательная смена инструментов, поворот и координатные перемещения обрабатываемой детали осуществляются автоматически, с применением ЧПУ.

Основными направлениями развития этого оборудования являются автоматическая смена режущего инструмента, поступающего из магазина на рабочую позицию; автоматическое позиционирование детали; программное управление всеми рабочими и установочными движениями станка и изменением режимов обработки при смене инструмента. В таких станках находят применение активный контроль качества деталей, приборы, сигнализирующие о поломке или отсутствии инструмента, самодействующие головки с управлением по силе подачи и др.



## Станки с программным управлением

---

Наиболее подробно станки с системой программного управления рассматриваются в специальном курсе «Автоматизация производственных процессов».

### 1. Числовая система программного управления

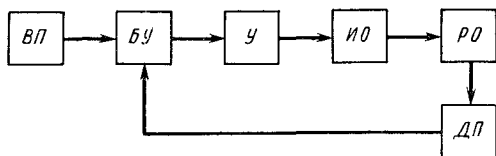
Автоматизация технологического процесса механической обработки имеет место в условиях крупносерийного и массового производства, где применяются станки-автоматы, заменившие универсальные и специализированные станки. Автоматы управляются при помощи механических устройств, которые в условиях мелкосерийного и единичного производства нерентабельны ввиду их сложной переналадки. Возникла необходимость в средствах автоматизации, которые позволяли бы производить частую переналадку станков при обработке деталей малых партий или отдельных деталей. Эта задача решается применением станков с электронными системами управления, которые называют станками с программным управлением.

Основным преимуществом таких станков является возможность их переналадки при переходе на обработку новой детали в весьма короткое время, при централизованной подготовке технологических программ. Программа позволяет проектировать системы дистанционного управления станками и создавать при этом легкопереналаживаемые автоматические линии и участки комплексной обработки деталей. Если программа автоматического действия станка не имеет непосредственной связи с его структурой, кинематикой и конструкцией, или выражена в абстрактной форме при помощи кода (под которым понимается система символов, обуславливающая определенные действия, выраженные в виде цифр, букв, их комбинаций и т. д.), то такая система является принципиально отличной от применяемой на станках-автоматах и обладает большими потенциальными возможностями и эксплуатационными удобствами.

В качестве программоносителей служат перфокарты, перфоленты, магнитные ленты, а также штырьковые барабаны или панели, магазины переключателей и др. В обобщенном виде система программного управления представлена блок-схемой на рис. 188. Она имеет следующие элементы.

1. ВП — ввод программы. Назначение элемента — считывать с программоносителя закодированные управляющие сигналы в виде электрических, магнитных, световых или других физических воздействий. Он включает

Рис. 188. Блок-схема ПУ



в себя считывающее и транспортирующее программно-сигнальное устройство, которые в зависимости от принятого метода записи программы различают по способу считывания: контактные и бесконтактные, непрерывные и периодического действия, последовательные и параллельные.

2. *БУ* — блок управления. Его назначение — преобразовывать соответствующие физические воздействия в электрические командные импульсы или потенциалы. Он также выполняет функции сопоставления задания с информацией датчика перемещений, расшифровывает введенную информацию и др. Элемент *БУ* является обобщающим понятием различных устройств программного управления: дешифратора, интерполятора, счетчика и др. в зависимости от принятой схемы реализации командных воздействий. Эти устройства предназначены для переработки управляющей информации и выполнения отдельных функций автоматического управления на основе использования электронных приборов.

3. *У* — усилитель. В случае необходимости он поднимает полученный электрический потенциал до необходимого уровня, обеспечивающего надежное управляющее воздействие.

4. *ИО* — исполнительный орган. Реализует командные импульсы путем подключения рабочего органа станка к источнику движения или выполнения других функций автоматического управления. Элемент *ИО* обобщает различные сервомеханизмы, которыми обычно в станках являются контакторы, электромагниты, электромагнитные муфты, шаговые двигатели, золотники и т. д.

5. *РО* — рабочий орган. Фактически реализует командные воздействия, являясь целевым управляемым органом станка.

6. *ДП* — датчик перемещений. Его назначение — регистрировать фактическое перемещение рабочего органа станка. Наличие *ДП* определяет замкнутую систему программного управления, в отличие от более простой, открытой системы программного управления, у которой отсутствует этот элемент. Он обобщает различные системы путевого контроля, применяемые в замкнутых системах ЧПУ в качестве устройств обратной связи. В эти системы входят датчики, измеряющие величины фактического перемещения рабочего органа или положения управляемого объекта, и приборы формирования необходимого выходного сигнала.

Абсолютные датчики отражают непрерывное или дискретное изменение физического параметра контролируемого перемещения. Эти датчики могут быть со шкалой или без нее. Примером абсолютного датчика является реохорд, движок которого связан с рабочим органом.

Циклические датчики отражают повторяющееся периодическое изменение физического параметра в пределах ограниченного участка пути. Примером может служить индуктивный датчик, схема которого приведена на рис. 189. В показанном симметричном положении сердечника 2 относительно выступа линейки 1 тока в диагонали мостовой схемы (2—3) нет, и стрелка прибора 4 будет стоять на нуле. При смещении сердечника

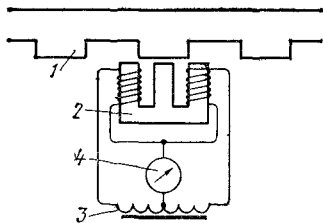


Рис. 189. Схема индуктивного датчика перемещений

в диагонали возникает ток, пропорциональный расстоянию между линиями симметрии; стрелка прибора 4 покажет его значение.

Различают следующие виды программного управления:

ПУ -- программное управление -- управление станком по детерминированной программе;

ЦПУ -- цикловое программное управление -- управление циклами перемещений или режимами обработки по программе с заданием величин параметров на путевых переключателях или других измерительных преобразователях;

NC(ЧПУ) -- числовое программное управление (Numerical control) -- управление обработкой на станке по программе, заданной в алфавитно-цифровом коде;

HNC -- разновидность устройства ЧПУ (Hand NC) с ручным заданием программы с пульта устройства (на клавишах, переключателях и т. п.);

SNC -- разновидность устройства ЧПУ (Speicher NC, Memory NC), имеющая память для хранения всей управляющей программы;

МЧПУ -- автономное управление станком с ЧПУ (Computer numerical control), содержащее ЭВМ или процессор;

DNC -- управление группой станков от общей ЭВМ (Direct numerical control), осуществляющей хранение программ и распределение их по запросам от устройств управления станков (у станков могут быть установлены устройства типов NC, SNC, CNC).

Все многообразие структур устройств ЧПУ можно подразделить на две большие группы. К первой группе относятся устройства с постоянной структурой, в которых осуществляется ввод кодированной программы на перфоленте или декодированной программы на магнитной ленте («Контур-2ПТ», Н22, «Контур-3П», «Размер-2М» и др.). Нашли также применение простые позиционные устройства ЧПУ с заданием программы, размещенным непосредственно у станка на штеккерных панелях. Созданы устройства с ручным вводом программы в электронную память с клавиатуры пульта (класса HNC).

Ко второй группе относятся устройства с переменной структурой. Их основные алгоритмы работы задаются программно и могут изменяться для различных применений. Эти устройства строятся на основе микроЭВМ либо микропроцессоров (класса CNC). В устройствах классов CNC и SNC можно формировать нестандартные циклы обработки, что существенно упрощает подготовку и редактирование программы.

По виду движений исполнительных механизмов станка устройства ЧПУ подразделяются на позиционные, контурные (прямоугольные и криволинейные), комбинированные

Позиционные устройства ЧПУ применяют для станков сверлильно-расточной группы. При позиционировании рабочий орган станка (например, координатный стол с деталью) перемещается в новую точку обработки.

В позиционных устройствах применяются абсолютные и неабсолютные датчики положения. В первом случае программа задается в абсолютных координатах, а работа заключается в сравнении показаний датчиков с координатами, задаваемыми программой. При этом применяется числовая индикация действительного положения рабочих органов. Такие устройства, работающие со ступенчатым или регулируемым приводом, называются устройствами сравнения; к ним относятся «Координата 0-68», «Координата Р-69», «Размер 2М». Во втором случае программа задается в абсолютных координатах (здесь возможна числовая индикация положения инструмента) или в приращениях.

Контурные прямоугольные устройства предназначены для обработки деталей с прямоугольными контурами (например, ступенчатых валов) на станках токарной и фрезерной групп. Траектория движения инструмента, задаваемая такими устройствами, состоит только из отрезков прямых, параллельных осям координат. Рабочие подачи осуществляются по всем координатам. При этом одновременно работает всегда одна координата при общем числе управляемых координат до пяти.

Контурные криволинейные устройства применяют в станках многих групп. Они обеспечивают формообразование при обработке за счет одновременного согласованного движения по нескольким управляемым координатам (более трех). Программа движения привода подач по отдельным координатам при контурной и объемной обработке рассчитывается исходя из заданной формы обрабатываемой детали и результирующей скорости движения, определяемой режимом резания.

Комбинированные устройства ЧПУ, отвечающие всем требованиям позиционных и контурных устройств, применяют в основном для управления многооперационными станками.

Цикловые устройства содержат в цифровом виде только информацию о цикле и режимах обработки, а величина перемещения рабочих органов задается настройкой упоров, воздействующих на путевые переключатели.

В обозначении моделей станков с программным управлением в конце шифра ставится буква Ф и после нее цифра. Например, 243ВФ4. Имеются следующие разновидности станков: 1) с числовым позиционным программным управлением (индекс Ф2); 2) с непрерывным программным управлением (индекс Ф3); 3) обрабатывающие центры с числовым позиционным программным управлением (индекс Ф4); 4) обрабатывающие центры с числовым непрерывным программным управлением (индекс Ф5). Указанные разновидности станков с ПУ могут оснащаться устройствами цифровой индикации, а также цифровой индикацией с преднабором (индекс Ф1).

Разрабатываются самонастраивающиеся (адаптивные) системы программного управления. В открытой системе имеется только один поток информации — от элемента «ввод программы» к рабочему органу; в замкнутой системе, кроме того, имеется дополнительная корректирующая информация по линии обратной связи о фактическом перемещении рабочего органа. В идеальном случае желательно также иметь информацию о факторах случайного характера, связанных с конкретным состоянием режущего инструмента, отклонениях физических свойств заготовки от заданных, температурных колебаний в процессе резания, а также о различных си-

ловых и других воздействиях на систему СПИД. Система программного управления, в которой, помимо основного, имеется ряд дополнительных потоков информации, позволяющих корректировать процесс обработки с учетом маловероятных воздействий, называется самонастраивающейся.

Точность обработки на станках с программным управлением зависит от назначения и конструкции станка, а также от вида встроенной системы. Обычно регламентируется цена командного импульса или, в общем случае, дискретность программирования. Для токарных станков она находится в пределах 5–50 мкм (нижнее значение относится к поперечной подаче); для сверлильно-расточных станков по соблюдению координатных расстояний – в пределах 2–8 мкм (нижнее значение относится к координатно-расточным станкам) и по соблюдению глубины ступенчатой обработки – 200–250 мкм; для фрезерных станков по любой координате – в пределах 20–25 мкм.

## 2. Порядок подготовки программы

Основным мероприятием при подготовке к работе станков с программным управлением является составление программ обработки конкретных деталей с записью на программоносителе размерной, технологической и вспомогательной информации применительно к заложенной на станке системе управления. Для общего представления о характере указанной работы рассмотрим пример процесса программирования и записи программы.

Сначала технолог определяет переходы обработки заготовки на станке, исходное положение режущего инструмента и последующее его относительное перемещение, режим обработки, порядок выполнения различных технологических воздействий и т. п. Полученные данные заносят в расчетный бланк технологической карты. Устанавливается положение точки  $O$  расчетных координат (рис. 190), от которых начинает движение режущая кромка инструмента. Затем траектория относительного движения инструмента разбивается на отдельные участки, ограничиваемые так называемыми опорными точками  $a$ . На прямолинейных участках обрабатываемой детали эти точки обычно устанавливают на границах участков, если даже они не параллельны направляющим. На криволинейных участках, в зависимости от способа аппроксимации кривой и требуемой точности ее воспроизведения, опорные точки расставляют на небольших интервалах по кривой.

Между опорными точками информация о соответствующем взаимном перемещении рабочих органов станка определяется автоматически электронными устройствами – интерполаторами, которыми информация вы-

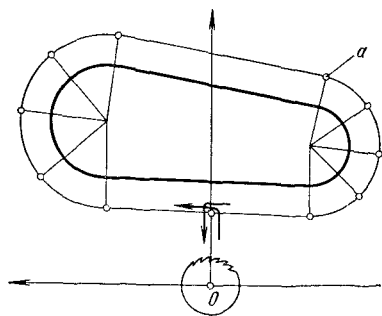


Рис. 190. Схема переходов на станках с ЧПУ

дается в унитарном коде. Интерполяторы могут быть встроены в систему станка или представлять собой самостоятельный агрегат. По сложности устройства и точности аппроксимации кривых различают линейные, линейно-круговые и линейно-параболические интерполяторы.

Затем положение каждой опорной точки устанавливается относительно расчетного начала координат программистом, и полученные данные заносятся в технологическую карту. Графы технологической карты и последовательность их заполнения должны отвечать установленному порядку кодирования программы.

После этого оператор переносит данные технологической карты при помощи перфоратора на ленту в установленном порядке записи каждого перехода. При этом программа автоматически кодируется. Если необходимо, то программу записывают на магнитную ленту, однако следует иметь представление о сложности этого процесса. Более просто запись произвести на перфоленту. В этом случае программу легко проконтролировать визуально или автоматически и внести исправления пробивкой дополнительных отверстий или наклейкой ненужных, чего нельзя сделать на магнитной ленте.

Запись программы на современных станках осуществляется унитарным или двоично-десятичным кодом. При унитарном коде число выражается одним символом — единицей, поэтому, чтобы записать, например, число 7, нужно поставить подряд семь единиц. Такое выражение числа используется при записи программы на магнитных лентах в виде импульсов определенной цены.

При двоичном счислении применяют два символа выражения числа — 0 и 1, которые в электрических и электронных системах легко воспроизводятся в виде двух состояний соответствующих приборов: выключено — включено, обесточено — под током, размагничено — намагничено, а на перфоленте — отсутствием или наличием отверстия. В двоично-десятичном коде используются только четыре разряда двоичного счисления, которыми выражают десятичные числа в каждом отдельном разряде. Некоторые выражения десятичного числа одного разряда двоичным числом и различными его комбинациями, принятыми в системах программного управления, приведены в табл. 8.

Международной организацией по стандартизации ISO разработан и рекомендуется для применения в вычислительных машинах и устройствах обработки информации код ISO-7 bit. Он является семизначным кодом и позволяет позиционировать 128 символов (рис. 191). Дорожкам 1d, 2d, 3d и 4d приписан двоичный код 1—2—4—8, что обеспечивает получение 16 кодовых обозначений (0—15).

Таблица 8

Выражение десятичного числа двоичным числом и его комбинациями

Система счисления		Коды		Система счисления		Коды	
10 ×	2 ×	EA (США)	ISO-7 bit	10 ×	2 ×	EA (США)	ISO-7 bit
0	0	100000	0000	5	101	010101	0101
1	1	000001	0001	6	110	010110	0110
2	10	000010	0010	7	111	000111	0111
3	11	010011	0011	8	1000	001000	1000
4	100	000100	0100	9	1001	011001	1001

								7d								
								6d								
								5d								
8d	7d	6d	5d	4d	C	3d	2d	1d								
					•									0		P
					•			•						1	A	Q
					•			•						2	B	R
					•			•						3	C	S
					•	•								4	D	T
					•	•		•					%	5	E	U
					•	•		•						6	F	V
					•	•		•						7	G	W
				•	•			•						8	H	X
				•	•			•						9	I	Y
				•	•			•		LF					J	Z
				•	•			•					+		K	
				•	•			•							L	
				•	•			•					-		M	
				•	•			•							N	
				•	•			•							O	DEL

Рис. 191. Код ISO-7 bit

Код рассчитан на восьмидорожечную перфоленту шириной 25,4 мм. Для кодирования информации используются семь дорожек, восьмая предназначена для контроля считывания информации и дополняет количество пробивок в строке до четного числа. Информация на строках перфорированной ленты располагается поперек ее движения, а на дорожках ленты — вдоль ее движения. Каждый символ кода (адрес, цифры, знак или признак) располагается в виде комбинации пробивок (перфораций) на одной строке ленты. Например, адрес X кодируется пробивками по 4d, 5d и 7d дорожкам, цифра 3 — пробивками по 1d, 2d, 5d и 6d дорожкам, знак «плюс» — пробивками по 1d, 2d, 4d и 6d дорожкам и т. п. Дорожка  $\frac{C}{d}$  с перфорациями предназначена для протяжки ленты в считывающем устройстве.

Группа адресов, одновременно обрабатываемых системой, образует фразу (кадр). В одной фразе может быть произвольное количество неповторяющихся адресов, а сами кадры имеют переменную длину (различное количество строк).

Код ISO-7 bit (рис. 191) имеет следующие адреса: A — поворот вокруг оси X; B — поворот вокруг оси Y; C — поворот вокруг оси Z; D и E — поворот вокруг специальной оси; F — скорость подачи; G — режим работы системы; H, J, I, K и L — резервы; M — вспомогательные команды; N — номер фразы (кадра); O — резерв; P — третичное перемещение вдоль оси X; Q — третичное перемещение вдоль оси Y; R — третичное перемещение вдоль оси Z; S — скорость главного движения; T — номер (код) инструмента; U — вторичное перемещение вдоль оси X; Y — вторичное перемещение вдоль оси Y; W — вторичное перемещение вдоль оси Z; X — перемещение вдоль оси X; Y — перемещение вдоль оси Y; Z — перемещение вдоль оси Z. Служебные символы кода: (+) и (-) — направления перемещения; LF — конец фразы (кадра); % — начало программы; Del — забой (строка не читается).

### 3. Пример составления программы

Процесс подготовки программы разделяется на следующие этапы: а) разработка операционного чертежа и чертежа заготовки; б) технологическая проработка операции; в) разработка схемы установки или схемы наладки; г) построение циклограммы (схемы движения инструмента); д) расчет приращений координат опорных точек; е) буквенно-цифровая запись программы (программная карта); ж) кодирование в двоично-десятичном коде на перфоленте; з) проверка перфоленты.

На токарно-винторезном станке мод. 16K20ФЗС5 необходимо обработать деталь, указанную на рис. 192,а. В станке применяется устройство числового программного управления Н-22-1М. Оно обеспечивает линейную и круговую интерполяцию геометрической информации, заложенной в программе.

Согласно чертежу осуществляется технологическая проработка для получения информации о выборе инструмента, о последовательности переходов и проходов, о скоростях подачи суппорта и вращения шпинделя и о распределении технологических команд. Для указанной детали принята однорезцовая обработка. Схема движения инструмента относительно детали дана на циклограмме (рис. 192,б). Запись движений по всем отрезкам циклограммы сведена в табл. 9.

На станке программноинтерпретатором является восьмидорожечная перфолента шириной 25,4 мм. Система кодирования ISO-7 bit (ГОСТ 13052-74). Программа обработки детали составляется из определенного количества кадров информации. Кадр состоит из слов, слово — из адресной и числовой частей. Порядок записи слов в кадре дан в табл. 10. Рассмотрим обозначение кадровых комбинаций.

В начале кадра обозначается номер кадра буквой *N*. За буквой проставляется разрядность. Например, первый кадр — *N 001*. Затем буквой *G* обозначается подготовительная функция, определяющая режим работы пульта ЧПУ. Разрядность ее состоит из двух цифр. Ниже дана расшифровка подготовительных функций для рассматриваемого станка.

G01 — линейное перемещение. Программируется при обработке нормальных размеров.

G10 — линейное перемещение. Программируется при обработке длинных размеров.

G11 — линейное перемещение. Программируется при обработке коротких размеров.

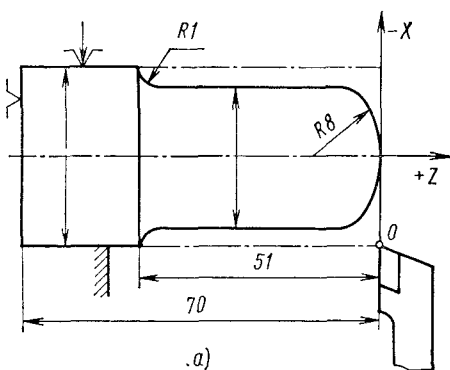


Рис. 192. Обрабатываемая деталь и циклограмма движения инструмента



Распределение движения по кадрам

№ кадра	Координата $x$			Координата $z$			Пояснения к кадрам (рис. 192, б)
	Адрес	Направление	Путь, мм	Адрес	Направление	Путь, мм	
1	-	-	-	-	-	-	Подготовительные и технологические команды (абсолютная система координат, скорость, направление вращения, подача) Линейное смещение нуля «0» Движение из точки $O$ в точку $O'$ Движение из точки $O$ в точку $I$ Работа в относительной системе координат в приращениях Ввод коррекции по оси $X$ без выдачи сигнала о выполнении команды Движение из точки $I$ в точку $2$ Движение из точки $2$ в точку $3$
2	-	-	-	-	-	-	
3	-	-	-	$Z$	$+$	10	
4	$X$	-	$3$	-	-	-	
5	-	-	-	-	-	-	
6	-	-	-	-	-	-	
7	-	-	-	$Z$	-	7	
8	-	-	-	$Z$	-	43,7	

G02 – круговое перемещение по часовой стрелке. Программируется при отработке нормальных размеров.

G20 – круговое перемещение по часовой стрелке. Программируется при отработке длинных размеров.

G21 – круговое перемещение по часовой стрелке. Программируется при отработке коротких размеров.

G03 – круговое перемещение против часовой стрелки. Программируется при отработке нормальных размеров.

G30 – круговое перемещение против часовой стрелки. Программируется при отработке длинных размеров.

G31 – круговое перемещение против часовой стрелки.

G04 – останов на запрограммированную выдержку времени.

G25 – возврат в «0» станка.

G26 – работа в относительной системе координат (в приращениях).

G27 – работа в абсолютной системе координат.

G33 – нарезание резьбы.

G40 – отмена коррекции инструмента.

G58 – линейное смещение «0» детали.

Функции G25, G33, G58 автоматически предполагают использование длинных размеров.

После обозначения подготовительной функции записываются координаты конечной точки перемещения  $x$  и  $z$  с обязательным указанием знака перемещения «+» или «-». Цена импульса по координате  $z$  – 0,01 мм, по координате  $x$  – 0,005 мм. Например, необходимо по оси  $z$  переместить суппорт на 10 мм влево; тогда на кадре будет следующее обозначение:

$z - 001000$

Скорость подачи  $F$  задается пятью разрядами. Старший разряд после адреса – признак диапазона подач. «1» – диапазон рабочих подач от 1 до

Состав кадра

Слово		Содержание	Использование
Адрес	Разрядность		
<i>N</i>	3	Номер кадра	Обязательно в начале кадра
<i>G</i>	2	Подготовительная функция	Вводится при изменении условий перемещения
<i>x</i>	6	Координаты конечной точки	Обязательно, если $x \neq 0$ . Обязательно, если $z \neq 0$ . Указываются знаки обязательно
<i>J</i> <i>K</i>	6	Координаты центра круга относительно начальной точки дуги	Обязательно при $J \neq 0$ , $K \neq 0$ . Обязательно указывается знак «+»
<i>D</i>	6	Шаг резьбы	Только при <i>G</i> 33 обязательно указывается знак «+»
<i>F</i>	5	Величина подачи, мм/мин	Вводится при изменении подачи
<i>S</i>	3	Изменение скорости шпинделя	Вводится при изменении частоты вращения шпинделя
<i>T</i>	3	Выбор инструмента	Вводится при смене инструмента
<i>L</i>	2	Выбор корректора инструмента	Используется при вводе и отмене коррекции инструмента
<i>M</i>	3	Вспомогательные команды	Обязательно
<i>LF</i>		Конец кадра	»
		Служебные знаки	»

«0» — Начало программы. Предшествует первому кадру

«/» — Пропуск кадра. Ставится перед кадром, который может быть пропущен при обработке программы. Пропуск кадра происходит только при нажатии клавиши «Пропуск кадра» на пульте ЧПУ.

1200 мм/мин; «2» — диапазон рабочих подач от 0,05 до 60 мм/мин; «7» — скорость быстрого хода. Остальные разряды обозначают величину подачи в мм/мин. Скорость быстрого хода по координате  $z$  — 4800 мм/мин, по координате  $x$  — 2400 мм/мин.

Далее обозначаются технологические команды *S*, *M*, *T*. Они имеют три разряда. Старший разряд после адреса принимает значения «0» или «1». При наличии «0» выполнение технологических команд начинается вместе с обработкой геометрической информации. При наличии «1» обработка следующего кадра начинается только после ответа от станка об исполнении технологической команды.

Выбор скорости определяет функция «S». При S000–S099 выбор номера скорости происходит без выдачи сигнала от станка о выполнении

команды. При S100–S199 выбор номера скорости сопровождается обязательной выдачей сигнала от станка о выполнении команды.

Выбор номера инструмента определяет функция «Т». При T000–T099 выбор номера инструмента происходит без выдачи сигнала о выполнении команды. При T100–T199 выбор номера инструмента сопровождается обязательной выдачей сигнала от станка о выполнении команды.

Функция «М» – вспомогательные команды. При M000–M099 вспомогательные команды происходят без выдачи сигнала от станка о выполнении команды. При M100–M199 вспомогательные команды сопровождаются обязательной выдачей сигнала о выполнении команды.

Команды вспомогательной функции, используемые на станке, даны в табл. 11.

Выбор номера корректора осуществляется с помощью функции «z» с двумя разрядами. Старший разряд предназначен для обозначения возможности ввода коррекции. При программировании: 1 – ввод коррекции по оси X; 2 – ввод коррекции по оси Z; 3 – ввод коррекции по осям X и Z одновременно. Цена импульса по оси Z 0,01 мм, а по оси X 0,005 мм.

Смена инструмента выполняется по командам функции «Т». При смене инструмента необходимо, чтобы вершины всех инструментов находились не ближе 50 мм от поверхности детали по оси X и не ближе 15 мм от торца детали или патрона по оси Z.

При кодировании необходимо учитывать, что старший разряд имеет только значения 0 и 1. Два остальных разряда предназначены для обозначения номера инструмента. При установке на станке шестипозиционного

Таблица 11

Команды вспомогательной функции, используемые на станке

№ кода	Код	Содержание	Действие на один кадр	Отменяется	Примечание	Действие *		
						после перемещения	до перемещения	
1	M00	Останов по программе	+	M03, M04, M13, M14	После обработки кадра При положении тумблера «Технолог» включенные	+		
2	M01	Останов с подтверждением	+	M03, M04, M13, M14		+		
3	M02	Конец программы	+	M03, M04, M13, M14		+		
4	M03	Вращение шпинделя по часовой стрелке		M04, M05, M02, M03				+
5	M04	Вращение шпинделя против часовой стрелки		M03, M05, M02, M30				+
6	M05	Останов шпинделя		M03, M04, M13, M14			+	
7	M08	Включение охлаждения		M03, M04, M13, M14			+	
8	M09	Отключение охлаждения		M13, M14			+	
9	M13	Вращение шпинделя с включением охлаждения аналогично командам M03 + M08		M02, M04, M05, M09, M30				+
10	M14	То же, аналогично командам M04 + M03		M02, M03, M05, M09, M30				+

резцедержателя порядок программирования позиций инструмента следующий:

- T001 – 1-й инструмент
- T002 – 2-й инструмент
- T003 – 3-й инструмент
- .....
- T006 – 6-й инструмент

За «0» станка принимается точка, в которой находится инструмент перед началом программы. Эту точку выбирает оператор при наладке. В нашем примере она имеет координаты  $z = 0$ ,  $x = +12$ . Выход из нулевой точки станка в зону обработки должен всегда осуществляться в отрицательных направлениях по обоим осям.

Введение плавающего «0» возможно только в абсолютной системе координат и осуществляется на подаче F70000. Наличие функции G58 в этом кадре обязательно (табл. 9). Более подробно изложено в инструкции по программированию Н-22-1М.

Для обработки детали, показанной на рис. 192, согласно циклограмме движения инструмента, программа состоит из нескольких кадров; запись некоторых из них будет иметь следующий вид:

1-й кадр – вспомогательные и технологические команды

N001 G27 S129 M104 T101 F10600

N001 – номер кадра;

G27 – работа в абсолютной системе координат;

S129 – выбор номера скорости с обязательной выдачей сигнала от станка о выполнении команды;

M104 – вспомогательные команды с обязательной выдачей сигнала о выполнении;

T101 – выбор номера инструмента с обязательной выдачей сигнала;

F10600 – первый диапазон рабочих подач.

2-й кадр – вспомогательная команда

N002 G58

N002 – номер кадра;

G58 – линейное смещение «0» детали.

3-й кадр – перемещение по координате

N003 z + 00100 F70000

N003 – номер кадра;

z + 00100 – перемещение по координате z в «+» направлении на 10 мм;

F70000 – быстрое перемещение со скоростью 4800 мм/мин.

На перфоленте эти три кадра будут иметь вид, показанный на рис. 193.

Существенное влияние на развитие станков с ЧПУ оказало создание систем автоматизации программирования на ЭВМ. Универсальные системы автоматизации программирования САП предназначены для подготовки управляющих программ применительно к широкому кругу станков с ЧПУ. Одним из признаков, определяющим принадлежность той или иной САП к классу универсальных, является структурное разделение системы на два блока – процессор и постпроцессор.

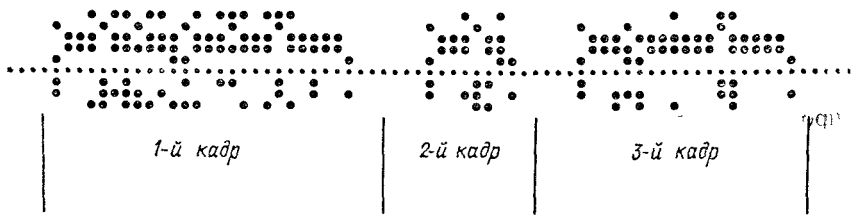


Рис. 193. Перфолента

Процессор системы осуществляет геометрические и технологические вычисления без учета специфики конкретного станка, на котором будет обрабатываться деталь, а также особенностей его системы программного управления. Результаты работы процессора представляются, как правило, на универсальном промежуточном языке CLDATA (по стандартизации ISO). Эти результаты содержат геометрическую информацию, определяющую траекторию инструмента в процессе обработки, технологические команды и вспомогательные данные.

Расчеты, связанные с учетом конкретного станка, называются постпроцессором. Таким образом, для всех станков данной технологической группы достаточен один процессор и столько постпроцессоров, сколько комбинаций систем управления.

На рис. 194 представлена схема подготовки управляющей программы с помощью ЦВМ. Кроме перфоленты управляющей программы, выдается, как правило, распечатка этой программы. Для проверки правильности

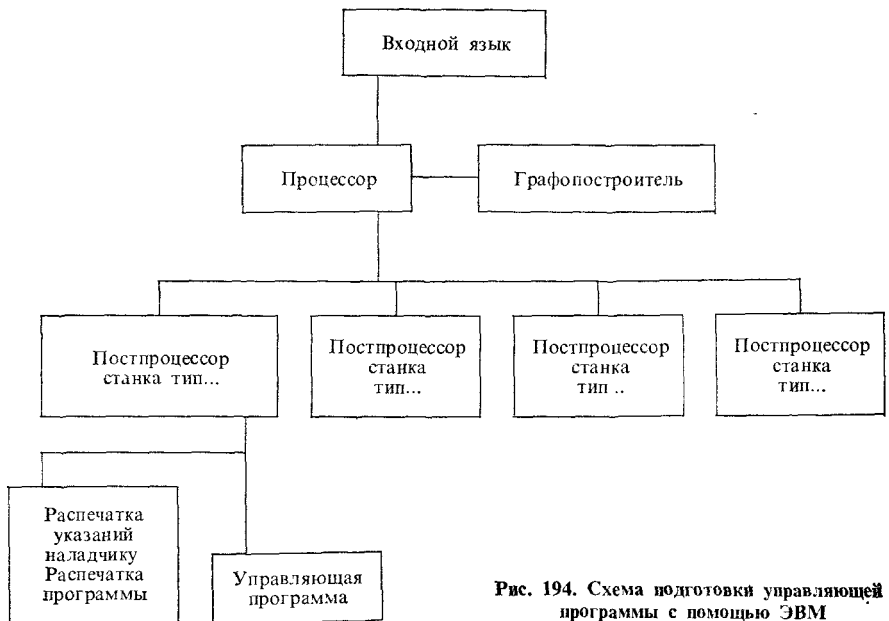
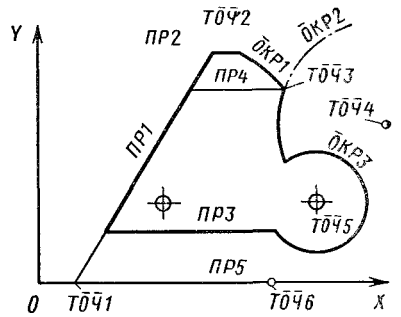


Рис. 194. Схема подготовки управляющей программы с помощью ЭВМ

Рис. 195. Обрабатываемая деталь



программы на графопостроителе или дисплее прочерчивается траектория движения инструмента.

В нашей промышленности для подготовки управляющих программ используются в основном три системы: САП-2, САПС-М22 и СППС.

Пример. Запишем необходимые данные, которые нужно ввести в ЭВМ, чтобы получить программу для обработки детали, показанной на рис. 195.

Введем обозначения точек, прямых и дуг окружностей, которые описывают в этой системе фрезерование детали. Исходные данные представлены в табл. 12.

Рассмотрим содержание нескольких строк программы детали. Прежде всего опишем некоторые общие черты этого языка. Слова, составленные из букв, пишутся прописными буквами. Буквы, написанные которых совпадает с цифрами (0 — с нулем, 3 — с три, 4 — с четыре), пишутся с черточкой сверху. В этой системе целая часть от дробной отделяется точкой, а занятая служит для отделения слов и чисел при их перечислении. Знак «=» используется как знак присвоения, например, Т0Ч1: = 100,0,0,0,0 означает, что точке 1 присвоено значение координат  $x = 100 \text{ мм}, y = 0, z = 0$ .

Рассмотрим содержание фразы 05:

$$\text{ПР1:} = \overline{\text{Т0Ч1}}, \text{УГ}, 60 + 30/60, \text{ПР3}$$

Этой фразой записано условие того, что прямая (ПР1) проходит через точку Т0Ч1 под углом (УГ)  $60^\circ 30'$  (60 градусов пишется непосредственно, а минуты — как градусы, разделенные на 60) к прямой (ПР3).

Развитие универсальных систем подготовки программ привело к созданию систем, ориентированных на определенный вид технологических опе-

Таблица 12

Исходные данные для расчета программы

Фразы	(Операторы)	Фразы	(Операторы)
01	Программа образец на языке САПС;	14	ПР5: = $\overline{\text{Т0Ч1}}, \overline{\text{Т0Ч6}}$ ;
02	Деталь учебная;	15	$\overline{\text{Т0Ч6}}$ : = 200, 0, 0;
03	Составил: Иванов И. И. 23.02.70 г.;	16	$\overline{\text{Т0Ч7}}$ : = ПРС, ПР1, ПР3;
04	$\overline{\text{Т0Ч1}}$ : = 100,0,0,0,0	17	СТАНОК/8, ИНТЕРП/1, ФРЕЗА/40,0, 0;
05	ПР1: = $\overline{\text{Т0Ч1}}$ , УГ, 60+30/60, ПР3;	18	ПОДАЧА/2000
06	ПР2: = ПР1, ПР3, РАСТ, 524.25, УБ;	19	ИЗ/ $\overline{\text{Т0Ч1}}$ , ВНАПР/ $\overline{\text{Т0Ч7}}$ , ИДИ/ $\overline{\text{ЗА}}$ , ПР1;
07	$\overline{\text{Т0Ч2}}$ : = 590, 660, 0;	20	ПОДАЧА/200, ФРСЛ, ДОП/0.02;
08	$\overline{\text{Т0Ч3}}$ : = ПРС, ПР4, $\overline{\text{ОКР2}}$ , ХМ;	21	ИДИ/ПР1, ЗАПР2, ИДИ, ПР2, ВПРАВ, $\overline{\text{ЗА}}$ $\overline{\text{ОКР1}}$ ;
09	$\overline{\text{ОКР1}}$ : = ЧЕРЕЗ, $\overline{\text{Т0Ч2}}$ , $\overline{\text{Т0Ч3}}$ , РАД 400, ХМ;	22	ИДИ/ $\overline{\text{ОКР1}}$ , ПОЧС, $\overline{\text{ОКР2}}$ , ПРЧС, $\overline{\text{ОКР3}}$ , ПОЧС, ДО, ПРС2, ПР3;
10	$\overline{\text{Т0Ч4}}$ : = 1000, 475, 0;	23	ИДИ/ПР3, ДО $\overline{\text{Т0Ч7}}$ ;
11	$\overline{\text{ОКР2}}$ : = ЦТР, $\overline{\text{Т0Ч4}}$ , РАД 310;	24	ПОДАЧА/2000;
12	$\overline{\text{ОКР3}}$ : = 800, 243, 150,	25	ИДИ/ $\overline{\text{Т0Ч1}}$ ;
13	ПР3: = ПР1, ПР4, РАСТ, 135.75;	26	КОНЕЦ

радий. Помимо решения геометрических задач, они позволяют автоматизировать решение задач технологического проектирования. К числу таких систем относится первая отечественная система САП-3.

#### 4. Примеры станков с программным управлением

На рис. 196 представлен горизонтально-расточный станок мод. 2А620Ф2 с ЧПУ для консольной обработки различных крупных корпусных деталей. На нем можно производить сверление, зенкерование, растачивание и развертывание отверстий, фрезерование и нарезание резьбы.

Станок имеет неподвижную переднюю стойку и встроенный поворотный стол с продольным и поперечным перемещениями относительно оси шпинделя. Конструкция станка позволяет осуществлять фрезерование по прямоугольному контуру с двумя подачами: поперечной — стола и вертикальной — шпиндельной бабки, а также фрезерование с круговой подачей стола. Шпиндельный узел с фрезерным и расточным шпинделями смонтирован на прецизионных подшипниках качения. Зажим инструмента в расточном шпинделе механизирован. Все подвижные узлы закрепляются гидромеханическими зажимами оригинальной конструкции и имеют высокоточные закаленные боковые направляющие качения. Поворотный стол перемещается на специальной прецизионной опоре.

Станок оснащен системой позиционного программного управления, обеспечивающей перемещение исполнительных органов по трем координатам:  $x$  — поперечное перемещение стола;  $w$  — продольное перемещение стола;  $y$  — вертикальное перемещение шпиндельной бабки.

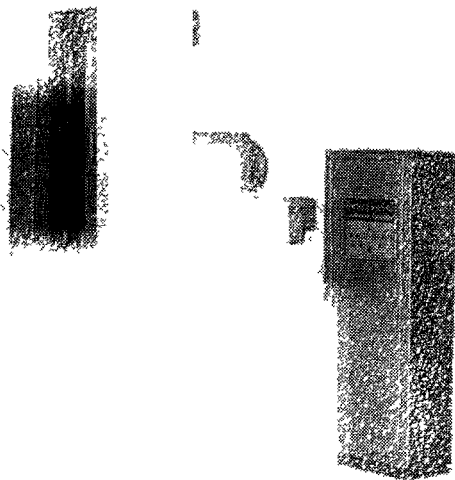


Рис. 196. Горизонтально-расточный станок мод. 2А620Ф2

На станке предусмотрены цифровая индикация положения всех трех управляемых по программе узлов станка, номера кадра и номера инструмента, выбор начала отсчета и коррекция размеров для 12 инструментов.

#### Основные данные управляющего устройства

Шифр системы — РА321 (фирма Alcatel) Основное назначение — позиционирование и прямоугольное формообразование	
Число управляемых координат . . . . .	3
Число координат с одновременным перемещением . . . . .	2
Программоноситель . . . . .	Восьмидорожковая перфолента
Система кодирования . . . . .	ИСО
Точностные параметры станка	
цена импульса, мкм . . . . .	0,1
точность установки поворотного стола через 90°, с . . . . .	3
точность установки поворотного стола на промежуточный угол, мин . . . . .	3
точность установки координат на всей длине перемещения, мкм	25

Токарный полуавтомат мод. 1П713Ф3 с ЧПУ предназначен для обработки в патроне деталей типа дисков, фланцев, колец в мелкосерийном производстве. На станке по программе можно осуществлять обработку наружных поверхностей с прямолинейным и криволинейным формообразованиями, подрезку торцов, прорезку наружных и внутренних канавок, сверление и растачивание отверстий.

Полуавтомат оснащен патроном с механизированным зажимом обрабатываемых деталей. В приводах продольного перемещения каретки крестового суппорта и поперечного перемещения ползуна по каретке применены гидроусилители с шаговыми двигателями рабочих подач и быстрого хода суппорта. Автоматическая смена инструмента, расположенного в пятипозиционной резцовой головке, автоматическое изменение в цикле скоростей шпинделя и подач, а также большая скорость быстрого перемещения суппорта сокращают вспомогательное и машинное время.

Точность обработки деталей на этом станке по диаметру — 20—30 мкм.

### 5. Многооперационные станки

В последнее время выпускают металлорежущие станки с автоматической сменой инструментов с программным управлением — так называемые многооперационные станки (обрабатывающие центры). Они предназначены для обработки корпусных деталей с отверстиями, а также деталей типа рычагов, плит, кронштейнов и т. п. [37].

Фрезерно-сверлильно-расточные станки с автоматической сменой инструментов изготавливаются как с небольшим числом инструментов, помещенных в гнездах револьверных головок, так и с очень большим числом инструментов (свыше 100), находящихся в специальных магазинах различной конструкции. Появились станки токарной группы («Торнинг-центры»), у которых вместо обычных револьверных головок применяются магазины с большим числом инструментов.

Предпосылками появления станков с автоматической сменой инструментов послужили общее повышение требований к мобильности, переносимости производственного оборудования в машиностроении и настоятельная необходимость автоматизации мелкосерийного производства.

Рассмотрим конструктивные особенности многооперационных станков.



Это в основном одношпиндельные станки или станки с револьверными головками, шпиндели которых работают поочередно. Некоторые зарубежные фирмы изготавливают станки с двумя шпинделями, из которых один предназначается для тяжелых, а другой — для легких работ. Шпиндель может реверсироваться и автоматически фиксироваться в определенном угловом положении. Реверс используется при резьбонарезании метчиками, а угловая фиксация — при некоторых расточных операциях и при автоматической смене инструментов.

Автоматическая смена инструментов осуществляется посредством индексирования револьверной шпиндельной головки или автоматической разгрузки и загрузки шпинделя оправками с инструментами из магазина с помощью автооператоров.

Станки оборудуются приводами, допускающими автоматическое изменение режимов обработки при смене инструментов. Для обработки деталей с разных сторон станки снабжают прецизионными поворотными столами, индексирующимися через угол  $90^\circ$  или способными поворачиваться на разные углы, заданные программным управлением. Для совмещения времени установки новых заготовок с основным временем работы станки оснащают дополнительными устройствами, в результате чего время смены заготовок снижается до нескольких секунд. Механизмы подачи узлов станка имеют привод с безлюфтовыми зубчатыми передачами и шариковыми ходовыми винтами, чаще всего — от гидродвигателей.

Станки оборудуют позиционными или непрерывными (контурными) системами программного управления всеми перемещениями узлов станка, сменой инструментов и заготовок, поворотами стола с обрабатываемой деталью, автоматическим изменением частоты вращения шпинделя и скоростью подачи.

Схемы построения фрезерно-сверлильно-расточных станков разнообразны. Многооперационные станки выполняют с компоновками типа вертикально-сверлильных, горизонтально- и вертикально-фрезерных консольных и бесконсольных, координатно-расточных, продольно-фрезерных и порталных станков.

На рис. 197 представлена компоновка бесконсольного вертикально-фрезерного станка с револьверной головкой 1, которая установлена на шпиндельной бабке 4, перемещающейся по стойке 2 в направлении оси Z. Стол 3 с обрабатываемой деталью совершает движение подачи по направлениям X и Y. Наиболее разнообразны компоновки станков с револьверными шпиндельными головками, поскольку в них проще менять инструменты.

Наблюдается также разнообразие устройств автоматической смены инструментов и заготовок. Эти устройства оказывают существенное влияние на развитие компоновок станков, выдвигая ряд требований. Например, для обеспечения рациональной автоматической смены инструментов желательно, чтобы в компоновках выполнялись следующие условия: минимум координатных перемещений при смене инструментов, сохранение постоянства координат оси шпинделя при смене инструментов, расположение неработающих инструментов вне рабочей зоны станка и др.

На рис. 198 представлена схема компоновки горизонтально-расточного станка с подвижной колонной 1. Инструменты, расположенные в магазине

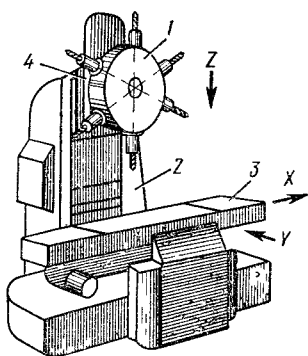


Рис. 197. Компонка вертикально-фрезерного станка с револьверной головкой

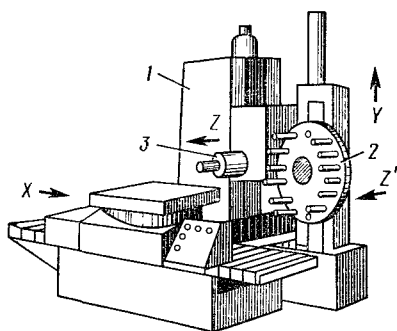


Рис. 198. Компонка горизонтально-расточного станка

2, по мере необходимости подводятся к шпинделю 3 станка и специальными устройствами устанавливаются и закрепляются в нем. Перед этим отработавший инструмент автоматически переводится из шпинделя 3 в свободное гнездо магазина 2.

Решающее влияние на компоновку станка в ряде случаев может оказать способ смены заготовки, например применение двух поворотных столов или сменных поворотных столов. Индексация поворотных столов выполняется прецизионной, чтобы обеспечить соосность отверстий, растачиваемых с двух противоположных сторон обрабатываемой детали, а также перпендикулярность и параллельность обработанных плоскостей. Обычно индексированные поворотные столы имеют четыре или восемь позиций, но иногда это число достигает 72. На рис. 199 представлены способы кантования и смены обрабатываемых деталей на многооперационных станках.

На рис. 199,а обрабатываемая деталь устанавливается на поворотную плиту или приспособление 1 и подается на станок. На станке имеется устройство 2, принимающее плиту или приспособление. Устройство подводит деталь с плитой в рабочую зону к шпинделю 3 станка. Разгрузка и загрузка происходит в то время, когда приспособление 1 находится на автооператоре 4. На рис. 199,б показана схема кантования детали с двумя сдвигающимися рабочими столами. Стол 5, находящийся на поворотных салазках 6, после завершения обработки детали с четырех сторон автоматически сдвигается на направляющие второй установочной позиции 7 для разгрузки-загрузки, а на его место из позиции 8 поступает второй стол с новой заготовкой.

На рис. 199,в показаны два поворотных стола 5, смонтированных на неподвижном основании 9. Все координатные перемещения совершает шпиндель 3. В позиции 10 деталь обрабатывается, в позиции 11 происходит разгрузка-загрузка. Процесс смены и кантования обрабатываемых деталей на этих станках сокращен до минимума благодаря автоматизации и управлению по сигналу от системы программного управления.

На рис. 200,а приведена схема многооперационного станка со

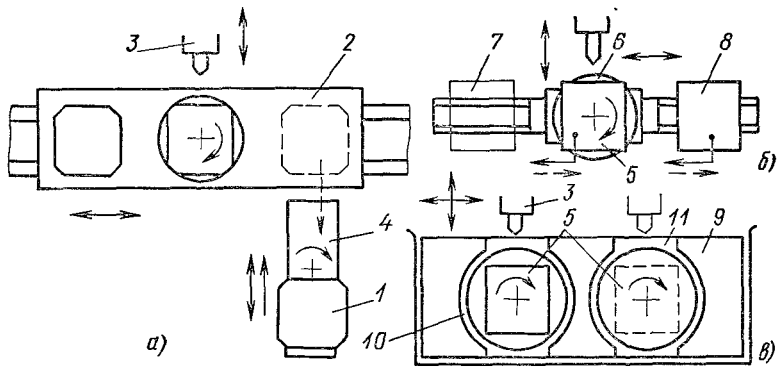


Рис. 199. Способы кантования и смены обрабатываемых деталей

сдвоенными поворотными столами 1, загружаемыми поочередно. Инструменты из магазина 2 подаются в зону резания и специальными устройствами устанавливаются в шпинделе 3 станка. На рис. 200,б показана схема многооперационного станка с двумя сдвигающимися столами 1.

Наиболее характерным признаком станков является наличие устройств для автоматической смены инструментов в процессе обработки деталей (см., например, рис. 198). Рациональным способом автоматической смены инструментов является применение магазина оправок с инструментами, число которых может превышать 100. Эти устройства могут быть с автооператором и без него, они отличаются расположением магазинов на станке и конструкцией самих магазинов.

На рис. 201,а показаны способы автоматической замены инструмента с автооператором, расположенным между магазином и шпинделем. Автооператор имеет два захвата — для отработавшего и для нового инструментов. Автоматическая смена инструмента совершается в определенной по-

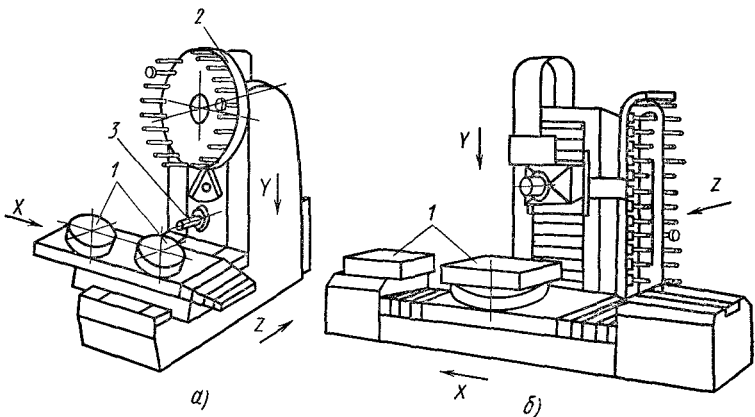


Рис. 200. Схемы многооперационных станков

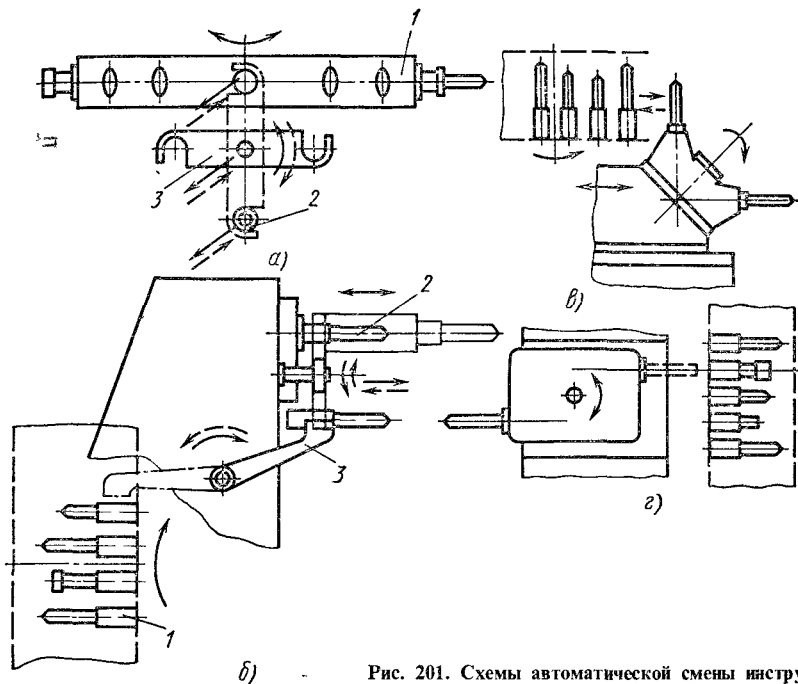


Рис. 201. Схемы автоматической смены инструмента

следовательности. Во время работы станка магазин 1 индексируется в положение, в котором последующий инструмент поступает в позицию разгрузки-загрузки. По окончании работы предыдущего инструмента шпиндель 2 возвращается в положение разгрузки-загрузки. Автооператор 3 поворачивается из своего исходного положения и одновременно захватывает предыдущий и последующий инструменты. Механизм зажима освобождает оправку шпинделя. Автооператор перемещается в осевом направлении, извлекая предыдущий инструмент из шпинделя, а последующий — из магазина, затем поворачивается на  $180^\circ$ , меняя местами предыдущий и последующий инструменты, и перемещается в осевом направлении, посылая последующий инструмент в шпиндель, а предыдущий — в гнездо магазина. Механизм зажима закрепляет новую оправку в шпинделе. Автооператор, поворачиваясь, приходит в исходное положение. Весь цикл смены инструмента занимает 5–6 с.

Оправки с инструментами от магазина 1, расположенного вне бабки (рис. 201, б), к шпинделю 2 и обратно переносятся автооператорами 3. Увеличение числа передающих механизмов и их усложнение не приводят к увеличению времени на смену инструментов, так как она совершается во время работы станка. Для дальнейшего сокращения времени смены инструмента применяют шпиндельные головки с двумя шпинделями — рабочим и предзагрузочным (рис. 201, в, г). Пока один шпиндель находится в работе, другой разгружается от отработавшего инструмента и загружается новым с помощью автооператора, скорость работы которого в этом случае может быть небольшой. По окончании работы инструмента

шпиндельная головка поворачивается на  $180^\circ$  индексирующим механизмом и вводит в действие второй шпиндель с новым инструментом. Смена инструмента может совершаться в течение 1–2 с.

В многооперационных станках число используемых в работе инструментов достигает нескольких десятков. В связи с этим решается задача такого кодирования инструмента в магазине, которое допускало бы автоматическое распознавание номеров и выбор каждого последующего инструмента по сигналам программного управления. Если, применяя магазин инструментов, их располагают по порядку использования, то кодирования не требуется. При обмене инструментами между шпинделем и гнездом магазина порядковая нумерация не нарушается, однако инструменты в магазине постепенно смещаются на один шаг. Повторное использование инструментов возможно путем их ручной перестановки в свободные гнезда, что усложняет обслуживание и увеличивает возможность ошибок при перестановке инструментов. Поэтому располагать инструменты в магазине в порядке их очередности можно только для операции, где общее число их невелико.

Кодирование инструментов позволяет избежать этих ограничений. Автоматический поиск инструмента допускает любое расположение инструментов в магазине независимо от их очередности. Существует несколько способов кодирования инструментов — кодирование места под инструмент, применение специальных ключей, несущих код инструмента, и непосредственное кодирование оправок с инструментами. Рассмотрим сущность последнего способа. В этом случае между конусным хвостовиком оправки и инструментом помещают кодовые кольца. Кодирование оправок заключается в определенном расположении колец, отличающихся диаметрами. Закодированная оправка с инструментом помещается в гнездо магазина и при его повороте воздействует кольцами на конечные выключатели, число которых должно быть равно общему числу колец. Релейная схема определяет совпадение заданного кода с сочетаниями включенных и невключенных конечных выключателей и таким образом выбирает нужный инструмент.

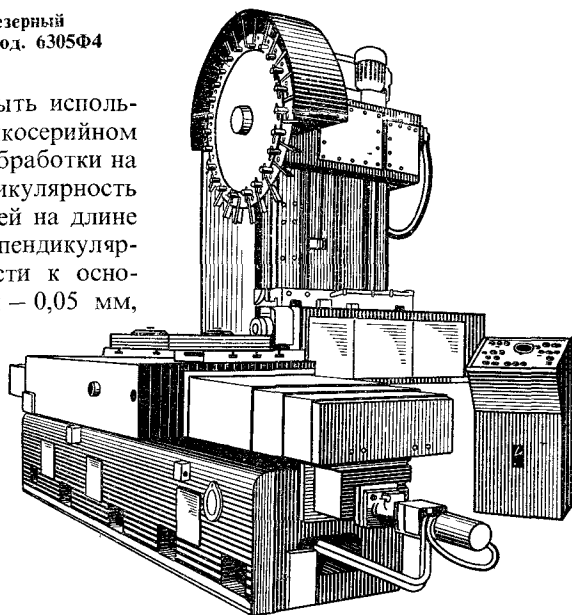
Метод непосредственного кодирования оправок с инструментами имеет следующие достоинства: допускается любая последовательность загрузки магазина инструментами; нет необходимости в поиске соответствующего места для предыдущего инструмента при возврате его в магазин.

Отечественное станкостроение серийно выпускает многооперационные станки с программным управлением. На рис. 202 показан продольно-фрезерный станок 6305Ф4 с горизонтальным шпинделем, числовым программным управлением и инструментальным магазином. Станок предназначен для многооперационной обработки корпусных деталей. На нем можно производить фрезерование плоскостей и сложных криволинейных поверхностей, расфрезеровывание круглых отверстий взамен чернового растачивания, сверление и растачивание отверстий. Дискковый магазин станка вмещает 24 инструмента. Любой выбранный по программе инструмент может быть автоматически установлен в шпинделе.

В станке используется контурная система обработки с пятью управляемыми координатами. В качестве программноносителя применяется восьмидорожечная перфолента с системой кодирования. Станок быстро пере-

Рис. 202. Продольно-фрезерный многооперационный станок мод. 6305Ф4

налаживается и может быть использован в серийном и мелкосерийном производстве. Точность обработки на станке, взаимная перпендикулярность двух боковых поверхностей на длине 500 мм — 0,05 мм, перпендикулярность боковой поверхности к основанию на длине 500 мм — 0,05 мм,



соосность отверстий, расточенных с двух противоположных сторон на длине 500 мм — 0,05 мм. Шероховатость обработанной поверхности  $Ra = 2,5$  мкм.

Многооперационные станки позволяют эффективно осуществлять программу большого объема. Если на отдельных простых операциях фрезерования, сверления, резбонарезания и т. д. возможности станков с программным управлением не используются и применение их часто является нерациональным, то интеграция простых операций в одну общую совокупную программу обработки делает применение таких станков целесообразным и экономически эффективным. Возможность быстрой переналадки станка на новую деталь особенно ценна в условиях мелкосерийного производства.

В последнее время созданы участки станков с программным управлением от ЭВМ. Например, Оргстанкинпром разработал участок станков с ЧПУ и автоматизированной транспортно-складской системой (АТСС). Этот участок (рис. 203) предназначен для комплексной механической обработки деталей типа корпусов, кронштейнов, крышек и т. п. в мелкосерийном производстве. Характеристики станков указанных на рисунке моделей даны в проспектах.

Управление станками и транспортными средствами на участке осуществляется от ЭВМ. Система обеспечивает три режима управления: автоматический от ЭВМ, полуавтоматический от носителей информации — стандартных перфокарт (УРИ) и управление с диспетчерского пульта.

Работа участка в автоматическом режиме осуществляется следующим образом. Партия заготовок устанавливается на транспортер приема АТСС, который доставляет заготовки в зону действия автоматического крана-штабелера. Рабочий вынимает перфокарту из папки с технической доку-

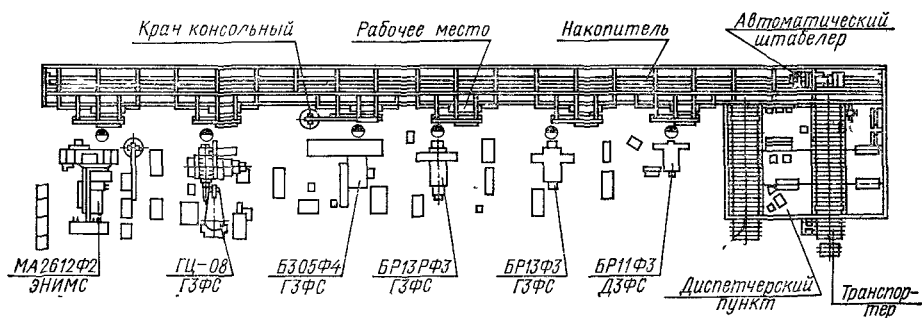


Рис. 203. Автоматический участок станков

ментацией и вводит ее в устройство регистрации информации (УРИ). Информация от УРИ по каналам связи передается на ЭВМ. По команде от ЭВМ, поступившей на пульт управления, кран-штабелер совершает очередные операции: забирает тару с транспортера и устанавливает ее в одну из ячеек накопителя. В соответствии с программой ЭВМ передает команду на центральный пульт управления, и кран-штабелер транспортирует очередной комплект (инструмент, оснастку или заготовку) в зону загрузки, откуда он поступает на рабочий стол. По окончании установки инструмента или обработки партии заготовок готовая продукция поступает в зону выгрузки.

В ЭНИМСе разработан автоматизированный участок станков с групповым программным управлением. Участок предназначен для комплексной механической обработки деталей типа тел вращения (валов, гильз, стоек и т. д.) в мелкосерийном и индивидуальном производстве и включает следующие станки с числовым программным управлением: фрезерно-центровальный МР179Ф4, два токарно-центровальных 1717Ф3, два токарных патронных полуавтомата 1П713Ф3, два токарных патронно-центровальных полуавтомата 1715МФ3, вертикально-фрезерный станок МА655-1, вертикально-сверлильный станок 2Р135Ф2 и вертикально-фрезерный станок МА655. Управление работой участка, диспетчирование и учет производятся от ЭВМ, благодаря чему улучшается организация производства, сокращается период прохождения деталей по участку, повышается производительность труда.

## 6. Промышленные роботы

В последние годы одним из важных направлений научно-технического прогресса становится применение промышленных роботов. Их использование позволяет осуществлять комплексную механизацию и автоматизацию производства, повышать эффективность использования трудовых ресурсов, а также сокращать применение ручного, тяжелого и неквалифицированного труда во всех отраслях народного хозяйства.

Промышленные роботы — это манипуляторы с программным управлением, предназначенные для воспроизведения некоторых функций человека

при выполнении вспомогательных и основных производственных операций.

Созданы опытные образцы в основном универсальных роботов с позиционной и цикловой системами программного управления. В числе первых образцов были роботы УМ-1, «Универсал-50» и УПК-1. Это – роботы первого поколения.

Техническая характеристика робота

Грузоподъемность с работающей кистью, кг . . . . .	10
Линейные перемещения руки, мм . . . . .	700
Угол поворота руки, град . . . . .	180
Скорость	
линейных перемещений, мм/с . . . . .	600
поворота руки, град/с . . . . .	180
Точность позиционирования, мм . . . . .	$\pm 5$

Промышленный робот РП-10 с гидравлическим приводом (рис. 204) предназначен для выполнения различных технологических операций.

Роботы могут быть широко использованы на работах, связанных с механической обработкой деталей. Так, робот УМ-1 используется для обслуживания двух станков с программным управлением АТ-250П при окончательной механической обработке втулки колеса. Экономический эффект от внедрения одного промышленного робота составляет 5–8 тыс. руб. в год. Применение робота улучшает условия труда, снижает производственный травматизм и др.

Область использования промышленных роботов непрерывно расширяется, их функции усложняются, и поэтому конструктивные схемы мани-

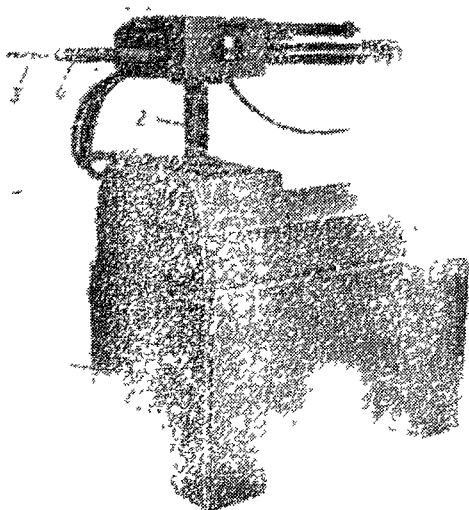


Рис. 204. Промышленный робот РП-10:  
1 – корпус, 2 – колонна, 3 – захват, 4 – рука

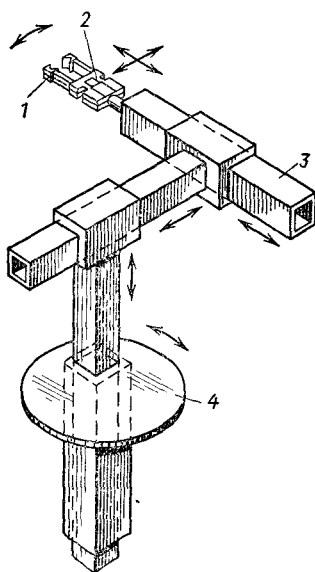
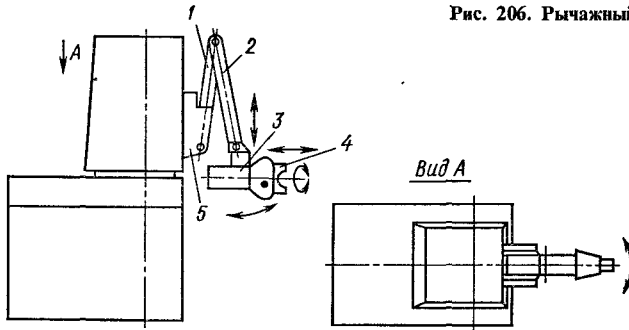


Рис. 205. Схема манипулятора с  
четырьмя степенями свободы



Рис. 206. Рычажный манипулятор



пуляторов роботов отличаются большим разнообразием. В них используются различные системы координат перемещения руки и разное число степеней свободы рабочего органа.

На рис. 205 показана схема манипулятора с четырьмя степенями свободы, у которого рука 3 с кистью 2 имеет три степени свободы, перемещающаяся в подвижной системе прямоугольных координат, связанной с поворотным столом 4. Четвертая степень свободы реализуется при повороте стола вокруг вертикальной оси. Пятым, независимым движением является движение охвата. При осуществлении любых перемещений при остановленном поворотном столе 4 деталь, удерживаемая охватом 1, не меняет своей ориентации в пространстве. Ориентация детали в горизонтальной плоскости меняется при повороте стола.

На рис. 206 приведена схема рычажного манипулятора. Рука состоит из соединенных шарнирно рычагов 1 и 2. Последний несет кисть 3 с механизмом захвата 4. Рычаг 1 укреплен на кронштейне 5 вертикального вала, вместе с которым рука поднимается и поворачивается вокруг вертикальной оси. При одинаковой длине рычагов 1 и 2 и таком передаточном механизме, который обеспечивает постоянно вертикальное положение биссектрисы угла между рычагами, кисть при раскрытии или складывании рычагов 1 и 2 перемещается прямолинейно в горизонтальном направлении.

## Автоматические линии станков

---

Автоматическими называют поточные линии станков и агрегатов, связанных в единую систему, в которой весь комплекс технологических процессов происходит без прямого участия рабочего; последний лишь контролирует и налаживает оборудование. Область применения автоматических линий — массовое производство устойчивых по конструкции изделий. Их используют в различных отраслях машиностроения с довольно широкой номенклатурой операций: сверлильно-расточных, резьбонарезных, токарных, фрезерных, шлифовальных, зуборезных, а также кузнечно-пресовых, литейных, сварочных и термических. В автоматические линии могут входить агрегаты, осуществляющие сборочные операции, антикоррозийные покрытия, взвешивание, упаковку и другие вспомогательные работы.

Автоматические линии классифицируются по ряду признаков.

1. В зависимости от величины штучного выпуска деталей применяются однопоточные линии (последовательного действия) и многопоточные (параллельно-последовательного действия).

2. По роду станков различают автоматические линии, скомпонованные из станков, специально построенных для данной линии; агрегатных станков; универсальных станков, специально модернизированных и автоматизированных для встройки в автоматическую линию.

3. По способу передачи обрабатываемых деталей со станка на станок различают линии: со сквозным транспортированием с проходом детали сквозь места зажима (применяются при обработке корпусных деталей на агрегатных станках); с верхним транспортированием; с боковым транспортированием; с комбинированным транспортированием; с роторным транспортированием, применяемым в роторных линиях. Детали транспортируют со станка на станок самостоятельно или, если они неудобны для транспортирования по своей конфигурации, на специальных плантах-снупниках.

4. По расположению оборудования различают замкнутые и незамкнутые автоматические линии. Замкнутые линии бывают круговые (станки-комбайны) и прямоугольные. Большинство автоматических линий имеет незамкнутое расположение оборудования: прямолинейное, Г-образное, П-образное и др.

Детали, подлежащие обработке на автоматических линиях, должны быть прежде всего технологичными. Заготовки для них должны иметь удобные базы для установки и фиксации в приспособлениях. Конструкция детали должна отвечать требованиям ритмичной обработки, т. е. обеспечи-

вать приблизительно равное время выполнения отдельных операций. В процессе обработки заготовок целесообразно иметь наименьшее количество перестановок и переажимов, производить максимально возможное совмещение операций, не связанных, однако, с применением очень сложного комбинированного инструмента.

Режущий инструмент выбирают в соответствии с технологией обработки. Обычно применяют нормальный или специальный инструмент: однолезвийный, многолезвийный, а также комбинированный в виде целых блоков.

Важным фактором, от которого может зависеть рентабельность автоматической линии, является режим обработки и стойкость инструмента. Поскольку количество одновременно работающих инструментов на линии велико, выход из строя одного из них, смена или подналадка вызывают остановку всего автоматизированного участка. Оптимальную стойкость инструмента и, следовательно, режимы резания устанавливают опытным путем; намечаются возможности расчета этих факторов. В действующих автоматических линиях режимы резания установлены с таким расчетом, чтобы инструмент работал без переточки всю смену, а в отдельных случаях — только до обеденного перерыва, во время которого затупившийся инструмент можно заменить.

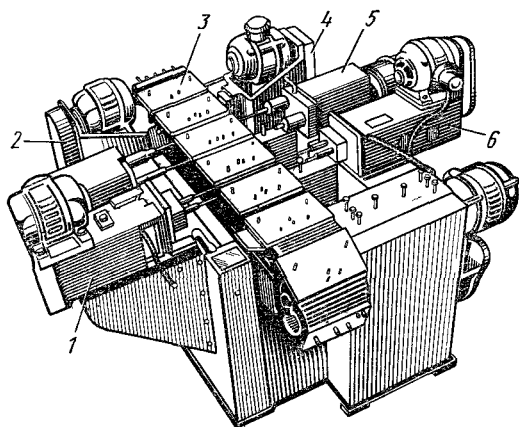
## 1. Оборудование для автоматических линий

Как уже было сказано, автоматические линии могут оснащаться агрегатными специальными или универсальными станками. Линии из агрегатных станков находят наибольшее распространение при организации нового производства или при капитальной реконструкции предприятия. Опыт отечественного и зарубежного машиностроения показал целесообразность внедрения перенастраиваемых автоматических линий. В связи с этим создаются модели агрегатных станков, имеющих постоянные агрегатные столы и сменные силовые головки, устанавливаемые на них.

Линии из специальных станков применяются редко. Стоимость таких линий высока и сроки освоения их длительны, так как приходится проектировать, а затем осваивать в производственных условиях каждый станок линии. Кроме того, оборудование этих линий невозможно использовать для производства других деталей. Автоматические линии из специальных станков находят применение для сравнительно несложных (при небольшом числе операций) технологических процессов. Станки часто монтируют на одной станине, как, например, в линиях для обработки корпусов валов, сегментов пилющих машинок и пр. На рис. 207 представлена автоматическая линия для обработки сегментов пилющих машинок. Сегменты в приспособлениях устанавливаются на бесконечном ленточном транспортере — столе 3 и обрабатываются в различных позициях инструментом силовых головок 1, 2, 4, 5 и 6.

Линии из обычных агрегатных или специальных станков обладают тем недостатком, что на них утрачивается маневренность производства и имеет место так называемый консерватизм технологии, т. е. затрудняется возможность изменения технологии обработки данного изделия, а также быстрого перехода от производства одного изделия к другому, так как

Рис. 207. Автоматическая линия для обработки сегментов пилющих машинок



автоматическое оборудование специализировано и приспособлено к производству только одного какого-либо вида продукции. Это привело к тому, что в последнее время широко распространение получили автоматические линии из типового универсального оборудования, т. е. из автоматизированных станков обычных типов: токарных, сверлильных, фрезерных, зубофрезерных, шлифовальных и т. п. Конечно, эти станки должны быть соответствующим образом приспособлены для встройки в автоматическую линию. Использование универсального оборудования позволяет снизить сроки изготовления автоматических линий, увеличивает надежность работы и обеспечивает возможность переналадки их на разные типоразмеры деталей или на новый объект производства.

Наряду с созданием линий из нового оборудования весьма эффективна постройка линий на основе использования действующего оборудования, модернизированного соответствующим образом. Создание таких линий требует меньших капиталовложений и меньше времени на их изготовление и освоение.

**Компоновка оборудования.** Автоматические линии представляют собой сложную систему станков и различного вида автоматических устройств. Поэтому потеря работоспособности линии может произойти из-за отказа инструмента, приспособления, механических, гидравлических, электрических и пневматических устройств, рабочих органов межоперационного транспорта, автоматических средств технического контроля и т. д. В связи с этим необходимо так компоновывать оборудование, чтобы временные остановки агрегатов не влияли на работу всей линии. В отношении организации потока и компоновки автоматические станочные линии выполняют в трех вариантах.

1. **Безбункерные автоматические линии.** На таких линиях обрабатывают обычно корпусные детали: блоки цилиндров, корпуса коробов скоростей автомобиля и т. п. Заготовка проходит всю линию, перемещаясь общим транспортером последовательно с одной рабочей позиции на другую на величину расстояния между позициями  $l$  (прямоточные линии, рис. 208,а) или на величину размера заготовки  $d$  (поточные линии, рис. 208,б).

2. **Бункерные автоматические линии.** Они состоят из отдельных автоматических станков (рис. 208,в), снабженных механизмами питания — бункерами  $B$  и связанных друг с другом транспортерами, передающими обрабатываемые детали с одной позиции на другую.

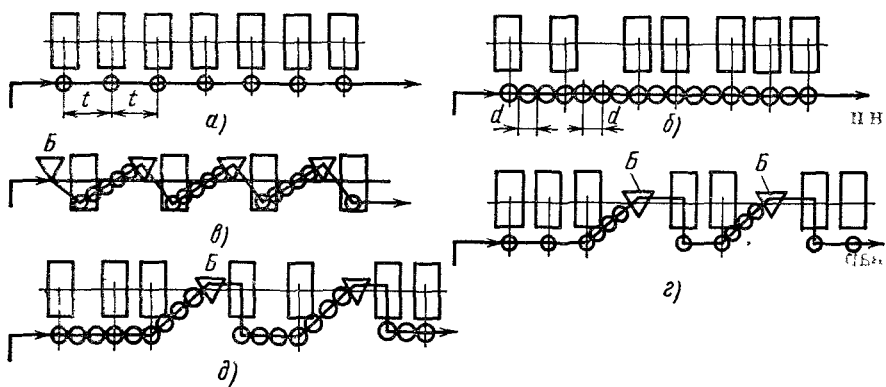


Рис. 208. Типы автоматических линий

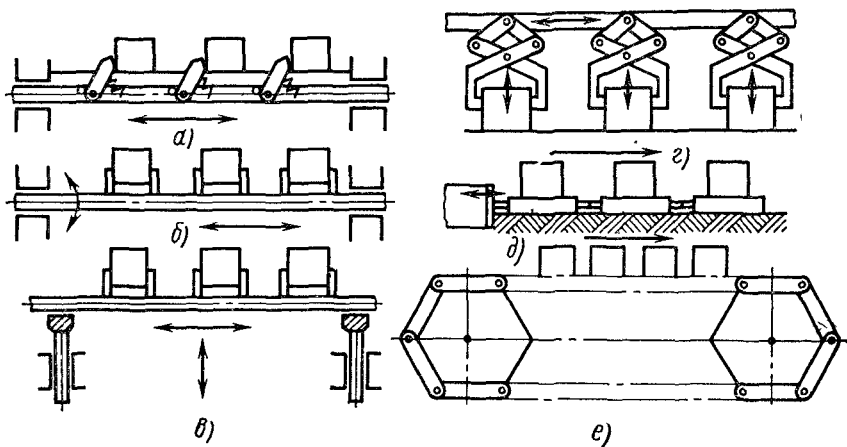


Рис. 209. Шаговые транспортеры

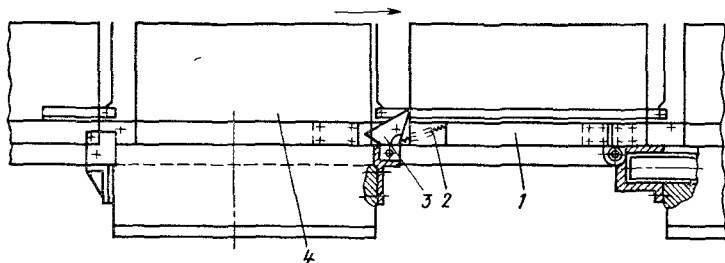


Рис. 210. Шаговый транспортер с собачками

Рис. 211. Шаговый штанговый транспортер с флажками

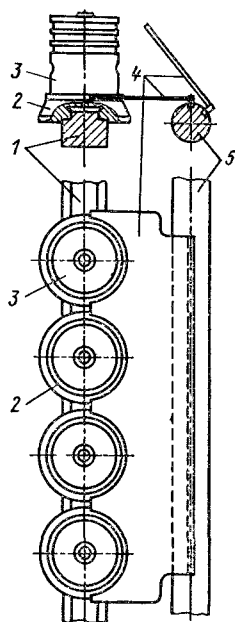
3. Автоматические линии с приемниками-накопителями. В этом случае линия делится на отдельные участки, между которыми размещаются промежуточные накопители запасов полуфабрикатов *Б* (бункерно-прямоточные и бункерно-поточные линии, рис. 208, *з, д*). При таком варианте временная потеря работоспособности какого-либо участка не приводит к остановке всей линии. Задача при проектировании линии в этом случае сводится к выбору места установки и количества бункеров.

**Транспортные устройства.** Выбор системы транспортирования является одним из наиболее существенных вопросов компоновки автоматических линий. Транспортные устройства перемещают заготовки с одной рабочей позиции на другую, изменяя их ориентацию (в поворотных устройствах), убирают стружку и т. д.

Основными видами транспорта автоматических линий являются шаговые транспортеры, подъемники, распределительные транспортеры, манипуляторы, поворотные устройства, транспортеры для уборки стружки и пр. Шаговые транспортеры бывают с собачками, с флажками, рейферные, рейнерные, толкающие и цепные.

Шаговые транспортеры с собачками (рис. 209, *а*) получили наибольшее распространение. При работе они совершают периодическое возвратно-поступательное движение. Конструкция такого транспортера представлена на рис. 210. На штанге 1, проходящей через весь заблокированный участок автоматической линии, шарнирно закреплены собачки 3, которые под действием пружины 2 (или противовесов) стремятся подняться над уровнем штанги. В момент возврата транспортера зафиксированные на позициях детали 4 утопляют собачки. Пройдя под деталями, собачки вновь поднимаются и готовы для захвата очередной детали при движении транспортера вперед. Преимущество транспортера с собачками — простота движения и соответствующая ей простота привода от гидро- или пневмоцилиндра.

Шаговые штанговые транспортеры с флажками (см. рис. 209, *б*) применяются, например, на механическом участке автоматического завода поршней. Приспособления-спутники с установленными на них поршнями перемещаются по направляющему рельсу 1 (рис. 211) возвратно-поступательно движущейся штангой 5 круглого сечения, на которой секциями закреплены фасонные козырьки-флажки 4. В исходном положении круглой штанги флажки приподняты. Для перемещения поршней 3 штанга вместе с флажками поворачивается на  $45^\circ$  в сторону рельса 1. Каждый вырез флажка охватывает одну плитку 2 с установленным на ней поршнем. При движении штанги вперед перемещаются в том же направлении одновременно четыре поршня на одну позицию по всей линии. После этого штанга поворачи-



вается в первоначальное положение и возвращается обратно. Поворот штанги и ее осевое перемещение осуществляются двумя гидроцилиндрами.

Грейферные шаговые транспортеры (см. рис. 209,в) применяются реже. У них штанга совершает поочередно два возвратно-поступательных движения в перпендикулярных направлениях (например, слева направо и снизу вверх) с чередованием фаз этих движений. Обрабатываемые детали перемещаются жесткими (не поворачивающимися) флажками. Конструктивно такие транспортеры обычно сложны и применяются только в тех случаях, когда подход к захватываемым деталям может быть лишь с определенной стороны, причем посадка транспортируемых деталей на позициях такова, что для перемещения их с одной позиции на другую транспортер должен поднять деталь вверх.

Рейнерные шаговые транспортеры (см. рис. 209,г) представляют собой усложненный вид грейферных. Устройство их такое же. Детали перемещаются не флажками, а закрепленными на штангах захватами, которые обычно расположены сверху. Эти транспортеры требуют сложных надстроек над линиями. Однако для некоторых автоматических линий, например, для обработки валов, применение рейнерных транспортеров в ряде случаев оправдано.

Толкающие шаговые транспортеры (см. рис. 209,д) самые простые. В них толкатель (обычно гидро- или пневмоцилиндр) непосредственно воздействует на последнюю из вплотную расположенных деталей; в результате вся колонна деталей при ходе толкателя движется одновременно.

Цепные транспортеры (см. рис. 209,е) широко применяют как средство непрерывного транспорта; в качестве шаговых их применяют лишь в единичных случаях. Базирование деталей, перемещаемых звеньями цепи, на позициях почти неосуществимо. Можно только шаг перемещения сделать больше расстояния между позициями и предусмотреть на позициях автоматической линии выдвижные упоры. При этом свободно лежащие на звеньях детали всегда будут досланы до упора.

**Агрегаты для накопления и выдачи заготовок.** В местах деления автоматической линии на участки, как указывалось выше, целесообразно располагать промежуточные запасы заготовок, с тем чтобы питать последующие участки линии при остановке предыдущих. Накопление запасов заготовок должно происходить в специальных агрегатах, которые принимают полу-

фабрикаты от предыдущего участка линии и передают их последующему (при нормальной работе), либо принимают от предыдущего и накапливают (при простое последующего участка), или, наконец, питают последующий участок за счет своих накоплений (при остановке предыдущего участка). На автоматических линиях бункерного типа при сработке мелких деталей эти функции выпол-

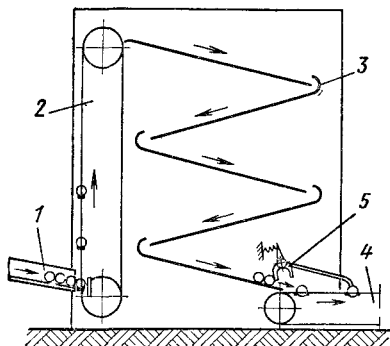


Рис. 212. Шахтный магазин транзитного типа

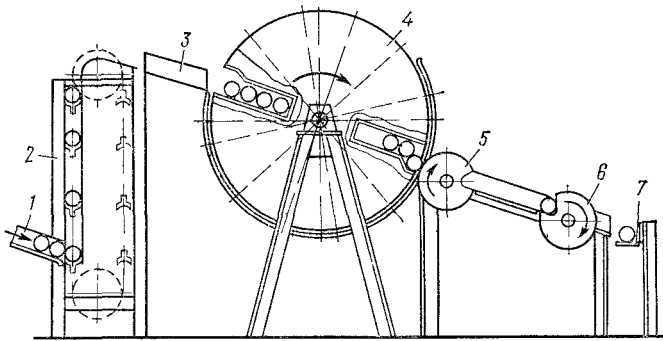
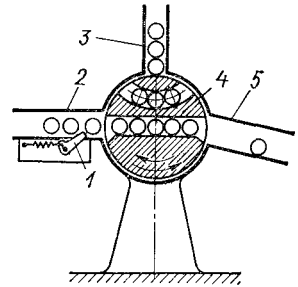


Рис. 213. Гранзитный магазин

Рис. 214. Промежуточный магазин



няют бункерные загрузочные устройства, а при обработке крупных деталей, которые не могут поместиться в бункере, — промежуточные магазины транзитного или складского типа.

На рис 212 показан шахтный магазин транзитного типа. Детали, поступающие по приемному лотку 1, эскалатором 2 подаются к змеевидному лотку 3 и под действием силы тяжести спускаются к транспортеру 4. Детали выдаются по одной рычажным отсекателем 5. Обычно лоток 3 заполнен лишь частично, и при остановке последующего участка линии запас деталей в магазине увеличивается в результате заполнения этого лотка. При остановке же предыдущего участка последующий продолжает получать заготовки за счет запаса, имеющегося в магазине.

На рис. 213 приведен другой тип транзитного магазина. Детали через приемный лоток 1, эскалатор 2 и промежуточный лоток 3 попадают в гнездо барабана 4, который, поворачиваясь, передает их через механизм поштучной выдачи 5—6 на поперечный транспортер 7 для дальнейшей передачи. В случае заполнения гнезд барабана 4 предыдущий участок линии автоматически отключается.

На рис. 214 показан промежуточный магазин складского типа. Детали через приемный лоток 2 могут, в зависимости от положения переключателя 4, либо подаваться на дальнейшую обработку (как изображено на рисунке), либо при повороте переключателя на некоторый угол против часовой стрелки накапливаться в шахте 3 магазина. Собачка 1 в этом случае удерживает детали в магазине. При работе на расходование запаса, при повороте переключателя по часовой стрелке, детали из магазина поступают под действием силы тяжести в выдающий лоток 5.

**Загрузочные устройства.** Автоматизация процессов установки, фиксации и зажима деталей на автоматической линии осуществляется различными методами. При едином транспортном устройстве, когда детали базовыми поверхностями или с помощью плит-спутников скользят в направляющих



транспортера, они в приспособлениях часто фиксируются посадкой на контрольные штифты или фиксаторы двумя предварительно обработанными отверстиями. Если форма деталей сложная, их фиксация и зажим на позиции осуществляется применением более сложных устройств.

Для автоматической загрузки мелких штучных деталей, например, в метизном производстве, используют бункерно-загрузочные устройства, которые имеют своим назначением привести заготовки, находящиеся в бункере, в определенное ориентированное положение и выдать их в магазин. С бункерным устройством работают питатели, подающие заготовки из магазина в зажимной орган станка.

На рис. 215,а показана схема магазинного загрузочного устройства. В магазин 1 заготовки загружаются вручную и питателем 4 подаются в рабочую зону 5. Эксцентрик 2 и пружина 3 сообщают питателю возвратно-посупательное движение, причем подача заготовки в рабочую зону осуществляется пружиной, а отвод питателя вправо — эксцентриком.

Схема бункерного загрузочного устройства показана на рис. 215,б. В бункер 7 заготовки загружают навалом. Толкатель 6 подает их в магазин 1. Неправильно ориентированные заготовки звездочкой 8 сбрасываются обратно в бункер. Из магазина заготовки питателем 4 подаются в рабочую зону 5.

**Питатели**, как отмечалось ранее, служат для передачи заготовок из магазина в рабочую зону.

Шиберный питатель показан на рис. 216,а. Из лотка 5 заготовка 4 попадает в зев питателя 1, где удерживается прижимной губкой 2 с пружиной 3. При каждом двойном ходе питателя одна заготовка попадает в рабочую зону, где захватывается зажимным устройством. При отходе питателя в исходное, правое положение прижимная губка поворачивается вокруг своей оси и освобождает деталь.

Могылевый питатель показан на рис. 216,б. Заготовка 4 питателем 1 подается в рабочую зону. При повороте питателя в крайнее правое положение очередная заготовка попадает из магазина 5 в зев питателя, где удерживается прижимной губкой 2 с помощью пружины 3. Таким образом, при каждом двойном качании питателя последний переносит из магазина в рабочую зону одну заготовку.

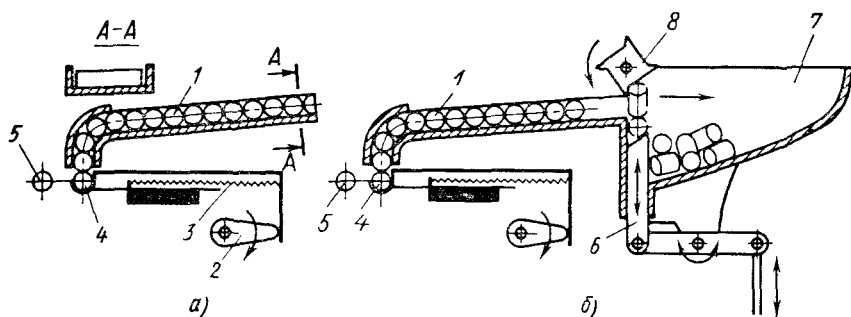


Рис. 215. Магазинные загрузочные устройства

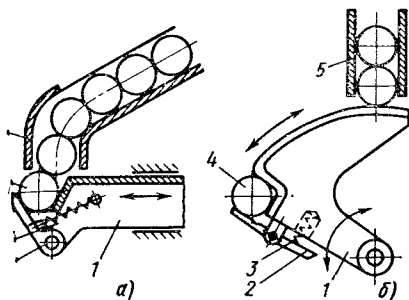


Рис. 216. Питатели

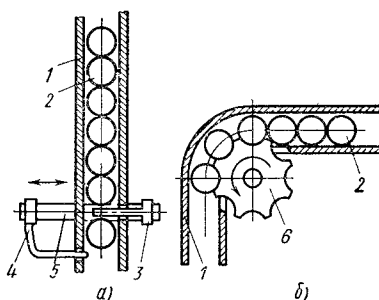


Рис. 217. Отсекатели

Отсекатели предназначены для поштучной выдачи заготовок из магазина или бункера в рабочую зону. На рис. 217,*а* показан штифтовый отсекатель с двумя штифтами 3 и 4. При левом положении штанги 5 отсекателя штифт 3 удерживает запас заготовок 2 в магазине 1, кроме нижней заготовки, которая свободно проходит в зев питателя. В правом положении штанги 5 заготовки опускаются до удерживающего их штифта 4. Таким образом, при каждом двойном ходе штанги со штифтами из магазина выдается одна заготовка.

На рис. 217,*б* показан барабанный (дисковый) отсекатель. При вращении барабана 6 с установленной скоростью заготовки 2 поштучно через заданный промежуток времени поступают из магазина через канал 1 к питателю, либо непосредственно к месту обработки или к зажимному устройству.

## 2. Управление автоматическими линиями

В современных автоматических линиях привод всех механизмов и агрегатов, представляющих собой замкнутые самодействующие узлы, осуществляется при помощи электродвигателей или гидравлических устройств. Система аппаратуры гидроэлектроавтоматики позволяет путем электрической блокировки управлять линией из одного места. Пуск и остановка механизмов производится замыканием или размыканием цепи соленоидов или реле, управляющих механизмами. Этим достигается централизованный дистанционный контроль и синхронизация работы отдельных механизмов. В основном применяется путевая система управления.

Для обеспечения заданного ритма работы станочной линии необходимо, чтобы автоматические циклы отдельных станков были увязаны как между собой, так и с работой механизмов зажима и межоперационного транспорта. С работой станочного оборудования должна быть скоординирована работа вспомогательных устройств: для подачи смазки и охлаждающей жидкости к инструменту, для удаления стружки и очистки установочных и базовых поверхностей от загрязнения.

**Работа станочного оборудования.** Пуск силовых головок и других агрегатов допустим лишь после зажима всех деталей, который, в свою очередь, возможен лишь после фиксации. Такое состояние контролируется с по-

мощью реле давления и системы путевых переключателей, срабатывающих от перемещения рычагов механизмов фиксации и зажима. Это один узел блокировки. Посредством другого механизма блокировки обеспечивается возможность движения транспортера вперед только после того, как закончилась обработка и детали расфиксированы и откреплены. Последние операции осуществимы при возвращении всех силовых головок в исходное положение после окончания обработки.

Центральный пульт имеет световую сигнализацию, связанную с действиями отдельных узлов линии. В частности, при пуске головок вперед загораются лампочки с их номерами. При возвращении головок лампочки гаснут. Если почему-либо головка не возвращается в исходное положение, то горящая на пульте сигнальная лампочка позволит быстро определить причину задержки. Нарушение нормального режима работы в каком-либо агрегате вызывает остановку линии. Например, при падении давления в гидросистеме зажима во время обработки размыкается реле давления и все головки отходят назад. Если деталь неправильно установлена или недостаточно зажата в какой-либо позиции, линия будет стоять до устранения неполадки.

**Удаление стружки.** Металлическая стружка, образующаяся в процессе резания, может явиться серьезной помехой в работе автоматической линии. Забивая механизмы, стружка нередко нарушает нормальную работу станков. Большое значение имеет удаление стружки с базовых поверхностей изделия и установочных мест приспособлений. Забивание стружкой отверстий может быть причиной поломки метчиков и разверток. Стружку удаляют, смахивая ее механическими щетками либо смывая или обдувая заготовки при транспортировке их от станка к станку. Для уборки стружки применяют различные транспортеры: шнековые или скребковые для сливной или витой стружки и ленточные или вибрирующие лотки для сыпучей стружки.

**Технический контроль** отдельных операций или групп операций осуществляется различно. При обработке крупных корпусных деталей контроль производится в конце автоматической линии. В некоторых случаях осмотр и контроль ведутся в промежутке между позициями, для чего в линии предусмотрены холостые позиции. Количество их зависит от характера технологического процесса. При обработке мелких и средних по размеру деталей применяется автоматический контроль, обычно — на специально предусмотренных в линии контрольных позициях. Он рассматривается как отдельная операция. Принципы и конструкции автоматических средств измерения разнообразны.

### 3. Типовые автоматические линии

**Автоматическая линия для обработки корпусных деталей.** На рис. 218 показан участок автоматической линии, оснащенной агрегатными станками для обработки отверстий в блоке автомобильного двигателя. В позиции 1 производится загрузка заготовок; на станке 2 растачиваются гнезда под впускные и выпускные клапаны; на станках 3 и 4 поочередно зенкуются фаски и площадки под седла клапанов; на станках 5—8 сверлятся,

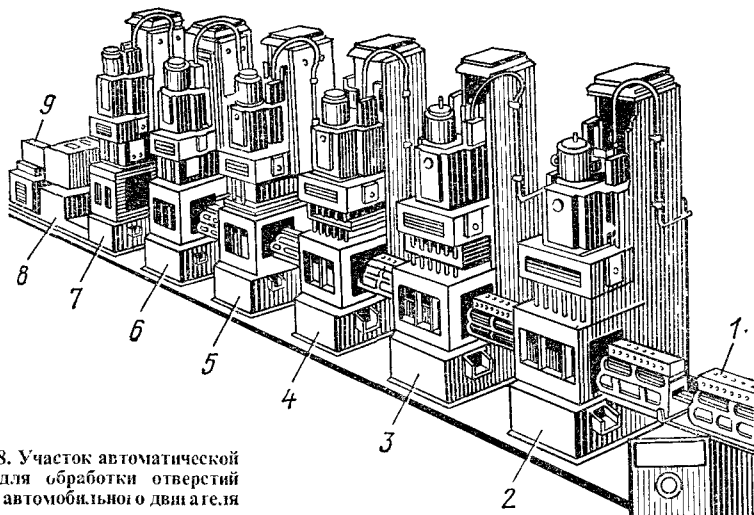


Рис. 218. Участок автоматической линии для обработки отверстий в блоке автомобильного двигателя

зенкеруются и развертываются отверстия под втулки клапанов, а также нарезается коническая резьба в отверстиях под маслопровод и под пробки; на позиции 9 снимаются блоки цилиндров.

Автоматическая линия для обработки цилиндрических зубчатых колес показана на рис. 219. Линия состоит из восьми автоматизированных станков, преимущественно общего назначения, и бункерного загрузочного устройства. На линии могут обрабатываться зубчатые колеса десяти типоразмеров. Общая годовая программа 120 тыс. шт. Переналадка линии при переходе на другой типоразмер зубчатого колеса при трех наладчиках занимает 4,5 ч. В позициях *I* и *II* производится черновая и чистовая обработка отверстия зенкерами и наружное обтачивание заготовки, в позиции *III* — окончательная обработка отверстия прошивкой, в позиции *IV* — подрезка торцов и снятие фасок, в позиции *V* — черновая и чистовая обработка зубьев фрезой, в позиции *VI* — зубозакругление, в позиции *VII* — окончательная обработка зубьев шевром.

Межстаночные транспортные устройства этой линии находятся на уровне загрузки и расположены продольно вне рабочей зоны. Заготовки перемещаются по транспортеру на определенный шаг. Впереди каждого станка имеется перегружатель, который перемещается поперечно. Он снимает обработанную на данном станке деталь и перемещает ее на линию транспортера. После того как общий транспортер передвинется на один шаг, тот же перегружатель снимает подошедшую с предыдущего станка заготовку и устанавливает ее на последующий станок.

#### 4. Расчет производительности автоматических линий

Исходной величиной для расчета линий является годовая программа  $P$  с указанием пуска числа деталей в час. В дальнейшем расчеты (ориентировочные) выполняют исходя из фактического фонда времени, продолжитель-

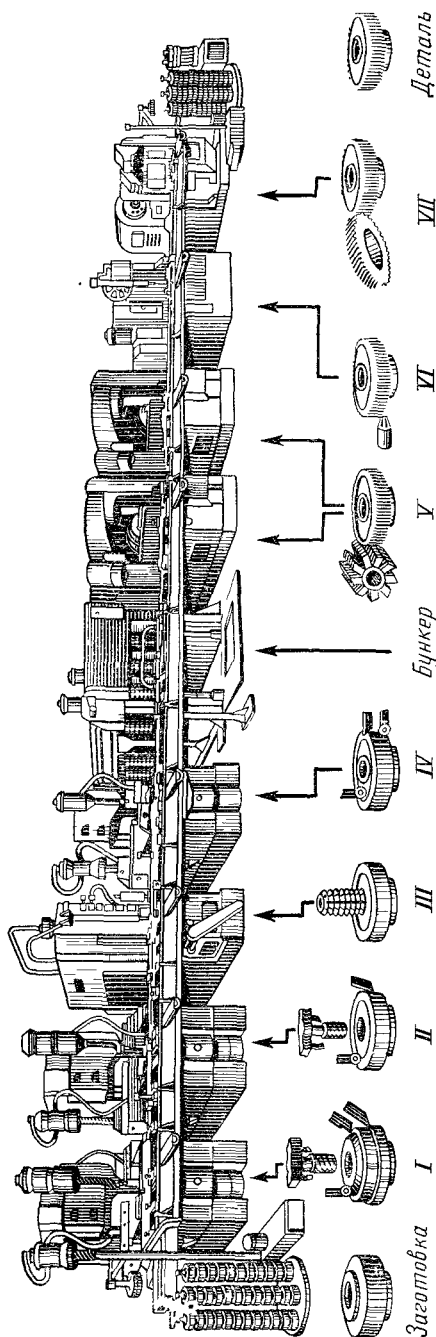


Рис. 219. Автоматическая линия для обработки проволоки в спиральных зубчатых котлах

тельности такта и коэффициента использования линии станков. Порядок ориентировочного расчета следующий.

1. Определяется годовое число часов в одну смену  $F_{\phi}$  исходя из номинального годового числа часов  $F_{\Pi}$  с учетом времени пребывания станков в капитальном ремонте:

$$F_{\phi} = F_{\Pi} \eta_{кр},$$

где  $\eta_{кр} = 0,93 \div 0,96$  — коэффициент, учитывающий пребывание станков в ремонте.

Если линия работает  $n$  смен, то действительный фонд времени

$$F_{\Pi} = F_{\Pi} n \eta_{кр}.$$

Для перенастраиваемых линий фонд времени должен быть уменьшен на общее время, затрачиваемое на переналадку в течение года:

$$F_{\text{пер год}} = F_{\text{пер} a},$$

где  $F_{\text{пер}}$  — продолжительность одной переналадки, ч;  $a$  — число переналадок в год.

Следовательно, фактический фонд времени для перенастраиваемых систем

$$F_{\Pi \text{ пер}} = F_{\Pi} n \eta_{кр} - F_{\text{пер год}}.$$

При расчетах не следует допускать, чтобы  $F_{\text{пер год}}$  составляло больше 10–12% от  $F_{\Pi}$ .

2. Определяется фактическая штучная производительность линии в час:

$$Q_{\phi} = \frac{P(1 + 0,01K)}{F_{\Pi} n \eta_{кр}}, \quad (30)$$

где  $K = 0,5 \div 1,0$  — коэффициент, учитывающий брак.

С другой стороны, действительная штучная производительность линии в час составляет (шт, ч)  
для однопоточной линии

$$Q_{\phi} = \frac{60}{T} \eta_{\Sigma}'; \quad (31)$$

для многопоточной линии

$$Q_{\phi p} = \frac{60}{T} p \eta_{\Sigma}'; \quad (32)$$

где  $T$  — расчетный такт линии, мин;  $\eta_{\Sigma}$ ,  $\eta_{\Sigma}'$  — эксплуатационные коэффициенты;  $p$  — количество потоков.

3. Определяется длительность такта (мин);  
для однопоточной линии

$$T = \frac{60 F_{\text{н}} n \eta_{\text{кр}} \eta_{\Sigma}}{P(1 + 0,01K)}; \quad (33)$$

для многопоточной линии

$$T = \frac{60 F_{\text{н}} n \eta_{\text{кр}} \eta_{\Sigma}' p}{P(1 + 0,01K)}. \quad (34)$$

Зависимости (33) и (34) получаются, если значение  $Q_{\phi}$  из формул (31) и (32) подставить в формулу (30).

Для предварительного расчета такта линии можно применять  $\eta_{\Sigma} = 0,70 \div 0,80$ .

4. Определяется максимально допустимая продолжительность цикла  $T_{\text{ц max}}$  отдельных позиции для станков:

$$T = T_{\text{ц max}} + t_{\text{в.л}} \quad (35)$$

где  $T_{\text{ц max}}$  — продолжительность цикла лимитирующего станка, позиции или агрегата, мин;  $t_{\text{в.л}}$  — продолжительность внецикловых несовмещенных операций, мин; для штанговых транспортеров  $t_{\text{в.л}} = 0,1 \div 0,2$  мин.

При расчете оборудования линии необходимо иметь в виду, что

$$T_{\text{ц max}} = t_0 + t_{\text{в.л}}$$

где  $t_0$  — основное технологическое время;  $t_{\text{в}}$  — несовмещенное вспомогательное время.

Используя выражение (35), получим

$$T = t_0 + t_{\text{в}} + t_{\text{в.л}}$$

При  $t_0 \rightarrow 0$   $T \rightarrow (t_{\text{в}} + t_{\text{в.л}})$  и, следовательно, всегда

$$T > t_{\text{в}} + t_{\text{в.л}}$$

Таким образом, как бы ни было раздроблено необходимое основное технологическое время  $t_0$  между отдельными позициями, время такта линии всегда будет больше продолжительности вспомогательных несовмещенных во времени операций. Если значение  $T_{ц\max}$  не обеспечивает получения  $T$  по формуле (35), то это значит, что на однопоточной линии нельзя получить заданную производительность. Тогда применяют многопоточную линию и по формуле (32) определяют число потоков.

5. Длительность обработки детали на линии

$$T_{об} = T_{ц\max}z,$$

где  $z$  — число позиций в линии.

Окончательные значения  $T$ ,  $T_{ц\max}$  и  $\eta_3$  определяются после предварительной компоновки линии.

## Станки для электрофизических и электрохимических методов обработки

Электрофизические методы обработки деталей, основанные на различных процессах энергетического воздействия на твердое тело, получают в настоящее время большое распространение. Они позволяют обрабатывать заготовки из твердых сплавов, жаропрочных и других материалов, не поддающихся резанию. Характерными свойствами этих методов являются возможность обработки независимо от твердости, возможность копирования по всей поверхности заготовки при простом поступательном перемещении. Обработка детали производится практически без силового воздействия, а автоматизация процесса не вызывает трудностей.

На станках данной группы изготовляют сложные штампы, пресс-формы, фильеры и другие детали, в том числе имеющие малые размеры отверстий (до 0,05 мм). Приоритет в разработке электрофизических и электрохимических методов обработки принадлежит Советскому Союзу.

### 1. Электроэрозионные станки

Электроэрозионная обработка основана на тепловом действии импульсных электрических разрядов, возбуждаемых между электрод-инструментом и обрабатываемой заготовкой. Метод основан на разрушении материала обрабатываемой детали при помощи прерывистых дуговых разрядов. При искровом разряде сфокусированный поток электронов, двигаясь с большой скоростью от одного электрода к другому, создает на поверхности электродов ударные волны сжатия. Возникшее в металле механическое напряжение распространяется по всем направлениям. Достигнув первоначальной поверхности, ударная волна отражается от нее и меняет знак на обратный, вследствие чего происходит выброс частиц металла в направлении, встречном направлению ударной волны сжатия. Электрод постепенно погружается в заготовку, копируя в ней свою форму.

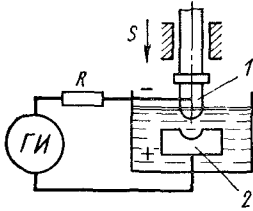
В зависимости от вида применяемых разрядов эрозионные станки делятся на три вида, получивших широкое применение: электроискровые, электроимпульсные и анодно-механические.

**Электроискровые станки** используют искровые разряды малой длительности (порядка нескольких сотых микросекунды), которые следуют с большой скважностью<sup>1</sup>. Схема электроискровой обработки показана на рис.

<sup>1</sup> Скважность представляет собой безразмерный коэффициент, характеризующий периодический импульсный процесс, численно равный отношению периода повторения импульса к его эффективной продолжительности.



Рис. 220. Схема электрон스크ровой обработки



220. Электрический ток от специального импульсного генератора ГИ подводится к электрод-инструменту 1 и к обрабатываемой детали 2. Электрод подключается к отрицательному полюсу генератора, а деталь — к положительному. Обработка производится в жидкой среде, не

проводящей электрический ток, например в трансформаторном масле, индустриальном масле 12, смеси индустриального масла с керосином и др.

Процесс обработки состоит в последовательном возбуждении дуговых разрядов между поверхностями электрода и детали через зазор определенной величины. При подаче импульса напряжения на электрод и деталь в межэлектродном зазоре возникает дуговой разряд, который создает на поверхности высокую температуру, порядка  $4000-5000^{\circ}\text{C}$ . Воздействие разряда вызывает на поверхности обрабатываемой детали расплавление металла, который выбрасывается в межэлектродное пространство. Максимальная мощность генератора  $1-1,5$  кВт, наибольшая энергия импульсов  $4-5$  Дж.

Электрон스크ровые станки используют при обработке отверстий малого диаметра, узких щелей и других поверхностей деталей из труднообрабатываемых материалов. Производительность станков невелика — порядка  $20$  мм<sup>3</sup>/мин.

Электроимпульсные станки отличаются от электроискровых тем, что работают на основе использования импульсных дуговых разрядов малой скважности, но разной энергии и частоты. Черновая обработка происходит при большой энергии и низкой частоте, а чистовая обработка — при малой энергии и высокой частоте. Возбуждение разрядов осуществляется электрическим независимым генератором. В отличие от электроискровых, в электроимпульсных станках обрабатываемая деталь соединяется с катодом (-), а инструмент — с анодом (+). Съем металла осуществляется в основном в его капельно-жидком состоянии, что положительно отражается на энергоёмкости процесса.

Электрод-инструмент изготавливают из материалов с высокой теплопроводностью, таких как медь, алюминий и его сплавы, специальные графитизированные материалы, вольфрам.

В зоне обработки выделяется большое количество тепла, которое для обеспечения непрерывности обработки необходимо интенсивно отводить. Кроме того, в процессе обработки появляются частицы снятого материала и продукты износа электрода. При малых энергиях разрядов значительно ухудшается очистка межэлектродного промежутка, чем снижается эффективность процесса. Указанные обстоятельства заставляют электроимпульсную обработку осуществлять в два приема. Сначала используют разряды большой энергии с низкой частотой (черновая обработка). На этом режиме удаляют основную часть металла, оставляя припуск порядка  $0,5-1$  мм. После этого снижают энергию разрядов, повышают частоту и удаляют образовавшуюся неровность (чистовая обработка).

Рис. 221. Схема анодно-механической обработки

Интенсивность съема металла с  $1 \text{ см}^2$  обрабатываемой поверхности при оптимальной подводимой мощности составляет для сталей  $35\text{--}60 \text{ мм}^3/\text{мин}$ . Это позволяет вести обработку со скоростью углубления инструмента в деталь  $0,35\text{--}0,6 \text{ мм}/\text{мин}$  независимо от размеров обрабатываемой поверхности [44, 64, 65]. Шероховатость поверхности при обработке деталей из стали соответствует  $2,5 < Ra < 5 \text{ мкм}$ , а при обработке деталей из твердого сплава  $1,25 < Ra < 2,5 \text{ мкм}$ . Исследования и практика указывают на возможность получения размеров с точностью до  $0,08\text{--}0,2 \text{ мм}$  при обработке поверхностей и  $0,01\text{--}0,03 \text{ мм}$  при обработке отверстий.

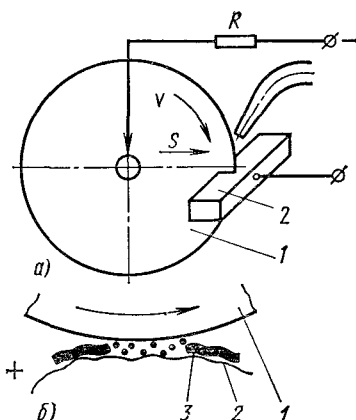
Электроимпульсный метод используется при обработке средних и крупных штампов, пресс-форм и их деталей из закаленных и труднообрабатываемых материалов.

Электроэрозионный копировально-прошивочный координатный станок высокой точности мод. 4Д722В предназначен для обработки фасонных плоскостей и отверстий в деталях из токопроводящих материалов, в основном в твердых сплавах, жаропрочных, высоколегированных и закаленных инструментальных сталях.

Станок укомплектован генератором типа ШГИ-63-440 с совмещенным пультом управления, позволяющим обрабатывать сквозные отверстия с точностью до  $0,01\text{--}0,02 \text{ мм}$ , а фасонные поверхности — с точностью до  $0,04\text{--}0,06 \text{ мм}$ . Генератор обеспечивает как полустивые, так и чистовые режимы обработки, необходимые для прецизионных деталей. Оптимальная площадь обработки для генератора  $3000 \text{ мм}^2$ , на которой может быть получена наибольшая производительность —  $500 \text{ мм}^3/\text{мин}$  медным электродом и  $540 \text{ мм}^3/\text{мин}$  — графитовым.

Станки для анодно-механической обработки осуществляют комбинированный процесс анодного растворения и электроэрозионного воздействия на обрабатываемую деталь. Сущность обработки показана на рис. 221,а. Инструмент 1 в виде диска (или непрерывной ленты) вращается и подается в сторону заготовки 2. Подаваемый в пространство между инструментом и заготовкой электролит растворяет под действием тока металл. Образующаяся на его поверхности тонкая пленка 3 (рис. 221,б) имеет небольшую прочность и поэтому легко удаляется инструментом. На месте удаленной пленки образуется новая, которая также удаляется инструментом. Одновременно с этим электрохимическим процессом происходит электроэрозионный процесс, так как при удалении пленки возникают искровые промежутки, через которые проходят электрические разряды.

В качестве электролита, дающего пассивирующую пленку на аноде, применяют водный раствор жидкого стекла. Электрод изготавливают из низкоуглеродистой стали.



Анодно-механическую обработку применяют главным образом для разрезания заготовок из высоколегированных сталей и труднообрабатываемых сплавов, а иногда для шлифования твердосплавных заготовок. Скорость разрезания составляет: диском 15–35 см/мин, лентой – до 20 см/мин; шероховатость поверхности соответствует  $20 < Ra < 80$  мкм при разрезании и  $0,63 < Ra < 1,25$  мкм при шлифовании. Ширина прорези при разрезании 1,5–3,0 мм на дисковых станках и 1–2 мм – на ленточных [3, 44, 65].

Круг операций, выполняемых при электроэрозионной обработке, может быть значительно расширен, если на станках применять широкоуниверсальные головки, позволяющие получать формообразующие движения электрод-инструмента и заготовки. При использовании головки создаются более благоприятные условия удаления продуктов эрозии, предотвращается конусность обрабатываемой поверхности. Электрод-инструмент при этом может быть менее точным, так как размер не копируется, уменьшается расход материала на его изготовление, а число вариантов обработки значительно расширяется (свыше 120).

## 2. Ультразвуковые станки

Ультразвуковой метод применяется для обработки деталей из твердых и хрупких материалов, таких как стекло, керамика, кремний, германий, твердый сплав, алмаз и др. Он основан на разрушении материала детали при ударе ее поверхности о зерна абразива, получающих энергию от инструмента, вибрирующего с высокой частотой. Зерна абразива вводятся в зону обработки в виде суспензии, которая содействует также удалению из рабочего зазора продуктов разрушения обрабатываемого материала и инструмента.

Применяемые в настоящее время ультразвуковые станки можно разделить по мощности на три группы: малой (0,03–0,2 кВт), средней (0,25–1,5 кВт) и большой (1,6–4 кВт) мощности. Наибольшее распространение получили станки средней мощности.

Схема ультразвуковой обработки промышленного применения показана на рис. 222,а. Магнитострикционный преобразователь 5 состоит из набора пластин (никелевых или пермендюрowych), обладающих способностью изменять свои линейные размеры в переменном магнитном поле (магнитострикционный эффект). Преобразователь припаян к детали 4, получающей подачу. Через акустический концентратор 3, который увеличивает амплитуду продольных колебаний, последние от преобразователя передаются на инструмент 2. В результате инструмент получает высокочастотные колебания с наибольшей амплитудой порядка 35–45 мкм. Торец инструмента соощает движение абразивным зернам суспензии. Большое количество удаляющих зерен (30–100 тыс. на 1 см<sup>2</sup>) при высокой частоте ударов (16–30 кГц) удаляют материал с обрабатываемой заготовки 1.

Абразивная суспензия подается в зону обработки от насоса 6 наливом либо под давлением через отверстие в инструменте или обрабатываемой детали. В качестве абразива применяют карбиды бора и кремния, а также алмазные порошки. Инструмент изготавливают из углеродистых сталей 45, 40Х, У8А, У10А и др.

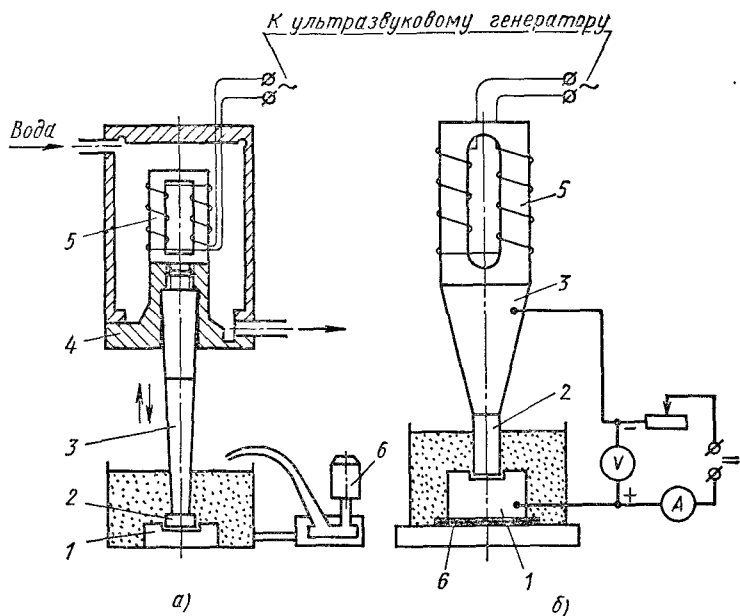


Рис. 222. Схемы ультразвуковой обработки

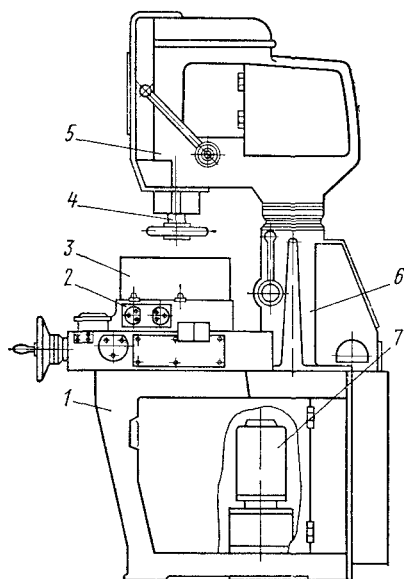
Наибольшая производительность при обработке дегалей, например, из твердого сплава достигает  $200 \text{ мм}^3/\text{мин}$ ; шероховатость поверхности соответствует  $0,16 < Ra < 0,32 \text{ мкм}$ , точность обработки  $0,02 - 0,04 \text{ мм}$ .

В процессе ультразвуковой обработки в результате потерь на гистерезис и вихревые токи магнитоистриктор нагревается, поэтому его охлаждают проточной водой, как показано на рисунке.

Производительность станка резко уменьшается по мере углубления инструмента в материал. Для повышения производительности применяют совмещенную ультразвуковую и электрохимическую обработку, основанную на локальном анодном растворении материала заготовки в электролите при интенсивном движении последнего между электродами. Идентичность кинематики формообразования позволила объединить эти два процесса при соблюдении условия, что ультразвуковая обработка осуществляется с нагнетанием абразивной суспензии или ее отсосом. При этом вместо воды используется электролит (рис. 222,б). Через рабочий зазор пропускается электрический ток, причем к положительному полюсу источника постоянного тока подсоединяется обрабатываемая заготовка 1, к отрицательному — концентратор 3 или инструмент 2 вместе с магнитоистриктором 5. Заготовка изолирована от станка прокладкой 6. В качестве электролита используют 15%-ный раствор азотнокислого натрия или 20–40%-ный водный раствор поваренной соли. При этом можно получить при обработке деталей из твердого сплава подачу  $0,2 - 0,5 \text{ мм}/\text{мин}$  при сьеме материала до  $500 - 600 \text{ мм}^3/\text{мин}$ .

На рис. 223 показан электроимпульсный копировально-прошивочный станок мод. 4Б772. Станок предназначен для совмещенной ультразвуковой

Рис. 223. Электроимпульсный копировально-прошивочный станок мод. 4Б772



и электрохимической обработки деталей из токопроводящих материалов и сплавов. Черновая обработка выполняется одновременным воздействием на обрабатываемый материал ультразвукового и электрохимического процессов при размерной точности  $\pm 0,1$  мм. Чистовая обработка производится только ультразвуковым способом, обеспечивая размерную точность 0,02 мм. Кроме этого, на станке можно прошивать отверстия любой формы в деталях из хрупких материалов.

Основанием станка является станина 1, на которой расположен координатный стол 2 с баком 3. Круглая планшайба стола имеет механический и ручной приводы поворота.

В верхней части на колонне 6 имеется шпиндельная головка 5, которая заканчивается магнестрикционным вибратором 4. Шпиндель станка, несущий магнестрикционный преобразователь и катод-инструмент, вместе с механизмом перемещения смонтирован на цилиндрической колонне. Установочное вертикальное перемещение в направляющих стойки он получает от встроенного в корпус колонны механического привода.

Внутри станины расположены поворотный бак с абразивной суспензией, помпа для перемешивания абразива, диафрагменный насос 7 для нагнетания суспензии в зону обработки, а также трубопроводы, подводящие суспензию в зону обработки и воду для охлаждения магнестрикционного преобразователя.

При обработке отверстий или полостей небольшой глубины (до 5 мм) суспензия подается в зону обработки поливом (рис. 224,а), а при изготовлении глубоких отверстий — нагнетанием через отверстие в инструменте (рис. 224,б) либо в обрабатываемой детали (рис. 224,в). В процессе работы зерна абразива разрушаются, поэтому в зависимости от материала детали

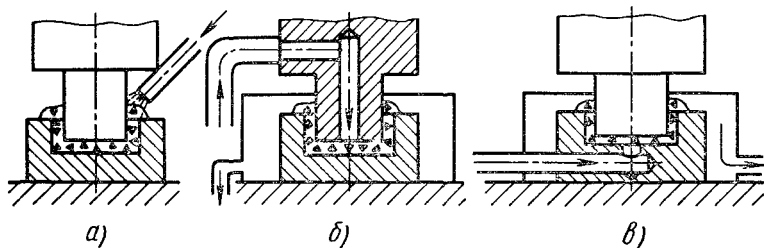


Рис. 224. Схемы подвода суспензии

абразив необходимо менять (при обработке твердого сплава через 12–15 смен). Весовая концентрация суспензии в воде должна быть в пределах 20–25%. Шероховатость обработанной поверхности достигает  $0.32 < Ra < < 2,5$  мкм [42].

Другим направлением использования ультразвука при обработке металлов является интенсификация процессов резания путем наложения ультразвуковых колебаний на режущий инструмент. В настоящее время идет поиск наиболее рациональных методов такой обработки. Повышение производительности и стойкости инструмента уже достигнуто при исследовании таких операций, как точение, сверление, зенкерование, развертывание, нарезание резьбы метчиками и шлифование.

На рис. 225 показана схема шлифования деталей из вязких труднообрабатываемых материалов [32]. Сверху круга 1 расположена головка с магнитострикционным преобразователем 2. Торец концентратора 3 сообщает колебания смазочно-охлаждающей жидкости. Кавитация (местное парообразование), возникающая на рабочей поверхности круга, обеспечивает хорошую очистку и смазку поверхности круга, его зерен и пор. В результате такого наложения ультразвука уменьшается температура резания, снижается шероховатость обрабатываемой поверхности и повышается стойкость круга.

На рис. 226 показана ультразвуковая головка к сверлильному станку, возбуждающая продольные колебания. Она предназначена для сверления и зенкерования отверстий и имеет корпус 2, внутри

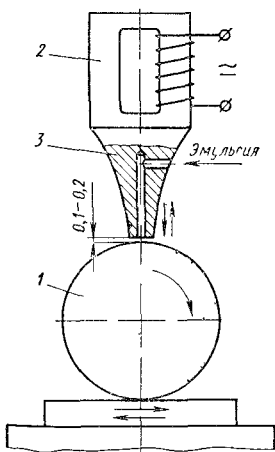


Рис. 225. Схема шлифования деталей из вязких труднообрабатываемых материалов

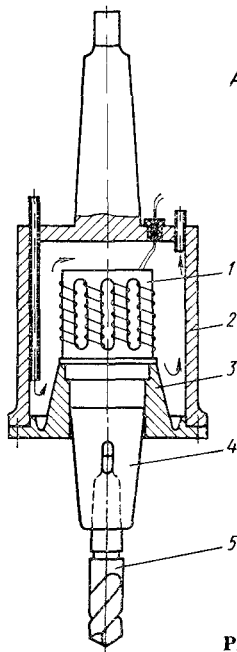


Рис. 226. Ультразвуковая головка, возбуждающая продольные колебания

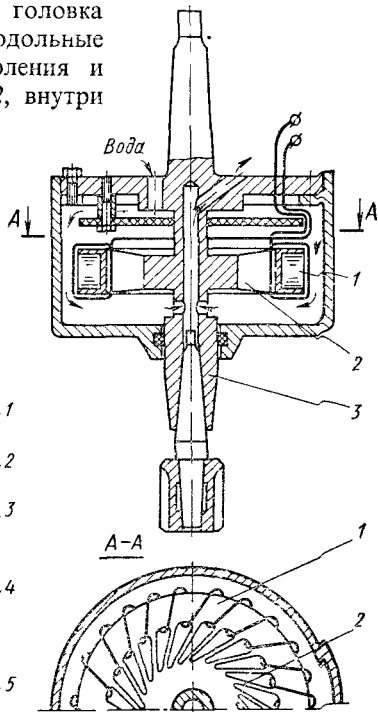


Рис. 227. Ультразвуковая головка, возбуждающая круглые колебания

которого расположен магнитоотрицательный вибратор 1. Вибратор, получая питание от ультразвукового генератора УЗГ-10, установленного рядом со станком, преобразует электрические колебания ультразвуковой частоты в продольные, механические. К нижней части корпуса привернут стакан 3, высота которого зависит от частоты колебаний. Концентратор 4, будучи привернут к стакану, припаивается серебряным припоем к вибратору и служит для увеличения скорости и амплитуды колебаний. Кроме того, он предназначен для установки сверла 5 или оправки с насадным зенкером. К головке подводится ток и охлаждающая вибратор жидкость.

Для таких операций, как зенкерование, развертывание, нарезание резьбы метчиками, предложен новый способ возбуждения ультразвуковых крутильных колебаний [А. с. № 226996 (СССР)]. Схема головки показана на рис. 227. Она имеет кольцевой электроакустический преобразователь 1, внутри которого тангенциально расположены волноводно-трансформирующие узлы 2. Стержень-резонатор 3 сверху, через хвостовик связан со шпинделем станка, а снизу, конусом — с обрабатываемым инструментом. При пропускании тока высокой частоты через обмотку преобразователя в узлах 2 возникают продольные колебания, которые по отношению к оси головки являются крутильными. Как и в предыдущем случае, происходит интенсивное охлаждение всего устройства.

Поскольку данный вид обработки находится в стадии исследований, металлорежущее оборудование для него только начинает создаваться.

### 3. Электрохимическая размерная обработка

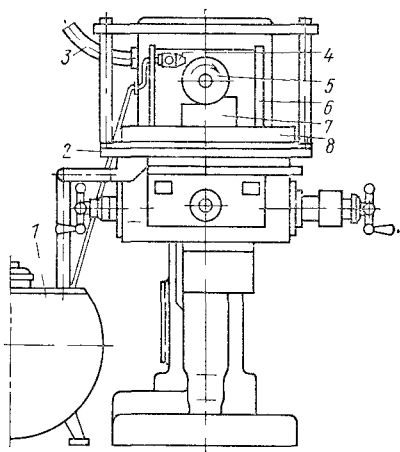
Электрохимическая обработка основана на локальном анодном растворении материала заготовки в растворе электролита. При этом электролит интенсивно движется между электродами. Получается высокое качество поверхности при отсутствии теплового воздействия на деталь, а также устраняется износ электрод-инструмента. Такая обработка рекомендуется при изготовлении конструктивно сложных деталей из особо твердых, хрупких или вязких материалов и для получения полированных поверхностей на деталях из обычных сталей. При электрохимической обработке с понижением шероховатости обрабатываемой поверхности производительность не только не уменьшается, но даже может увеличиваться. При этом, однако, снижается точность обработки.

Этим методом производят сверление сквозных и глухих отверстий, шлифование плоских поверхностей, разрезание заготовок, обработку торцов и канавок, точение фасонных деталей, фрезерование, заточку инструментов, хонингование, снятие заусениц и маркировку [39]. Точность обработки, достигнутая в настоящее время, составляет от  $\pm 0,02$  до  $\pm 0,05$  мм, шероховатость поверхности  $0,32 < Ra < 2,5$  мкм.

Один из станков для электрохимического профилирования изделий вращающимся дисковым инструментом показан на рис. 228. Он выполнен на базе горизонтально-фрезерного станка с небольшой переделкой и заменой материалов шпиндельного узла и других деталей, соприкасающихся с электролитом, на нержавеющую сталь Х18Н9Т.

В отличие от фрезерных станков съем металла здесь осуществляется без прямого контакта инструмента с обрабатываемым изделием, за счет

Рис. 228. Упрощенная схема станка для электрохимической обработки вращающимся инструментом



электрохимического анодного растворения материала и удаления отходов движущимся электролитом. Обработка осуществляется при помощи графитового электрода — диска 5, который легко профилируется. Между диском и обрабатываемой деталью 7 устанавливают межэлектродный зазор порядка 0,01–0,05 мм. Электролит на диск подают поливом. Защитная рабочая камера имеет ванну 2, жестко закрепленную на столе станка. На ней смонтирован изолированный неподвижный рабочий стол 8, который закрывается сверху колпаком 6 из оргстекла. Колпак имеет окно для доступа в рабочую зону, отверстие в задней стенке для прохода шпинделя и вентиляционный нагрубок 3.

Электролит подается насосом из бака 1 при помощи наконечника 4 в рабочую зону. Электролит подбирают с учетом химического состава обрабатываемого металла, требуемой производительности, шероховатости поверхности и точности. Чаще всего используют три различных электролита: 25%-ный раствор хлористого натрия ( $\text{NaCl}$ ), 30%-ный раствор натриевой селитры ( $\text{NaNO}_3$ ) или 15%-ный раствор сульфата натрия ( $\text{NaSO}_4$ ). Выбор электролита зависит от обрабатываемого материала. Например, при обработке штамповых и жаропрочных сталей лучше всего использовать раствор хлористого натрия. Для нормального протекания процесса необходимо электролит интенсивно прокачивать через межэлектродный промежуток.

Технологический процесс проводят теми же приемами формообразования, что и на фрезерном станке. При этом устанавливают скорость вращения диска 5 порядка 20–30 м/с и продольную подачу стола, в зависимости от глубины обработки и материала заготовки, 0,01–0,5 мм/с.

#### 4. Лучевая обработка

Лучевые методы используются для обработки деталей из токопроводящих и нетокопроводящих материалов. Они основаны на съеме материала при воздействии на него концентрированными лучами — энергоносителями с высокой плотностью энергии. Эти методы не требуют применения специального инструмента, обеспечивающего подведение энергии к месту обработки. Съем материала осуществляется при преобразовании энергии в тепло непосредственно в зоне обработки. Различают два метода обработки — световыми и электронными лучами.

В первом случае используется когерентность — свойство монохроматических световых лучей, заключающееся в постоянстве разности фаз между ними. Благодаря этому лучи могут интерферировать, т. е. при наложении



друг на друга в фазе усиливаться. Когерентный световой луч, генерируемый монохроматическим оптическим квантовым генератором (лазером), направляется через оптическую систему на обрабатываемую заготовку. В зоне действия луча создается высокая температура, вызывающая расплавление материала. Светолучевую обработку применяют при изготовлении отверстий очень малых диаметров (0,03–0,50 мм) в любых материалах, а также при изготовлении фильер, мелких сит и т. п. деталей. Производительность процесса — до 60 отверстий в минуту при глубине от долей до нескольких миллиметров. Мощность источников питания составляет несколько десятков киловатт.

Электронно-лучевой метод основан на применении специального устройства — электронной пушки с электронно-оптической системой. Излучаемые катодом электроны при глубоком вакууме ускоряются в мощном электрическом поле. Будучи сфокусированными в узкий пучок, они направляются на обрабатываемую деталь — анод. Кинетическая энергия электронов, проникающих в твердое тело, преобразуется в тепловую энергию, которая и приводит к расплавлению материала.

## Гидравлический привод металлорежущих станков

---

Гидравлический привод наряду с механическим находит широкое применение в современных металлорежущих станках, особенно в шлифовальных, агрегатных и некоторых других. Гидравлические системы сравнительно простыми средствами приводятся к автоматическому цикловому действию. По сравнению с механическим гидравлический привод более компактен и менее металлоемок (порядка 1 кг/кВт); обеспечивает бесступенчатое регулирование скорости движения рабочих органов станка, обладает лучшими динамическими характеристиками и позволяет осуществлять реверсирование прямолинейного движения; упрощает решение вопроса надежной смазки всех механизмов и направляющих станка, не требует специальных устройств для защиты деталей механизмов от перегрузок; позволяет легко перестраивать станок на различные структуры цикла и режимы работы.

Недостатками гидравлического привода, которые ограничивают его применение в станках, являются нестабильность работы привода из-за неизбежных температурных колебаний рабочей жидкости в процессе работы станка и более низкий КПД, обусловливаемый утечками и особенностью работы насосов постоянной подачи; невозможность точного соблюдения передаточного отношения при согласовании движений рабочих органов станка; необходимость применения устройств для очистки и охлаждения рабочей жидкости и дополнительного ухода за рабочим местом.

В металлорежущих станках гидравлический привод применяют в основном для прямолинейного движения и довольно редко для вращения. При современных повышенных скоростях перемещения рабочих органов привод обеспечивает легко регулируемое плавное и активное гашение инерционных сил.

Гидравлический привод содержит следующие элементы: источник гидравлического потенциала; аппаратуру, регулиующую давление и расход циркулирующей жидкости, а также направление ее движения; гидродвигатель, осуществляющий движение рабочего органа станка; соединительные магистрали, связывающие между собой элементы привода.

В качестве рабочей жидкости в станочных гидрприводах применяют минеральные масла с кинематической вязкостью  $\nu = (0,1 \div 2) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ . Вязкость — один из наиболее важных параметров при расчете и проектировании гидрпривода и его элементов. Коэффициент кинематической вязкости  $\nu$  связан с коэффициентом динамической вязкости  $\eta$  соотношением  $\nu = \eta/\rho$ , где  $\rho$  — плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

В практике часто вязкость определяют в условных единицах, например градусах Энглера (2–8° Е). Для пересчета вязкости, выраженной в градусах Энглера, в кинематическую применяют соотношение

$$\nu 10^{-6} = 7,31^{\circ} \text{Е} - \frac{6,31}{^{\circ} \text{Е}} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Для надежной работы гидравлического привода рабочая жидкость должна обладать стойкостью к окислению, сохранять первоначальные свойства, иметь температуру вспышки не выше 150°С и застывания не ниже –20°С. В качестве рабочей жидкости наибольшее применение имеют минеральные масла: индустриальное 12 и 20, турбинное 22.

При средних давлениях порядка  $p \leq 3$  МПа рекомендуются масла с кинематической вязкостью  $\nu = (0,1 \div 0,2) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Этим условиям удовлетворяет масло индустриальное 12 [ $\nu = (0,1 \div 0,14) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с] и индустриальное 20 [ $\nu = (0,17 \div 0,23) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с]. При давлении  $p \leq 7$  МПа требуется более высокая вязкость, порядка  $\nu = (0,35 \div 0,63) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с, а при  $p \geq 10$  МПа требуется  $\nu = (1 \div 2) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Примерно такой вязкостью обладает масло турбинное 22 [ $\nu = (0,17 \div 2) 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с], которое применяется также для гидроприводов вращательного движения и при меньших давлениях.

## 1. Насосы и гидродвигатели

В станкостроении применяют, как правило, объемные насосы, которые по конструкции вытеснителя бывают поршневые и роторные. В поршневых насосах рабочим органом является поршень или плунжер, а в роторных – зубчатые колеса, винты или лопасти.

Основной характеристикой насоса является его подача. Теоретическая подача насоса (м<sup>3</sup>/с)

$$Q_{т.н} = q_n n_n,$$

где  $q_n$  – рабочий объем насоса, м<sup>3</sup>/об;  $n_n$  – частота вращения приводного вала насоса, об/с.

Рабочим объемом насоса называется суммарное изменение объема рабочих камер насоса за один оборот приводного вала или ротора. Его называют также коэффициентом подачи или расхода, характеризующим теоретический объем масла, подаваемого насосом за один оборот. Если  $W$  – объем одной рабочей камеры, а  $z$  – число камер, то рабочий объем насоса  $q_n = Wz$ .

Фактическая подача насоса меньше теоретической на величину утечек, основную часть которых составляют утечки в самом насосе. Объем теряемого масла зависит от давления и учитывается объемным КПД, который представляет собой отношение фактической подачи  $Q_n$  к теоретической  $Q_{т.н}$ :

$$\eta_{об} = Q_n / Q_{т.н}.$$

Фактическая подача насоса (м<sup>3</sup>/с)

$$Q_n = Q_{т.н} \eta_{об}.$$

Значения подачи насоса нормализованы ЭНИМСом и составляют сле-

дующий ряд (л/мин): 0,1; 1; 2; 3; 5; 8; 12; 25; 35; 50; 70; 100; 140; 200; 280; 400; 560; 800; 1120; 1600; 2250; 3200; 4500; 6300; 9000; 12 000.

Другой характеристикой насоса является наибольшее давление: рабочее и условное. Рабочее давление  $p_{\text{раб}}$  — наибольшее давление, допустимое при работе гидравлических насосов, двигателей, аппаратуры, трубопроводов и арматуры станочной гидравлики при наличии гидравлических ударов, толчков и сотрясений, проявляемых в реальных условиях эксплуатации станков. Условное давление  $p_y$  — наибольшее расчетное давление без учета гидравлических ударов и т. д. Значения условного и рабочего давлений нормализованы ЭНИМСом и приняты следующими ( $p_y/p_{\text{раб}}$ ): 2,5/2; 6/5; 16/13; 25/20; 64/50; 100/80; 160/125; 250/200.

Мощность на валу насоса (Вт) является функцией его подачи и давления:

$$N = p_n Q_n / \eta_n,$$

где  $p_n$  — номинальное рабочее давление, Па;  $\eta_n$  — КПД насоса.

Поскольку потребляемая насосом энергия, кроме полезной работы, расходуется на преодоление объемных  $\eta_o$ , механических  $\eta_m$  и гидравлических  $\eta_r$  потерь, то  $\eta_n = \eta_o \eta_m \eta_r$ . Механические потери обусловлены трением между перемещающимися деталями насоса, гидравлические потери возникают в результате движения жидкости по внутренним каналам корпуса насоса.

Передаваемый крутящий момент (Н·м)

$$M_k = N_n / (2\pi n_n).$$

Гидромотор (гидродвигатель) можно представить как насос обратимого действия. Основной характеристикой гидромоторов является частота вращения выходного вала и передаваемый крутящий момент. Частота вращения вала гидромотора (об/с) является функцией секундного расхода рабочей жидкости:

$$n_m = Q_m / q_m.$$

Аналогично предыдущему, рабочий объем гидромотора  $q_m = Wz$ .

Величина передаваемого гидромотором крутящего момента зависит от конкретных конструктивных особенностей мотора и приводится в технической характеристике.

В станкостроении получили широкое применение нерегулируемые насосы: шиберные двойного действия (типа Г12), применяемые для токарных, сверлильных, фрезерных и шлифовальных станков; шестеренные (типа Г11) — для быстрых и вспомогательных перемещений, централизованной смазки и охлаждения; комбинированные сдвоенные поршневые (типа Г14) — для станков, работающих по автоматическому и полуавтоматическому циклу; радиально-поршневые (типа Г13) — главным образом для гидроприводов строгальных и протяжных станков. Наиболее распространены гидромоторы шиберные (типа Г16) — для реверсивных механизмов и аксиально-поршневые (типа Г15) — для копирующе-следящих систем. Подача указанных насосов колеблется в пределах  $(0,08 - 7) \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с, рабочее давление 1,3 — 20 МПа. Гидромоторы работают при номинальном крутящем моменте 3 — 150 Н·м, удельном расходе масла  $(8 - 200) \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об и при рабочем давлении 5 МПа [2, 3, 41].

Выбор насоса обусловлен рядом параметров и показателей. К числу важнейших следует отнести потребные силы и давления, рабочую скорость силовых органов и способ ее регулирования, мощность гидропривода и подачу насоса. На основе практики эксплуатации гидропривода можно руководствоваться следующими рекомендациями.

1. По величине тяговых сил  $P$  и давлений  $p$  рекомендуются: при  $P \leq 20$  кН и  $p_n \leq 2$  МПа — шестеренные насосы, при  $P \leq 50$  кН и  $p_n \leq 5,5$  МПа — шиберные насосы, при  $P > 50$  кН и  $p_n \leq 10 \div 20$  МПа — поршневые насосы.

2. По величине скоростей перемещения силового органа рекомендуются: при осуществлении рабочих движений — шиберные насосы; при выполнении быстрых перемещений и рабочих продольных движений в шлифовальных и хонинговальных станках — шестеренные насосы; при осуществлении главного движения — поршневые насосы.

## 2. Силовые цилиндры

Силовые цилиндры представляют собой гидродвигатели возвратно-поступательного или возвратно-поворотного действия и предназначены для преобразования энергии потока жидкости в механическую энергию прямолинейного или качательного движения. По конструкции поршня или штока цилиндры бывают простые, уравновешенные, с утолщенным штоком, плунжерные, одностороннего действия с неподвижным штоком, мембранные и поворотно-лопастные.

На рис. 229 показаны схемы цилиндров. Простым силовым цилиндром (рис. 229,а) является гидродвигатель двухстороннего действия с односторонним штоком. Этот гидродвигатель находит наиболее широкое применение в металлорежущих станках. Наличие штока только с одной стороны вызывает неравенство объемов противоположных полостей цилиндра и приводит к различным скоростям движения поршня в одном и другом направлениях. В большинстве случаев указанное обстоятельство не является существенным, но в станках шлифовальной группы, с целью сохранения постоянной скорости при движении стола в разных направлениях приходится усложнять конструкцию гидродвигателя и выводить шток с двух

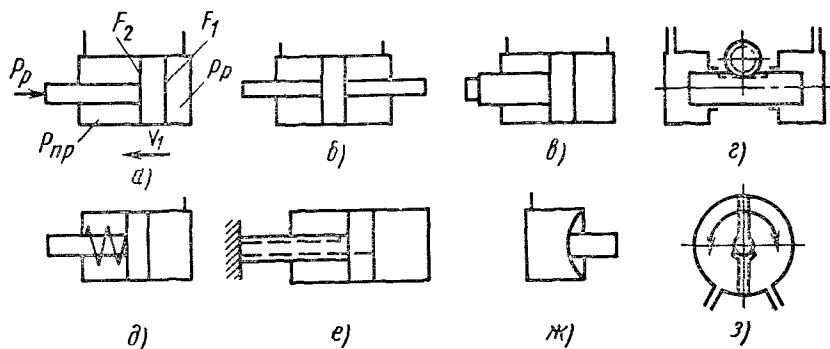


Рис. 229. Схемы силовых цилиндров

сторон, как показано на рис. 229,б. Аналогичный результат может быть получен, если использовать цилиндр с утолщенным штоком (рис. 229,в). В этом случае площадь поршня со стороны штока равна половине всей площади поршня, а полости цилиндра наполняются по дифференциальной схеме (см. ниже), что имеет место в агрегатных, хонинговальных и других станках.

На рис. 229,г показана схема плунжерного гидродвигателя двойного действия, который обеспечивает одинаковую скорость и предельную силу в обоих направлениях. Часто применяют гидродвигатель одностороннего действия (рис. 229,д), у которого поршень возвращается в исходное положение пружиной. На рис. 229,е показан принцип действия гидродвигателя, у которого шток неподвижен, а рабочий орган станка перемещается совместно с цилиндром. На рис. 229,жс показан гидродвигатель одностороннего действия, у которого вместо поршня применена мембрана. Такой гидродвигатель имеет небольшой ход, порядка нескольких миллиметров, и применяется в основном для привода автоматических зажимных устройств. Сравнительно редко в станках для загрузочных и подающих устройств применяют специальный гидродвигатель поворотного действия, показанный на рис. 229,з.

Без учета сил трения поршня и штока максимально развиваемую гидродвигателем (рис. 229,б) силу ( $H$ ) определяют по формуле

$$P = F \Delta p,$$

где  $F$  — площадь поршня,  $m^2$ ;  $\Delta p$  — разность давлений между полостями цилиндра, Па.

Расход рабочей жидкости ( $m^3/c$ ) при заданной скорости поршня

$$Q = F v_n,$$

где  $v_n$  — скорость поршня, м/с.

Силовой цилиндр изготавливается из толстостенной бесшовной стальной трубы 1 (рис. 230), на концах которой в наружных проточках вставлены полукольца 6. На эти полукольца опираются лапы 7, к которым при помощи болтов крепятся головки 5 и 8. Головка 5 имеет отверстие, через которое проходит шток 3, уплотняемый сальником и фланцем 4. С обеих сторон поршня имеются тормозные плунжеры 2 и а, которые в конце хода поршня входят в выточки б и в в головках 5 и 8, создающие гидравлический буфер. Конические поверхности на концах плунжера служат для гашения гидравлического удара при входе плунжера в выточку. Рабочая жидкость

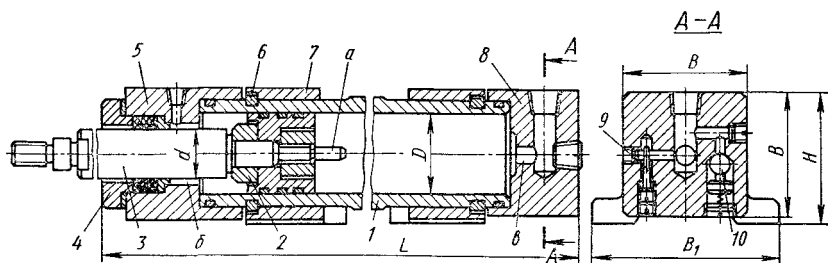


Рис. 230. Нормализованный силовой цилиндр

в начале хода поршня, когда отверстие в головке закрыто плунжером, поступает в полость цилиндра через обратный клапан 10, а в конце хода поршня сливается через дроссель 9.

При проверочном расчете на прочность штока и стенок цилиндра исходят из максимального значения сил, определяемых по формулам

$$P_p = P_{рез} + P_{тр} + P_{пр}; P_0 = P_{ин} + P_{тр0} + P_{пр}, \quad (36)$$

где  $P_p$  — расчетная рабочая сила;  $P_0$  — расчетная сила начала движения после реверса;  $P_{рез}$  — сила резания;  $P_{тр0}$ ,  $P_{тр}$  — силы сопротивления соответственно трению покоя и движения;  $P_{ин}$  — инерционные силы;  $P_{пр}$  — сила противодействия со стороны нерабочей полости цилиндра.

Уравнение равновесия поршня (36) используем также для определения мощности и КПД силового цилиндра [16]. Входящие в уравнение силы выразим через давление и соответствующие им рабочие площади поршня  $F_1$  и  $F_2$  в левой и правой полостях цилиндра (см. рис. 229,а):

$$P_p F_1 = P_{рез} F_1 + P_{тр} F_1 + P_{пр} F_2.$$

Необходимое в силовом цилиндре рабочее давление (Па)

$$P_p = P_{рез} + P_{тр} + P_{пр} (F_2/F_1).$$

Мощность резания, развиваемая цилиндром (Вт),

$$N = N_1 - N_{тр} = P_{рез} v_n F_1,$$

где  $N_1 = (p_n - \Delta p_M) v_n F_1$  — мощность, подводимая к силовому цилиндру, Вт;  $N_{тр} = [P_{тр} + P_{пр} (F_2/F_1)] v_n F_1$  — потери мощности на преодоление сил трения и противодействия, Вт;  $p_n$  — необходимое давление насоса;  $\Delta p_M$  — потери давления в напорной и сливной магистралях.

КПД силового цилиндра

$$\eta = \frac{N}{N_1} = 1 - \frac{N_{тр}}{N_1} = 1 - \frac{P_{тр} + P_{пр} (F_2/F_1)}{p_n - \Delta p_M}.$$

Механический КПД силового цилиндра  $\eta_m$  колеблется в пределах 0,85–0,97, среднее значение  $\eta_m = 0,95$ . Объемный КПД  $\eta_o$  силовых цилиндров, уплотненных резиновыми или кожаными манжетами, либо резиновыми кольцами круглого сечения, можно принять равным единице. При уплотнении поршня разрезными металлическими кольцами  $\eta_o = 0,98 \div 0,99$ . Гидравлический привод для осуществления возвратно-поступательного движения с применением гидромотора и механической передачи имеет меньший КПД и применяется преимущественно при больших диапазонах регулирования скоростей (более 200), значительных длинах хода ( $l > 20 D$ ), частом реверсировании движения.

Диаметры цилиндров и штоков нормализованы. Установлены следующие ряды внутренних диаметров цилиндров: основной ряд — 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400 мм; дополнительный ряд — 28, 36, 45, 55, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360 мм.

В табл. 13 даны основные размеры нормализованных цилиндров конструкции ЭНИМСа.

Диаметр обычного штока  $d = (0,25 \div 0,35) D$ , диаметр утолщенного штока  $d = 0,7 D$ . Рекомендуются следующие диаметры штоков: основной

Таблица 13

Основные размеры (в мм)  
нормализованных цилиндров  
конструкции ЭНИМСа (см. рис. 230)

$D$	$d$	$L$	Ход поршня	$B$	$B_1$	$H$
45	16-28	310	145	85	135	87
55	22-35	335	180	95	155	97
65	28-45	390	180	105	165	107
75	32-50	425	205	120	195	125
90	35-65	440	205	145	220	150
105	45-75	530	240	170	260	175
125	50-90	575	240	190	285	195
150	55-105	625	285	230	335	235
180	65-125	680	315	290	410	295

Таблица 14

Ход поршня (МН 2251-61)

Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм							
	80	100	125	160	200	250	320	400
40	80	100	125	160	200	250	320	400
50	100	125	160	200	250	320	400	500
60	125	160	200	250	320	400	500	630
80	160	200	250	320	400	500	630	800
100	200	250	320	400	500	630	800	1000
125	250	320	400	500	630	800	1000	1250
160	320	400	500	630	800	1000	1250	1600
200	400	500	630	800	1000	1250	1600	2100

ряд - 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160 мм; дополнительный ряд - 14, 18, 22, 28, 36, 45, 55, 70, 90, 110, 140, 180 мм.

Оптимальное рабочее давление определяет эксплуатационную характеристику гидроцилиндров. Применяют следующие ступени рабочего давления: 6,3; 10; 16; 25 МПа. Нормализованы величины хода поршня (табл. 14).

Диаметры подводящих отверстий выбирают в зависимости от наибольших скоростей поршня и потока жидкости в проходном сечении. Скорость потока в трубопроводе с целью уменьшения потерь напора принимают до 5 м/с. Исходя из этих условий, диаметр проходного сечения  $d \approx 0,13D$  (табл. 15) [40]. При длине цилиндра больше трех диаметров одна из опор должна быть плавающей.

Таблица 15

Диаметры подводящих отверстий

Диаметр цилиндра, мм	Диаметры отверстий, мм		Диаметр цилиндра, мм	Диаметры отверстий, мм	
	Расчетный	Рекомендуемый		Расчетный	Рекомендуемый
40	5,12	8	125	16,25	16
50	6,5	8	160	20,8	20
60	7,8	8	200	26	25
80	10,4	12	250	32,5	32
100	13	12			

Стенки цилиндра проверяют на прочность (Па)

$$\sigma = \frac{0,4D_{\text{вн}}^2 + 1,3D_{\text{нар}}^2}{D_{\text{нар}}^2 - D_{\text{вн}}^2} p_y < [\sigma_z],$$

где  $D_{\text{нар}}$ ,  $D_{\text{вн}}$  - наружный и внутренний диаметры цилиндра, м;  
 $p_y$  - условное давление, Па.

### 3. Гидравлические усилители

В копируемых станках и станках с программным управлением находят применение гидравлические усилители, которые позволяют незначительные силы (порядка 3Н) ошупывающих механических систем и мощно-



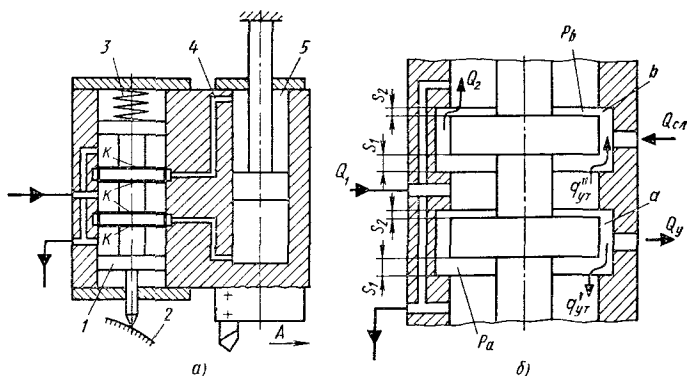


Рис. 231. Схемы гидроусилителей с четырехкромочным золотником

сти шаговых двигателей (порядка 150 Вт) увеличивать до значений, достаточных для перемещения рабочих органов станка. Усилительное гидравлическое устройство, сообщающее ведомому звену исполнительного механизма движения, согласованные с перемещением ведущего звена чувствительного элемента, называют гидравлическим усилителем следящего привода. Обладая высокой точностью согласованных движений, надежностью работы, быстродействием, малыми размерами, большим коэффициентом усиления, усилители получили широкое распространение в гидрокопировальных станках. Незначительные силы, действующие на чувствительный элемент, позволяют использовать копиры, изготовленные не только из металла, но и из пластмасс, дерева, гипса и других легкообрабатываемых материалов.

В принципе гидравлический усилитель представляет собой гидродвигатель со следящим за движением шупа или шагового двигателя золотником, который оказывает управляющее воздействие по принципу жесткой обратной связи. Необходимые силы выходного звена обеспечиваются путем отбора мощности от независимого источника энергии, питающего гидроусилитель.

Гидроусилители бывают двух видов: силовые с линейным перемещением и усилители крутящих моментов. На рис. 231,а показана конструктивная схема силового усилителя с четырехкромочным золотником. В нейтральном положении четыре кромки  $k$  следящего золотника 1 совпадают с кромками выточек его корпуса (практически зазор не превышает 0,016—0,020 мм). Пружина 3 прижимает золотник к копиру 2 и удерживает его в заданном положении. Цилиндр 5 может передвигаться с суппортом, шток с поршнем неподвижны. При нейтральном положении золотника магистральные каналы 4 перекрыты. Если переместить золотник вверх и удерживать его в этом положении, то через образовавшиеся кольцевые щели верхняя полость цилиндра соединится с напорной магистралью, а нижняя — со сливной. Цилиндр, а вместе с ними и корпус золотника, начнут перемещаться вверх. Они будут двигаться до тех пор, пока золотник снова не окажется в нейтральном положении. Аналогичное движение произойдет при смещении плунжера вниз. Таким образом, силовой цилиндр

повторяет движения золотника 1. Задающим устройством является копир: его рабочий профиль устанавливает золотник в заданное положение (при движении по стрелке А).

Рассмотренная система обладает большой точностью воспроизведения профиля и реагирует на очень малое смещение золотника (порядка 0,025 мм). Золотник изготавливают с высокой точностью и тщательно притирают к отверстию в корпусе.

Основные параметры таких систем (точность, скорость, эффективную тяговую силу при воспроизведении профиля, жесткость и устойчивость) определяют расчетом и составлением характеристик работы. Рассчитаем эффективную тяговую силу, развиваемую силовым цилиндром гидроусилителя (рис. 231,б) [41].

Составим уравнение баланса расхода рабочей жидкости через проходные сечения золотника, для чего используем формулу для расчета расхода  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) жидкости через проходное сечение в тонкой стенке:

$$Q = \mu f \sqrt{(2g/\gamma) \Delta p} = k f \sqrt{\Delta p},$$

где  $\mu \approx 0,65 \div 0,73$  — коэффициент расхода;  $f = bs$  — площадь проходного сечения,  $\text{м}^2$ ;  $b$  — длина проходного сечения (по окружности),  $\text{м}$ ;  $s$  — величина проходного сечения,  $\text{м}$ ;  $\Delta p$  — перепад давления на расходных окнах,  $\text{Па}$ ;  $k = \mu \sqrt{2g/\gamma}$  — коэффициент (при  $\mu = 0,71$   $k = 3,34 \cdot 10^{-2}$ );  $\gamma$  — плотность масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

При малых открытиях  $s$  проходного сечения результаты, вычисленные по формуле расхода, имеют значительные отклонения от действительных. Поэтому в расчетах следует использовать уточненные значения  $Q$ , полученные на основе проточных (расходных) характеристик типичных проходных сечений следящих золотников [16, 41]. Учитывая, что  $k = 3,34 \cdot 10^{-2}$ , определим перепад давления на проходных сечениях золотника:

$$\Delta p = \frac{Q^2}{k^2 b^2 s^2} = \frac{9 \cdot 10^2 Q^2}{b^2 s^2}.$$

Количество жидкости, поступающее в полость  $a$  золотника со стороны нагнетания,

$$Q_1 = Q_{\text{ц}} + q'_{\text{ут}};$$

количество жидкости, отводимое из полости,

$$Q_{\text{сл}} + q''_{\text{ут}} = Q_2,$$

где  $Q_{\text{ц}}$  — расход в рабочую полость цилиндра;  $q'_{\text{ут}}$ ,  $q''_{\text{ут}}$  — объемные потери через проходные сечения золотника;  $Q_{\text{сл}}$  — расход из нерабочей полости цилиндра.

При двустороннем штоке и равенстве площадей поршня  $F_1 = F_2 = F$ , если пренебречь упругостью жидкости и объемными потерями в цилиндре,  $Q_{\text{сл}} \approx Q_{\text{ц}} = Q_{\text{р}}$ . Перепад давления на проходных сечениях золотника для нагнетательного участка:

при подводе в полость  $a$  ( $s_2$ )

$$p_1 - p_a = \frac{9 \cdot 10^2 Q_1^2}{b^2 s_2^2};$$

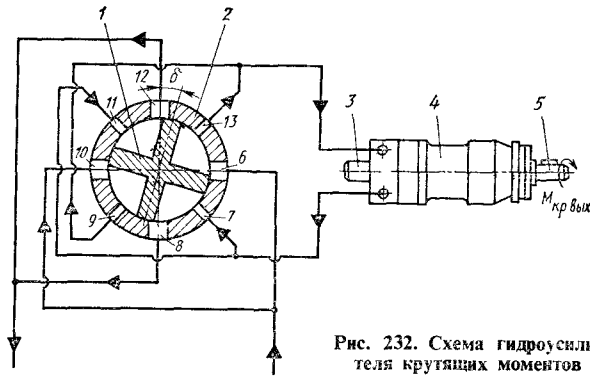


Рис. 232. Схема гидросилителя крутящих моментов

при сливе в полость  $a(s_1)$

$$p_a = \frac{9 \cdot 10^2 (Q_1 - Q_p)^2}{b^2 s_1^2}.$$

Перепад давления на проходных сечениях золотника для сливного участка:

при подводе в полость  $b(s_1)$

$$p_1 - p_b = \frac{9 \cdot 10^2 (Q_2 - Q_p)^2}{b^2 s_1^2};$$

при сливе в полость  $b(s_2)$

$$p_b = \frac{9 \cdot 10^2 Q_2^2}{b^2 s_2^2}.$$

Для нагнетательного участка при  $F_1 = F_2 = F$

$$Q_p = Q_1 - q_{yt}'; \quad b s_2 \sqrt{p_1 - p_a} - b s_1 \sqrt{p_a} = 30 F v_{п},$$

где  $p_1$  — подводимое давление, Па;  $p_a, p_b$  — давления в соответствующих полостях золотника, Па;  $v_{п}$  — скорость поршня, м/с.

Для участка слива

$$Q_p = Q_2 - q_{yt}''; \quad b s_2 \sqrt{p_b} = b s_1 \sqrt{p_1 - p_b} = 30 F v_{п}.$$

В схеме усилителя крутящих моментов (рис. 232) в качестве силового органа применен гидромотор 4, выходной вал 5 которого соединен с исполнительным механизмом. Чувствительным элементом является краповый золотник. Втулка 2 золотника жестко соединена с левым концом вала 5, а пробка 1 — с задающим устройством 3. Масло от насоса через отверстия 6 и 10 попадает в золотник. При нейтральном положении пробки относительно втулки указанные отверстия перекрыты. Для уменьшения зоны нечувствительности гидросилителя перекрытие выполняется минимальным (0,05–0,08 мм).

Вращение вала гидромотора задается угловым положением пробки 1. Тогда масло из золотника через отверстия 13 и 9 поступает в гидромотор, а по отводящей трассе через отверстия 7 и 8, 11 и 12 — на слив. Вместе с валом вращается по часовой стрелке и втулка 2. Вращение ее происходит

до тех пор, пока она не окажется в нейтральном положении относительно пробки.

В связи с необходимостью пропуска через щели золотника масла, потребного гидромотором, наблюдается некоторое рассогласование поворота выходного и входного валов на угол  $\delta$ . Конструкция гидроусилителей типа МГ18-1 допускает работу при значительных углах рассогласования, достигающих до  $15^\circ$ . Угол  $\delta$  зависит от частоты вращения вала гидромотора, нагрузки и давления масла.

Для перемещения рабочих органов с помощью гидроусилителей требуются малые управляющие усилия, выполняемые обычно вручную или электродвигателями малой мощности. Если входной вал вращается от импульсного двигателя, например шагового электрического ШД-5, система работает как следящий шаговый электрогидравлический привод и применяется в системах программного управления [3, 41].

Гидроусилители характеризуются коэффициентом усиления, который определяется как отношение усилия или крутящего момента на выходе к значению этих параметров на входе усилителя:

$$k = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}} = M_{\text{кр.вых}}/M_{\text{кр.вх}}$$

#### 4. Контрольно-регулирующая аппаратура

Контрольно-регулирующая аппаратура предназначена для регулирования давления и производительности, а также для осуществления управляющих воздействий на эти параметры. По выполняемым функциям аппаратура бывает предохранительная и сливная, отсекающая и подпорная, стабилизирующая и редуцирующая давление, ограничивающая производительность, автоматического воздействия, визуального контроля.

В гидроприводе с нерегулируемым насосом для поддержания в системе определенного постоянного давления используются главным образом предохранительные клапаны Г51 и напорные золотники Г54, назначение которых — сливать из системы излишки рабочей жидкости и одновременно выполнять функции предохранительных устройств.

На рис. 233 приведена конструктивная схема напорного золотника типа Г54. На клапан 6 с одной стороны воздействует пружина 8, а с другой — давление рабочей жидкости, подводимое через канал 3 в камеру 4. При повышении давления в системе клапан перемещается вверх и соединяет напорную камеру 2 со сливной 1. Канал 3 имеет небольшой диаметр и выполняет функцию демпфера, обеспечивая плавное возвращение клапана 6 в исходное положение. Путем различной установки нижней 5 и верхней 7 крышек клапана возможны исполнения для осуществления различных функций клапана.

На рис. 234 показана конструктивная схема редуцирующего клапана типа Г57, назначение которого — стабилизировать давление рабочей жидкости на контролируемом участке магистрали или отводить часть рабочей жидкости с заданным пониженным давлением по сравнению с давлением в основной магистрали. Работа клапана основывается на принципе изменения давления жидкости при перетекании через сопротивление. Когда рабочая жидкость переходит из камеры 7 в камеру 8 через шейку клапана 2, то

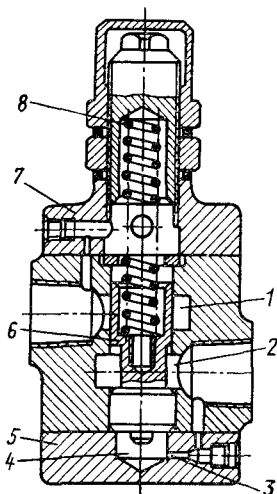


Рис. 233. Напорный золотник

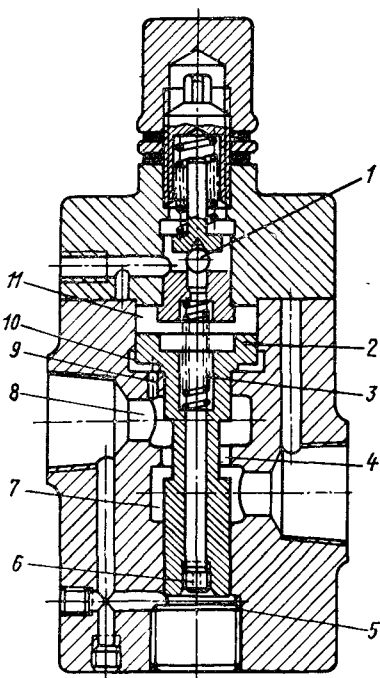


Рис. 234. Редукционный клапан

в зависимости от положения клапана будет изменяться кольцевое сечение проходного отверстия 4, а следовательно, будет иметь место перепад давления жидкости в камерах 7 и 8.

При падении рабочего давления в выходной магистрали, связанной с камерой 8, клапан 2 под действием пружины 3 опускается вниз и шире открывает проходное отверстие 4. Вследствие этого давление в камерах 5, 8, 10 и 11 начнет повышаться, пока не сработает клапан 1. Сброшенное при этом давление в камере 11 не может восстановиться мгновенно из-за наличия демпфера 6, поэтому клапан 2 под действием давления жидкости в камерах 8, 10 и 5 переместится вверх и прикроет отверстие 4.

Таким образом, находясь все время в непрерывном колебательном движении, клапан 2 обеспечивает в определенных пределах постоянство давления отводимой жидкости вне зависимости от ее расхода, поскольку обратная связь осуществляется только по параметру давления. Демпфер 9 служит для торможения движения клапана, а следовательно, и устранения вибрации и шума при перемещении клапана 2. Утечка жидкости через шариковый клапан 1 не превышает  $0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а минимальная разность давлений в камерах 7 и 8 составляет около 0,3 МПа. Регулировкой натяжения пружины шарикового клапана можно получить редуцирование давления в пределах 0,2–5 МПа.

Количество направляемого в гидродвигатель масла регулируется щелевым дросселем. Существуют различные конструкции дросселей (рис. 235). На рисунке  $p_1$  обозначено давление масла до щели, а  $p_2$  — на выходе из нее. Расход масла в конструкциях, показанных на рис. 235, а–в, регули-

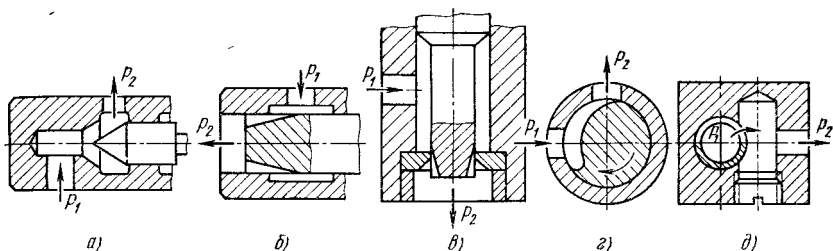


Рис. 235. Схемы дросселей

руется осевым перемещением затвора, а на рис. 235, *г–д* — его поворотом, в результате чего изменяется величина проходного сечения.

Простой щелевой дроссель применяется при сравнительно грубой регулировке скорости, когда допускается неравномерность движения рабочего органа. В случае, когда рабочий орган станка вне зависимости от нагрузки должен перемещаться с определенной скоростью, выдерживаемой в жестких пределах, применяют дроссели с регулятором типа Г55, которые обеспечивают определенную стабильность давления и расхода проходящей через дроссель жидкости, не реагируют на возможное колебание силы резания и не зависят от скорости перемещения рабочего органа.

Конструктивная схема дросселя с регулятором Г55 приведена на рис. 236, *а*. Аппарат представляет собой сочетание дозирующего клапана 1 с дросселем 5. Рабочая жидкость подводится к отверстию 3 и затем переливается из полости 4 в полость 2, которая сообщается с нижними торцами клапана 1, осуществляя обратную связь по параметру давления перед дросселем. На верхний торец клапана действует давление  $p_2$  рабочей жидкости после дросселя и усилие пружины, рассчитанной на разность давлений до и после дросселя в пределах 0,3–0,35 МПа.

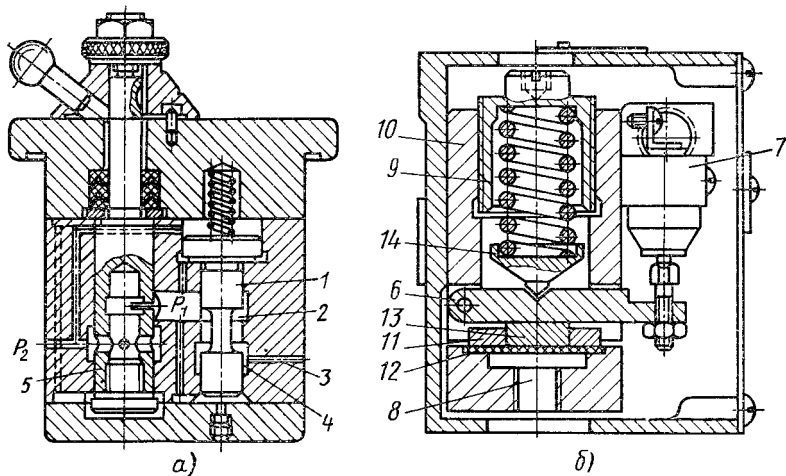


Рис. 236. Дроссели с регулятором (*а*) и реле давления (*б*)

Пусть, например, давление  $p_1$  перед дросселем увеличится. Тогда оно повысится и под нижними торцами клапана 1, благодаря чему он переместится вверх, прикрывая проходной зазор в полости 4. При понижении давления произойдет обратное. В дальнейшем клапан 1 будет находиться в равновесии, если давление до и после дросселя стабилизируется по величине. Уравнение равновесия клапана

$$p_1 f_1 = P_{\text{пр}} + p_2 f_2 \pm P_{\text{тр}} + G_{\text{к}},$$

где  $p_1, p_2$  — давление соответственно до и после дросселя;  $f_1, f_2$  — активная площадь клапана, на которую действует давление соответственно на входе  $p_1$  и на выходе  $p_2$  дросселя;  $P_{\text{пр}}$  — сила пружины;  $P_{\text{тр}}$  — сила трения клапана (знак плюс соответствует движению клапана вверх);  $G_{\text{к}}$  — вес клапана.

При  $f_1 = f_2 = f_{\text{к}}$  и незначительной силе трения уравнение примет вид  $(p_1 - p_2)f_{\text{к}} = P_{\text{пр}} + G_{\text{к}}$ , откуда

$$\Delta p_{\text{др}} = p_1 - p_2 = \frac{P_{\text{пр}} + G_{\text{к}}}{f_{\text{к}}} = \text{const.}$$

Из уравнения следует, что условием равновесия клапана является постоянство перепада давления на дросселе, обеспечивающее постоянный расход через его проходное сечение. Если дроссель с регулятором установлен на нагнетательной магистрали, то в его модификации сочетают три отдельных аппарата: дозирующий клапан, предохранительный клапан и дроссель.

Контроль определенного уровня давления рабочей жидкости или осуществление автоматических переключений по давлению производится при помощи реле давления (рис. 236,б). В нижней части корпуса 10 при помощи кольца 11 закреплена мембрана 12. Внутри кольца на мембране установлена шайба 13, к которой с помощью пружин через седло 14 прижат рычаг 6. На правом конце рычага имеется винт, упирающийся в кнопку переключателя 7. Масло подводится к камере 8. Его давление уравнивается пружиной, регулируемой винтом 9. При повышении давления масла мембрана деформируется и приподнимает при помощи шайбы 13 рычаг 6, правый конец которого воздействует на кнопку микропереключателя.

## 5. Распределительные устройства

Для выполнения необходимых переключений направления потока жидкости по различным магистралям гидропривода служат распределительные устройства. Они классифицируются по конструктивному признаку (краны, золотники, клапаны) и по виду привода управления (ручные, механические, гидравлические, электромагнитные, смешанные, путевые и дистанционные). Нормализованными конструкциями распределительных устройств являются краны управления типа Г71, реверсивные золотники с гидравлическим управлением типа Г72, золотники с электромагнитным управлением типа Г73 и золотники с ручным управлением типа Г74.

Золотниковые распределители имеют наиболее широкое применение в станочном гидроприводе ввиду простоты конструкции и надежности в работе. Различают двух-, трех-, реже — четырех- и более позиционные золотники. Рис. 237,а поясняет схему ручного управления. Крайние положе-

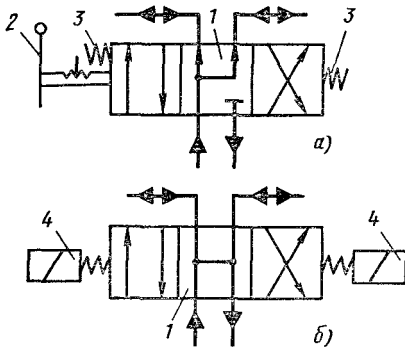
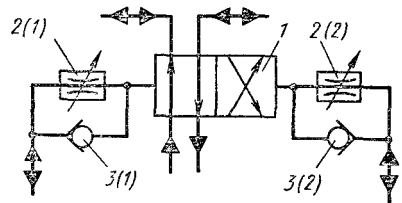


Рис. 237. Схема управления золотниками

Рис. 238. Схема управления гидравлическим золотником



ния золотника устанавливаются и фиксируются рукояткой 2. Возвращение золотника в среднее положение осуществляется пружинами 3. Согласно ГОСТ 2.781—68, число позиций золотника устанавливается числом квадратов 1 (в данном случае три, так как золотник трехпозиционный). Направленные потоки масла в каждой позиции показано стрелками. Большими стрелками на подводящих и отводящих трубопроводах показаны направления, в которых может двигаться масло. Если, например, золотник находится в средней позиции (как на рисунке), то масло, войдя в него, поступит в обе полости цилиндра; слив в это время перекрыт. Если переместить золотник, например, вправо, то масло от насоса поступит в левую полость цилиндра, а из правой полости — на слив. На рис. 237,б показана схема трехпозиционного золотника с электрическим управлением. Перемещение золотника осуществляется двумя толкающими соленоидами 4.

На рис. 238 показана схема трехпозиционного золотника с гидравлическим управлением. Золотник 1 перемещается под давлением масла. Если полости у торцов золотника непосредственно соединить с подводящим и сливным трубопроводами, то золотник получит быстрое перемещение. Это может привести к удару торца золотника о крышку корпуса и гидравлическому удару в гидросистеме. С целью устранения указанных явлений с обеих сторон корпуса золотника устанавливают дроссели 2 (1) и 2 (2) и обратные клапаны 3 (1) и 3 (2). При этом, например, масло, поступающее в золотник, проходит через обратный клапан 3 (1), а масло, вытесняемое из противоположной полости, — через дроссель (2) 2.

Рис. 239,а иллюстрирует конструктивную схему двухпозиционного гидравлического золотника. При наличии давления в гидросистеме для управления плунжером распределителя требуется довольно большая сила. Давление, необходимое для перемещения плунжера, должно преодолеть следующие составляющие нагрузки.

1. Скоростной напор  $\gamma \frac{v^2}{g}$ , где  $v$  — скорость потока жидкости в трассах управления распределителем;  $\gamma$  — плотность жидкости.
2. Потери давления из-за местных сопротивлений в напорном и сливном трубопроводах управления (Па)

$$\Delta p_{мс} = \gamma \frac{v^2}{2g} [\Sigma (\xi_n + \xi_c) + \xi_{др}],$$



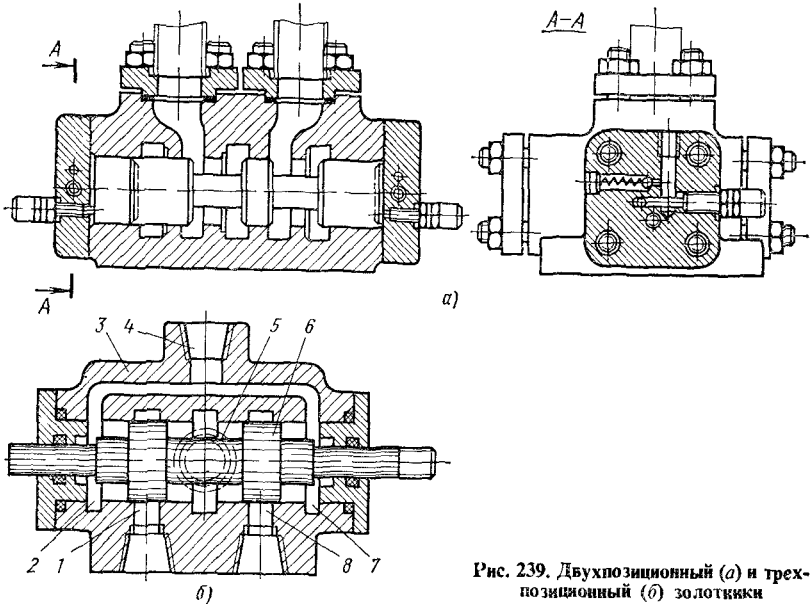


Рис. 239. Двухпозиционный (а) и трехпозиционный (б) золотники

где  $\Sigma(\xi_n + \xi_c)$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений в напорном  $\xi_n$  и сливном  $\xi_c$  трубопроводах;  $\xi_n + \xi_c = \xi_0$ ;  $\xi_{др}$  — коэффициент сопротивления дросселя, регулирующего время реверса.

3. Инерционный перепад давления при разгоне плунжера золотника (Па)

$$\Delta p_{ин} = C \frac{d^2 x}{dt^2},$$

где  $C = m/f_3$  — перемещаемая масса, приведенная к торцовой площади плунжера золотника, кг;

$$m = G_3/g + m_n + m_c;$$

$G_3$  — вес золотника, Н;  $f_3$  — торцовая площадь плунжера золотника,  $m^2$ ;  $m_n$ ,  $m_c$  — массы рабочей жидкости соответственно в напорном и сливном трубопроводах управления, кг;

$$m_n = \gamma \frac{l_n}{g} f_T; \quad m_c = \gamma \frac{l_c}{g} f_T;$$

$$m_n + m_c = \gamma \frac{l_n}{g} (l_n + l_c);$$

$l_n$ ,  $l_c$  — длина трубопровода соответственно на напорном и сливном участках управления, м;  $f_T = f_c + f_n$  — проходное сечение трубопровода,  $m^2$ .

4. Гидродинамическое давление потока жидкости на золотник. С достаточной для практических целей точностью гидродинамическую силу ( $H$ ) можно определить по уравнению [41]

$$P_T = 13,2 \frac{\gamma}{g} \frac{Q^2}{\pi ds},$$

где  $Q$  — расход через проходное сечение распределителя, л/мин;  $s$  — осевое перемещение плунжера, мм;  $d$  — диаметр плунжера, мм;  $g$  — ускорение свободного падения, см/с<sup>2</sup>.

При наличии специальной профильной формы плунжера золотника сила  $P_T$  значительно уменьшается [15, 40].

5. Суммарную силу трения золотника о внутреннюю поверхность корпуса; в зависимости от времени неподвижного контакта  $t$  золотниковой пары эта сила изменяется по закону

$$P_{\text{тр}} = A + 0,1 f_0 P [\alpha - (\alpha - 1) e^{-\beta t}],$$

где  $A$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  — постоянные, зависящие от материала пары трения (для пары сталь — чугун  $A = -0,36$ ;  $f_0 = 0,23$ ;  $\alpha = 1,14$ ;  $\beta = -0,104$ );  $f_0$  — коэффициент трения покоя;  $P$  — сила давления на золотник.

Результаты исследований показывают, что сила трения обуславливается преимущественно неуравновешенными силами давления на плунжер жидкостью, затекающей в радиальный зазор.

При определенных допущениях (пренебрегаем упругостью трубопроводов управления; считаем, что потери давления в магистралях управления изменяются только от местных сопротивлений; коэффициент сопротивления дросселей принимаем постоянным независимо от площади проходного сечения; гидродинамическую силу не учитываем, так как золотник не имеет промежуточных положений) перепад давлений, необходимый для перемещения плунжера,

$$P_{\text{упр}} - P_{\text{пр}} = \gamma \frac{v^2}{2g} + \gamma \frac{v^2}{2g} [\Sigma (\xi_n + \xi_c) + \xi_{\text{др}}] + C \frac{d^2 x}{dt^2} + P_{\text{тр}},$$

где  $P_{\text{упр}}$ ,  $P_{\text{пр}}$  — соответственно подводимое давление управления и противодействие в подторцевой полости золотника;  $P_{\text{пр}} = P_{\text{тр}}/f_3$  — удельное давление от суммарной силы трения.

При дросселировании на выходе противодействие в сливной полости определим, пользуясь уравнением расхода через отверстие:

$$Q^2 = f_3^2 v_3^2 = \mu^2 f_{\text{др}}^2 \frac{2g}{\gamma} \left( P_{\text{пр}} + \gamma \frac{v^2}{2g} \right);$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{\gamma}{2g} \left( \frac{f_3^2 v_3^2}{\mu^2 f_{\text{др}}^2} - v^2 \right),$$

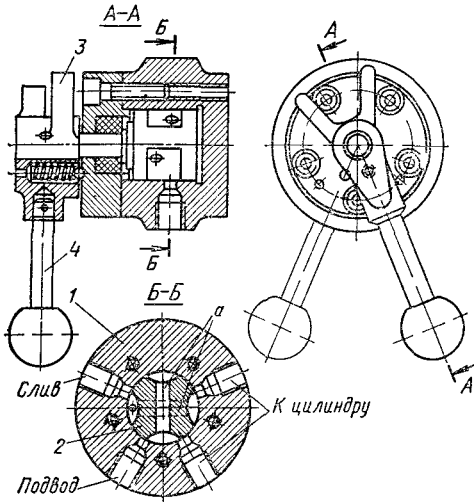
где  $v_3$  — скорость перемещения золотника, м/с;  $f_3$ ,  $f_{\text{др}}$  — соответственно торцевая площадь плунжера золотника и площадь проходного сечения дросселя.

Используя полученные уравнения и уравнение постоянства расхода  $v f_T = v_3 f_3$ , определим необходимое давление управления ( $P_a$ )

$$P_{\text{упр}} = v_3^2 \gamma \frac{f_3^2}{2g} \left[ \frac{1}{\mu^2 f_{\text{др}}^2} + \frac{1}{f_T^2} \Sigma (\xi_0 + \xi_{\text{др}}) \right] + C \frac{d^2 x}{dt^2} + P_{\text{тр}}.$$

На рис. 239,б представлена схема трехпозиционного золотника, получившая широкое распространение. Подвод масла осуществляется к центральной кольцевой проточке 5 корпуса 3. При среднем положении плун-

Рис. 240. Кран управления



жера 6 кольцевые проточки 1 и 8 перекрыты. Если плунжер переместить влево, то масло через отверстие 1 поступит в одну из полостей цилиндра. Из противоположной полости оно через отверстие 8, канал 7 и отверстие 4 будет поступать на слив. При перемещении золотника в правое положение масло подается в обратном направлении (1—2—4).

На рис. 240 приведена конструкция крана управления. Внутри корпуса 1, имеющего

четыре выходных отверстия, смонтирован кран 2. Он имеет два сквозных взаимно перпендикулярных отверстия *a*, расположенных в разных плоскостях (см. сечение *Б—Б*). На конце стержня крана крепится рукоятка 4 с рычагами 3. Кран можно поворачивать вручную рукояткой или воздействием движущихся упоров на рычаги 3. Когда кран находится в положении, показанном на рисунке, масло, подводимое к левому нижнему отверстию, выходит через правое нижнее отверстие в одну из полостей цилиндра или золотника. Масло, вытесняемое из противоположной полости, входит через правое отверстие и, пройдя через кран, сливается в бак. При повороте крана на 45° по часовой стрелке потоки масла меняют направление.

## 6. Вспомогательные устройства

В станках, помимо основной гидравлической аппаратуры и механизмов, имеются вспомогательные устройства для хранения, очистки и охлаждения рабочей жидкости. Эти устройства могут быть индивидуальными или групповыми, обслуживающими гидроприводы станков участка или всего цеха. К ним относятся фильтры, силовые очистители, резервуары и теплообменники.

Фильтры предназначены для очистки рабочей жидкости от механических примесей, которые попадают в систему при заливке или в процессе эксплуатации в виде продуктов износа, разложения, коррозии и т. п. Степень очистки жидкости определяется наименьшим размером частиц, которые не пропускаются фильтром. В связи с этим различают грубую очистку, когда размеры частиц превышают 0,1 мм, нормальную — 0,01 мм, тонкую — 5 мкм и особо тонкую — до 1 мкм.

Фильтрующим элементом могут быть проволочные сетки, ткани, войлок, фетр и керамика. Элементы могут быть тонкими и толстыми. Тонкий элемент задерживает загрязняющие жидкость частицы своей поверхностью. Толстый элемент обеспечивает очистку жидкости при ее

просачивании через капилляры в объемном материале (например, пластинчатые фильтры).

Потери давления рабочей жидкости при фильтровании не должны превышать 0,1–0,2 МПа. При этом необходимо учитывать, что вследствие засорения фильтрующего материала увеличиваются со временем потери давления и уменьшается пропускная способность фильтра. Этот основной фактор определяет срок службы фильтра; у поверхностных фильтров при равной степени очистки он меньше, чем у объемных.

При тонкой очистке жидкости находят применение силовые очистители, работа которых основана на удалении посторонних частиц под действием силового поля. В зависимости от физической структуры силового поля фильтры этого вида бывают центробежные, вибрационные, магнитные и электростатические. По сравнению с обычными фильтрами силовые очистители отличаются незначительными потерями давления (обычно в пределах 10 МПа), независимым расходом и особо тонкой очисткой.

При автономной установке станка с гидроприводом в качестве резервуара для хранения рабочей жидкости используют полости в корпусных деталях станков и баки, встроенные в станину или устанавливаемые рядом со станком. Последний вариант находит применение в прецизионных станках с целью снижения тепловых воздействий. Конструкция бака должна обеспечивать защиту жидкости от поступления загрязнений из внешней среды, поэтому соединение его с атмосферой осуществляется через воздушный фильтр. Объем бака должен быть не менее 200 секундных подач насоса. Внутри бака имеются перегородки, отделяющие сливной отсек от заборного. Дно бака делается с уклоном к выпускному крану. Кран должен находиться на таком уровне, чтобы при смене рабочей жидкости можно было сливать ее в специальную емкость. Бак и емкости снабжаются маслоуказателями.

Обычно в процессе циркуляции рабочая жидкость в гидросистеме нагревается, что приводит к нарушению стабильности работы гидропривода. Нормальным считается нагрев жидкости до 50°C. Если эти условия не обеспечиваются, то в маслосборнике размещают теплообменник, представляющий собой змеевик, через который пропускается охлаждающая жидкость. В отдельных случаях для прецизионных станков применяют фреоновые холодильные устройства, позволяющие поддерживать определенную температуру рабочей жидкости с колебаниями ее в пределах  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ .

## 7. Трубопроводы

Циркуляция рабочей жидкости от насоса к гидродвигателю с промежуточным протеканием через соответствующие гидравлические аппараты и устройства происходит по трубопроводам и, реже, закрытым каналам в плите, называемой панелью, или в сложенных и скрепленных между собой плитах.

В зависимости от назначения, трубопроводы могут быть жесткими — металлическими и гибкими — армированными резиной или пластмассой. Последние применяют на участках, соединяющих основную систему с элементами, находящимися на подвижных рабочих органах.

Основной характеристикой трубопровода является его условный про-

ход, соответствующий номинальному размеру внутреннего диаметра трубы (ГОСТ 355–67). В станках преимущественно применяют стальные холоднокатаные бесшовные трубы из сталей 10 и 20. В затруднительных для монтажа местах при ручной подгонке применяют, в виде исключения, трубы из красной меди (ГОСТ 617–72) и алюминиевых сплавов (ГОСТ 18475–73). При низких давлениях (до 0,6 МПа) применяют винипластовые трубы. Резинотканевые рукава из маслостойкой резины применяют в зависимости от давления без оплетки или с многослойной хлопчатобумажной либо металлической оплеткой (ГОСТ 6286–73 и 10362–76). При высоких давлениях (до 20 МПа) применяют специальные гибкие металлические рукава. Потери давления в трубопроводе в общем случае определяют по формуле (Па)

$$\Delta p = \lambda \gamma \frac{l}{d_T} \frac{v_T^2}{2g},$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $l$  – длина прямого участка трубопровода, м;  $d_T$  – внутренний диаметр трубы, м;  $v_T$  – скорость движения рабочей жидкости в трубе, м/с.

Для ламинарного режима течения  $\lambda = 75/\text{Re}$ , при турбулентном режиме  $\lambda = 0,3164 \text{ Re}^{-0,25}$ , где  $\text{Re}$  – число Рейнольдса.

Внутренний диаметр трубы (м) вычисляют по подаче  $Q_H$  и скорости  $v_T$  движения масла:

$$d_T \geq 1,13 \sqrt{Q_H/v_T}.$$

Скорость масла в системе при расчетах принимают для всасывающих трубопроводов 1,5–2 м/с, для нагнетающих – 3,5 м/с и для мест сужения на коротких участках – до 5,5 м/с.

Толщина стенки трубы (м)

$$s_T = p d_T / 2 [\sigma]_p,$$

где  $p$  – наибольшее давление, Па;  $[\sigma]_p$  – допустимое напряжение при растяжении; для стальных труб  $[\sigma]_p = 40 \div 60$  МПа, для медных и латунных труб  $[\sigma]_p = 25$  МПа.

## 8. Регулирование, стабилизация и синхронизация скоростей движения рабочих органов

Скорость перемещения рабочего органа станка с помощью гидروпривода определяет подача рабочей жидкости. Поэтому логическим условием регулирования указанной скорости является применение насосов с регулируемой подачей.

Привод с объемным регулированием для осуществления вращательного движения показан на рис. 241,а. Насос 2 с регулируемой подачей нагнетает масло в гидромотор 3. В результате этого выходной вал гидромотора вращается, а масло, совершившее работу, сливается в бак 1. Для ограничения крутящего момента установлен предохранительный клапан 4, который при повышении давления сверх нормы, сбрасывает масло в бак. Частота вращения выходного вала регулируется изменением подачи насоса либо изменением расхода гидромотора. Первый способ применяют при небольших мощностях.

Рис. 241. Гидравлические схемы привода с объемным регулированием скорости движения

Привод с объемным регулированием для осуществления прямолинейного движения показан на рис. 241,б. Его принципиальная схема состоит из насоса с регулируемой подачей, золотника 7, силового цилиндра с поршнем 8, соединенного штоком со столом или суппортом 5.

Распределительное устройство трехпозиционное. В средней позиции (как на схеме) все поступающее от насоса масло сбрасывается на слив. При перемещении золотника 5 вправо масло поступает в левую полость цилиндра и через золотник сбрасывается в бак 1. Если золотник переместить влево, направление движения поршня меняется. Подпорный клапан 6 устроен таким образом, что масло через него может пройти лишь при небольшом давлении, порядка 0,3–0,8 МПа. Это способствует более плавному движению и устраняет подсосывание воздуха в гидросистему после ее выключения. Предохранительный клапан 4 служит для защиты системы от перегрузки.

Объемное регулирование при малых скоростях обладает существенным недостатком, который проявляется в виде заметных колебаний движения поршня гидродвигателя.

Составим уравнение баланса расхода рабочей жидкости для гидропривода (рис. 241,б):

$$q_n n \Psi = v_{\text{п}} F_1 + q_{\text{ут}},$$

где  $\Psi$  — коэффициент регулирования насоса, равный отношению установленного значения параметра регулирования насоса к его наибольшему значению;  $F_1$ ,  $v_{\text{п}}$  — площадь поршня и скорость его движения;  $q_{\text{ут}}$  — утечки через имеющиеся в гидросистеме неплотности.

При работе привода и давлении  $p_{\text{ц}}$  скорость поршня (м/с)

$$v_{\text{п}} = \frac{q_n}{F_1} n \Psi - \frac{q_{\text{ут}}}{F_1};$$

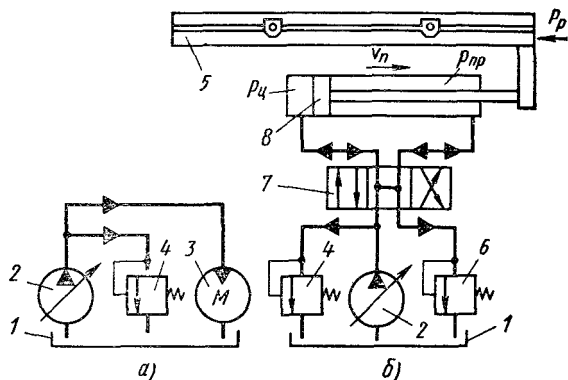
эта скорость изменяется на величину (м/с)

$$\Delta v_{\text{п}} = v_{\text{тп}} - v_{\text{п}} = \frac{q_{\text{ут}}}{F_1},$$

где  $v_{\text{тп}}$  — теоретическая скорость поршня, м/с.

Степень неравномерности скорости поршня определяется по выражению [16]

$$\varphi = \Delta v_{\text{п}} / v_{\text{тп}} = q_{\text{ут}} / (v_{\text{тп}} F_1).$$



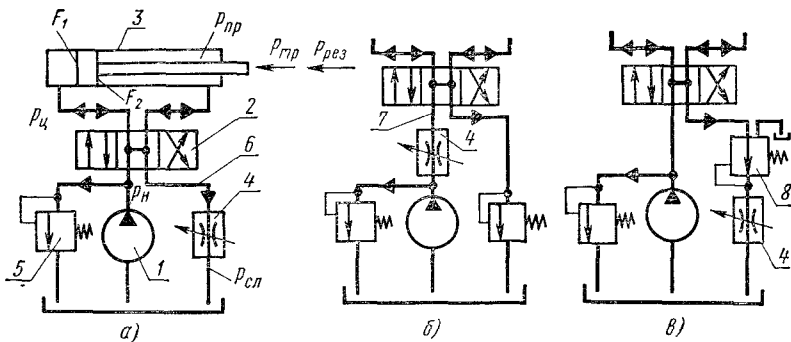


Рис. 242. Гидравлические схемы привода с дроссельным регулированием скорости движения

### Изменение хода поршня

$$\Delta h = \Delta v_{\text{п}} T_{\text{ц}} = \Delta v_{\text{п}} \frac{W}{Q_{\text{ц}}},$$

где  $Q_{\text{ц}}$  — геометрическая подача,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $T_{\text{ц}}$  — время, характеризующее емкость силового цилиндра (время заполнения), с;  $W = F_1 l_{\text{ц}}$  — объем силового цилиндра,  $\text{м}^3$ ;  $l_{\text{ц}}$  — длина цилиндра, м.

Выражения для  $\varphi$  и  $\Delta h$  свидетельствуют о том, что причиной неравномерности перемещения поршня является возрастающее влияние утечек как в самом насосе, так и по трассе. Полученные уравнения позволяют также определить допустимую нагрузку силового цилиндра ( $H$ ) в зависимости от величины утечек:

$$P_{\text{р}} = \frac{v_{\text{тп}} F_1^2 \Delta h}{\sigma_{\text{н}} l_{\text{ц}}},$$

где  $\sigma_{\text{н}}$  — удельное значение утечки в насосе на 1 Па.

Гидравлический привод с дроссельным регулированием является наиболее распространенным (рис. 242, а). В отличие от предыдущего привода насос 1 нагнетает в систему постоянный объем масла. Масло, вытесняемое поршнем, пройдя распределительное устройство 2 и трубопровод 6, пропускается через дроссель 4, а затем сливается в бак. В системе образуются излишки масла, повышающие давление на участке между насосом и силовым цилиндром 3.<sup>1</sup> Для снятия избыточного давления на этом участке устанавливают предохранительный клапан 5, работающий как переливной.

Дроссель 4 на рис. 242, а установлен на отводящем трубопроводе, поэтому данная система называется системой с дроссельным регулированием на выходе. Дроссель 4 на рис. 242, б установлен на нагнетательном трубопроводе 7, и поэтому система носит название системы с дроссельным регулированием на входе. Существуют схемы с дросселем на ответвлении (в параллель), у которых дроссель устанавливается между напорной и сливной трассами.

Недостатком обычных схем дроссельного регулирования является так называемая структурная неравномерность скорости, возникающая в ре-

зультате изменения нагрузки силового органа при перемещениях. Запишем условие равновесия сил, действующих на поршень в схеме, представленной на рис. 242,а.

1. При отсутствии полезной нагрузки  $P_{рез}$

$$p_{ц}F_1 = p_{пр}F_2 + P_{тр}.$$

Поскольку перепад давления на дросселе  $\Delta p_{др} = p_{пр} - p_{сл}$ , то

$$\Delta p_{др} = p_{ц} \frac{F_1}{F_2} - p_{сл} - \frac{P_{тр}}{F_2},$$

где  $p_{ц}$  — рабочее давление в цилиндре;  $P_{тр}$  — сила сопротивления суммарных сил трения;  $p_{сл}$  — давление в сливном трубопроводе;  $F_1$ ,  $F_2$  — полезные площади поршня соответственно со стороны правой и левой полостей цилиндра.

2. При наличии полезной нагрузки

$$p_{ц}'F_1 = P_{рез} + P_{тр} + p_{пр}F_2;$$

$$\Delta p_{др} = p_{ц}' \frac{F_1}{F_2} - p_{сл} - \frac{P_{рез} + P_{тр}}{F_2}.$$

Скорость поршня  $v_{п0}$  без нагрузки  $P_{рез}$  будет

$$v_{п0} = \frac{Q_{др}}{F_2} = \frac{k f_{др}}{F_2} \sqrt{p_{ц}' \frac{F_1}{F_2} - p_{сл} - \frac{P_{тр}}{F_2}},$$

где  $k$  — расходный коэффициент;  $f_{др}$  — площадь проходного сечения дросселя.

Скорость поршня  $v_{п}$  при наличии полезной нагрузки

$$v_{п} = \frac{k f_{др}}{F_2} \sqrt{p_{ц}' \frac{F_1}{F_2} - p_{сл} - \frac{P_{рез} + P_{тр}}{F_2}}.$$

Определим структурную неравномерность  $\varphi$  скорости силового поршня:

$$\varphi = \frac{v_{п0} - v_{п}}{v_{п0}} = 1 - \sqrt{\frac{p_{ц}'F_1 - p_{сл}F_2 - P_{рез} - P_{тр}}{p_{ц}'F_1 - p_{сл}F_2 - P_{тр}}}.$$

Анализ полученных уравнений показывает, что обычные схемы дроссельного регулирования не обеспечивают постоянства перепада давления на дросселе и скорости перемещения силового органа при изменении величины нагрузки. Такие схемы применяют в том случае, когда колебаниями скорости можно пренебречь или когда полезная нагрузка почти не изменяется. Структурную неравномерность уменьшают применением дросселя в сочетании с редуционным клапаном или регулятора расхода (см. рис. 234). Схема регулирования, показанная на рис. 242,в, отличается от рассмотренной на рис. 242,а наличием редуционного клапана 8, который обеспечивает постоянство давления масла перед дросселем. Поскольку после дросселя давление постоянно и близко к атмосферному, перепад давления, а следовательно, и расход масла через дроссель будет стабилизирован. Это приводит к более равномерной подаче при изменяющейся нагрузке.



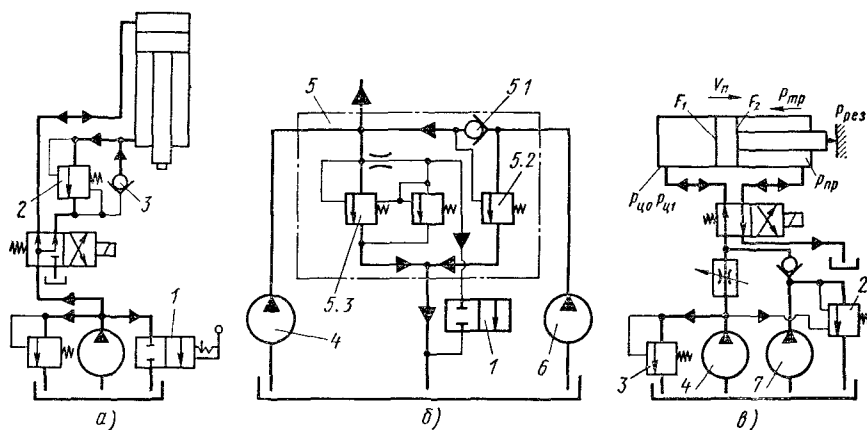


Рис. 243. Принципиальные гидравлические схемы

Неполное использование всего масла, подаваемого насосом при дроссельном регулировании, приводит к потере мощности и снижению КПД привода, однако простота, дешевизна и эксплуатационные достоинства этих систем гидропривода обеспечили их широкое применение в передачах станков. Дроссельное регулирование, несмотря на более низкий КПД (наибольшее значение  $\eta = 0,67$ ) по сравнению с объемным, оправдывает себя, обеспечивает надежную работу во всем диапазоне регулирования и имеет преимущественное применение в станочном гидроприводе при мощности до 10 кВт. Однако развитие гидроприводов идет в направлении использования объемного регулирования даже для приводов малой мощности.

Объемное регулирование возможно при использовании насосов постоянной подачи по схеме ступенчатого регулирования скорости, а также при подключении гидродвигателя по дифференциальной схеме.

Если гидродвигатель осуществляет в одном направлении рабочий ход, а в другом — быстрый холостой, то возможно двухступенчатое регулирование скорости при насосе постоянной подачи применением поршня с утолщенным штоком и подключением цилиндра по дифференциальной схеме (рис. 243,а). При положении золотника, показанном на рисунке, он соединяет обе полости и перекрывает слив. Поршень перемещается вниз со скоростью, которая будет зависеть от соотношения сечений поршня и штока. Если площадь составляет половину площади поршня, то скорость в обоих направлениях будет одинакова:  $v_1 = v_2$ . При  $d = 0,3D$  скорость обратного хода будет примерно в 10 раз больше скорости прямого хода. Этим обстоятельством часто пользуются в практике, особенно в силовых головках агрегатных станков.

Поршень вертикально расположенного цилиндра (рис. 243,а) может быть остановлен в любом положении поворотом крана управления 1, соединяющего напорную магистраль с баком. Напорный золотник 2 автоматически закрывает штоковую полость цилиндра, благодаря чему поршень со всеми связанными с ним деталями удерживается на весу. Чтобы открыть золотник 2, необходимо к поршню приложить такую силу, кото-

рая бы создавала давление, превышающее настройку пружины клапана. Обратный клапан 3 шунтирует золотник при подаче масла в штоковую полость цилиндра.

С целью сокращения вспомогательного времени гидропривод может работать с различной скоростью в течение одного цикла. Для этого применяют спаренные насосы с разделительной панелью: один для ускоренных перемещений (большой подачи и низкого давления), а другой для рабочих ходов (небольшой подачи и высокого давления). На рис. 243,б показана схема разделительной панели 5. Предохранительный клапан 5.3 панели ограничивает максимальное давление гидросистемы настройкой пружины. Разгрузочный клапан 5.2 настройкой своей пружины определяет давление системы, при котором отключается насос низкого давления 6 путем соединения его со сливом. Обратный клапан 5.1 панели отделяет область высокого давления от низкого. Кран 1 служит для остановки гидродвигателя при работающих насосах. При открытом кране насос высокого давления 4 и напорная магистраль соединяются со сливом.

На рис. 243,в показано применение напорного золотника при выполнении различных функций автоматического действия. Насос 7 большой подачи, предназначенный для быстрых ходов, отключается автоматически напорным золотником 2, который срабатывает как только на штоке цилиндра создается рабочая нагрузка. При быстрых ходах давление в системе определяется потерями на трение  $P_{тр}$  и силами противодействия

$$p_{ц0} = \frac{1}{F_1} (P_{тр} + p_{пр} F_2).$$

Напорный золотник 2 закрыт, и суммарный объем масла, подаваемый насосами 4 и 7, поступает в силовой цилиндр.

Условие равновесия сил, действующих на клапан золотника, без учета силы трения клапана может быть выражено уравнением

$$\lambda p_{ц0} \frac{\pi d_{кл}^2}{4} = P_{пр},$$

где  $p_{ц0}$  — давление в цилиндре при холостом ходе, Па;  $\lambda = 1,1 \div 1,15$  — коэффициент запаса;  $d_{кл}$  — диаметр клапана, м;  $P_{пр}$  — сила настройки пружины напорного золотника, Н.

Требуемая сила настройки пружины при холостом ходе (Н)

$$P_{пр} = \frac{\pi d_{кл}^2 \lambda}{4 F_1} (P_{тр} + p_{пр} F_2).$$

При включении нагрузки  $P_{рез}$  равновесие клапана золотника нарушается, в результате чего

$$p_{ц1} = \frac{1}{F_1} (P_{рез} + P_{тр} + p_{пр} F_2) > \frac{4 P_{пр}}{\pi d_{кл}^2}.$$

Напорный золотник срабатывает, соединяя напорную магистраль насоса 7 (рис. 243,в) с баком, и обеспечивает его разгрузку. Насос 7 работает с незначительным давлением ( $p_{ц} = 50 \div 80$  кПа).

## 9. Гидравлические схемы

В зависимости от способа изображения механизмов и аппаратуры на принципиальных схемах они могут быть полуконструктивными, полные и попереходные.

Гидравлическая система любого варианта имеет, по крайней мере, две основные магистрали — напорную и сливную. К ним подсоединяются трассы целевого назначения, которые связывают с магистралями гидродвигатели того или иного действия. Различают трассы: исходные, свободного движения, точного перемещения, нерегулируемых перемещений, управления и блокирования.

На рис. 244 показаны полуконструктивная, полная и попереходная схемы силовой головки агрегатного станка, осуществляющей за цикл работы три перехода: быстрый подвод, рабочий ход и быстрый отвод. На полуконструктивной схеме (рис. 244,а) при переходе «Быстрый подвод» оба золотника смещены толкающими электромагнитами: основной золотник 1 вправо, а золотник 2 ускоренных ходов влево. При таком их положении масло от насоса через первую слева шейку золотника 1 поступает во внешнюю полость цилиндра 3, а из противоположной полости того же ци-

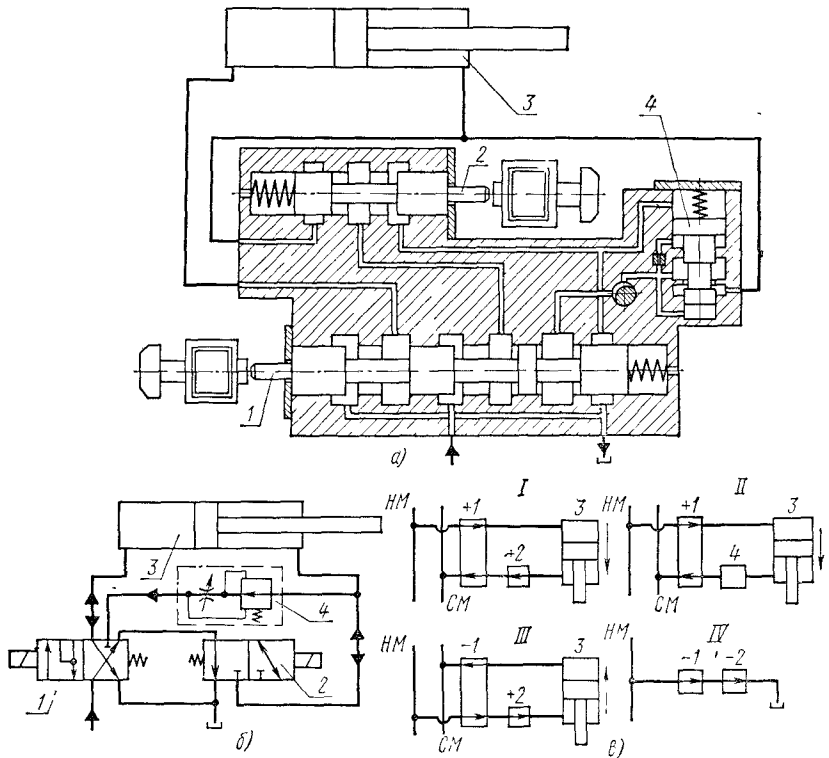


Рис. 244. Полуконструктивная (а), полная (б) и попереходная (в) схемы силовой головки агрегатного станка

цилиндра через шейку золотника 2 и вторую шейку золотника 1 направляется в бак. При переходе «Рабочий ход» электромагнит золотника 2 отключается, что заставляет масло из штоковой полости цилиндра 3 проходить на слив через регулятор скорости 4 и затем через третью шейку золотника 1 в бак.

При переходе «Быстрый отвод» электромагнит золотника 1 отключается, а электромагнит золотника 2 снова включается, и этим изменяется направление потока масла: от насоса через вторую шейку золотника 1 в штоковую полость цилиндра, а из противоположной полости через первую шейку золотника 1 в бак. При положении «Стоп» оба электромагнита отключаются, золотники становятся в положение, показанное на схеме, и напорная магистраль от насоса через вторую шейку золотника 1, шейку золотника 2 и кольцевую выточку вокруг крайнего правого барабана золотника 1 соединяется с баком.

На полной принципиальной схеме (рис. 244,б) все элементы гидросистемы имеют аналогичные с полуконструктивной схемой обозначения, поэтому приведенное выше описание работы гидропривода можно использовать и в данном случае. Сравнивая схемы, можно видеть, что оформление второй схемы проще, и, кроме того, на ней наглядно показана функция золотников при их различных положениях.

На попереходных схемах (рис. 244,в) показаны те же элементы, и, кроме того, знаки «+» и «-» и стрелки различной длины позволяют уточнить действия электромагнитов и силового цилиндра. На самом деле, из рассмотрения схемы I следует, что оба электромагнита подключены, и масло из напорной магистрали *НМ* через одну шейку золотника 1 поступает во внештоковую полость цилиндра 3, а из противоположной полости сливается через шейки золотников 2 и 1. Поршень передвигается в направлении «Шток вперед» ускоренно (длинная стрелка).

Из схемы II следует, что в этом переходе работает только золотник 1, который остается в прежнем положении, а отключение золотника 2 быстрых ходов подключает регулятор скорости 4, состоящий из редукционного клапана и дросселя. Поршень на этом переходе передвигается в том же направлении, но с рабочей скоростью (короткая стрелка). Из схемы III видно, что золотник 2 снова включен, а золотник 1 отключен, но принимает участие в этом переходе. При таком переключении золотников масло от магистрали *НМ* через шейки обоих золотников поступает в штоковую полость цилиндра, а из противоположной полости сливается через вторую шейку золотника 1. Поршень меняет свою скорость и направление. Из схемы IV следует, что оба золотника отключены, и напорная магистраль через их шейки соединена с баком, а следовательно, в этом положении даже при работающем насосе гидропривод выключен.

## 10. Основные принципы проектирования гидропривода

Основой проектирования гидропривода металлорежущих станков является разработка полной принципиальной схемы, которой при сложной станочной гидросистеме автоматического действия рекомендуется предпослать попереходную схему, как более удобную для рассмотрения возможных вариантов компоновки гидропривода.

Обычно проектированию привода предшествует разработка технического задания, в котором указываются: 1) элементы цикла работы станка или отдельных его рабочих органов; 2) характеристика движения, выполняемых гидроприводом, и их связь с движениями, которые будут осуществляться другими видами приводов; 3) расчетные нагрузки на рабочие органы станка; 4) предлагаемые условия работы станка; 5) возможность сочетания гидропривода с другими приводами, например с шаговым электродвигателем и др.; 6) степень участия в управлении станком электрических и других систем; 7) прочие специальные требования и условия.

В современных металлорежущих станках устанавливают в основном гидроприводы движения подачи и различных вспомогательных движений, осуществляющих переключение блочных колес коробок скоростей, перемещения пинолей задних бабок, встроенных и поставляемых со станком зажимных механизмов, и др. В проектах гидроприводов необходимо широко применять нормализованные механизмы, аппараты и отдельные узлы, а также рекомендуемые сортаменты труб, арматуры и крепежных изделий.

Следует считать прогрессивным при проектировании использование нормализованных панелей, а также компоновку контрольно-регулирующей и управляющей аппаратуры в одном, доступном для осмотра и осуществления различных регулировок, месте, на откидном или снимаемом щите. Удобно размещать насосную станцию с маслобраником и панелью управления в отдельном шкафу, рядом со станком, как это принято в электрических станочных системах.

Рассмотрим в качестве примера разработку схемы гидропривода для

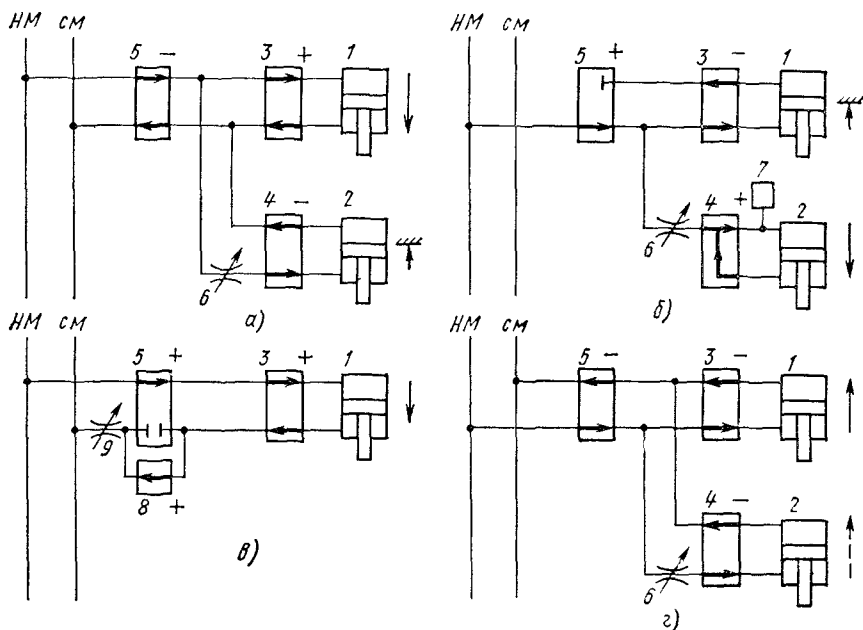
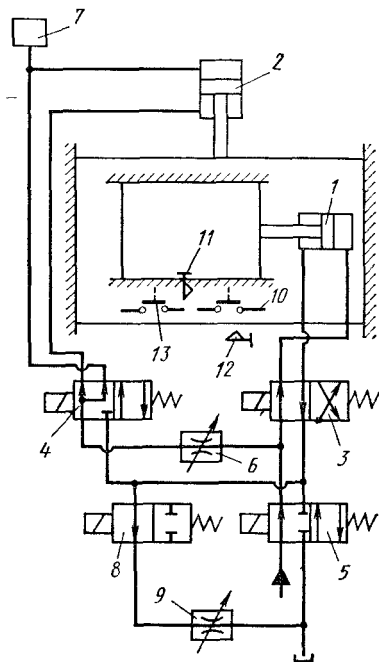


Рис. 245. Попереходные схемы гидропривода

Рис. 246. Принципиальная схема гидропривода станка



осуществления движения подачи с регулируемой скоростью на станке подавтоматического действия со следующим циклом работы: быстрый продольный подвод, быстрый поперечный подвод, рабочий ход в продольном направлении, быстрый отвод одновременно в двух направлениях, остановка движения подачи.

Гидропривод станка для осуществления указанного цикла работы должен иметь два гидродвигателя: один для выполнения поперечного нерегулируемого движения и другой для продольного регулируемого по скорости рабочего хода движения. Согласование во времени этих движений производится путем составления циклограммы работы гидродвигателей привода на основе общей циклограммы работы станка.

В рассматриваемом ниже примере опущены конкретные условия осуществления скоростей движений при рабочем и холостых ходах, поскольку имеется цель определить только структуру гидропривода для составления гидросхемы без решения развернутой задачи, выполняемой при проектировании гидропривода.

На основе принятой циклограммы работы привода составляем отдельные схемы на каждый переход. На первом переходе (рис. 245,а) масло поступает в цилиндр 1 продольного движения со стороны внештоковой полости, а из другой полости сливается. В это время поршень цилиндра 2 поперечного движения стоит на упоре и прижимается к нему давлением масла. Каждый силовой цилиндр имеет свой золотник (3 и 4) для реверсирования движения. Связываем действие цилиндра 2 с цилиндром 1 путем подключения их к золотнику 5. Для синхронизации их движений предусматривается дроссель 6. Примем, что все золотники гидропривода имеют путьное электромагнитное управление при продольном движении стола и что при положении «Стоп» все катушки электромагнитов будут обесточены.

Второй переход (рис. 245,б) начинается переключением двух золотников 4 и 5 воздействием на путьное электрический переключатель 10 (рис. 246) переставным упором 11, перемещающимся на продольной каретке. Золотник 5 должен перекрыть сливную магистраль от цилиндра 1, чтобы положить его поршень на гидравлическую подушку и поджать с другой стороны давлением масла. Поскольку цилиндр 2 связан с цилиндром 1, то, перекрывая последнему слив, перекрывают и слив цилиндру 2. Поэтому на рассматриваемом переходе цилиндр 2 подключается по дифференциальной

схеме. Кроме того, при таком подключении будет устранено влияние дросселя 6 на ускоренный подвод поршня.

Поскольку для управляющего воздействия нельзя воспользоваться ходом поперечной каретки, для осуществления третьего перехода предусматриваем реле давления 7, которое сработает по достижении поперечной кареткой переставного упора 12. При срабатывании реле 7 переключится золотник 3 и включится золотник 8. Последний введет в действие дроссель 9, который для создания большей равномерности движения подачи установлен на выходе.

Четвертый переход (см. рис. 245,з) начинается выключением электромагнитов всех золотников (переключателем 13 на рис. 246) соответственно принятому условию, при котором будет происходить одновременный ускоренный отвод поршней обоих цилиндров в исходное положение.

На основе попереходных схем составим принципиальную схему гидропривода (рис. 246). Прежде всего расставим силовые цилиндры в их намечаемое положение на проектируемом станке: цилиндр 1 — на суппорте с правой стороны каретки и цилиндр 2 — над суппортом. Эти цилиндры непосредственно связаны тросами с золотниками 3 и 4. Золотник 3, как следует из рис. 245, должен иметь два положения для реверсирования прямого и обратного потоков жидкости к цилиндру 1, а золотник 4 также два положения: при одном он должен подводить жидкость к цилиндру 2, как золотник 3 (см. рис. 245,а, з), при другом соединять обе полости цилиндра 2 с напорной магистралью (см. рис. 245,б).

Эти золотники соединяются с напорной магистралью и баком через золотник 5. Последний, как следует из рис. 245, должен иметь два положения: при одном соединять золотники 3 и 4 непосредственно с баком (см. рис. 245, а, з), при другом отключать эту трассу (см. рис. 245, б, в). В последнем случае соединение с баком осуществляется через золотник 8, который в одном своем положении закрывает слив и в другом — открывает его через дроссель 9 (см. рис. 245,в). Все золотники переключаются толкающими электромагнитами.

## 11. Расчет гидравлического привода

В станочной гидравлической аппаратуре преобладают силы вязкого сопротивления, при этом подобие сил трения выражают критерием Рейнольдса, который характеризует течение вязкой жидкости и представляет собой отношение сил трения к силам вязкости:

$$Re = \frac{\rho v d}{\eta} = \frac{v d}{\nu},$$

где  $Re$  — число Рейнольдса;  $\rho$  — плотность жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $v$  — средняя скорость потока,  $\text{м/с}$ ;  $d$  — диаметр живого сечения потока,  $\text{м}$ ;  $\eta$  — динамическая вязкость,  $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$ ;  $\nu$  — кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Турбулентное движение наступает при значении числа Рейнольдса, большем критического. Критическое число для потока, протекающего в круглой гладкой трубе,  $Re_{кр} = 2000 \div 2400$ .

Пропускная способность трубопроводов при различных скоростях рабочей жидкости приводится в справочной литературе.

Потери в гидросистемах бывают механические (трение), динамические (инерция пуска и реверса), гидравлические (перепад давлений) и объемные (утечки). Из них наиболее существенными являются объемные, которые включают не только потери, связанные с недостаточной плотностью рабочих органов гидропривода и аппаратуры, но и потери, связанные со способом регулирования производительности.

При расчете механических потерь в силовом цилиндре и в рабочих органах станка, связанных с ним, учитывают конструкцию гидродвигателя, положение цилиндра относительно горизонтальной плоскости, вес перемещающихся частей гидропривода и рабочего органа, скорости их перемещений, материалы трущихся частей и т. д. В первом приближении сопротивление сил трения в цилиндропоршневой группе может быть определено по формулам

$$P_{\text{тр}} = \alpha f G; P_{\text{тр}0} = \alpha f_0 G, \quad (37)$$

где  $P_{\text{тр}}$ ,  $P_{\text{тр}0}$  — силы трения движения и покоя;  $\alpha$  — поправочный коэффициент, учитывающий уплотняющее давление колец поршня и набивки сальника;  $f$ ,  $f_0$  — коэффициенты трения движения и покоя;  $G$  — приведенный вес перемещающихся частей.

Значения коэффициентов:  $f = 0,05 \div 0,08$  при скоростях свыше  $0,2$  м/с,  $f = 0,10 \div 0,12$  при скоростях меньше  $0,2$  м/с;  $f_0 = 0,1 \div 0,3$ ;  $\alpha = 0,12 \div 0,15$ .

Точный расчет сопротивления сил трения производится отдельно по механизмам и видам этих потерь:

$$P_{\text{тр}} = \Sigma P_{\text{тр}1} + \Sigma P_{\text{тр}2},$$

где  $\Sigma P_{\text{тр}1}$  — сумма сил трения на направляющих с учетом их формы, веса стола или головки и других механизмов, включая иногда вес детали, приспособления, инструмента, а также составляющие сил резания, нормальные к направляющим, и т. д.;  $\Sigma P_{\text{тр}2}$  — сумма сил трения в уплотнениях.

Сопротивление сил трения в уплотнениях

$$P_{\text{тр}2} = \pi p (D_{\text{п}} b f_{\text{п}} + d h f_{\text{ш}});$$

раздельно: для поршня

$$P_{\text{п}} = \pi (z p_{\text{к}} + p_{\text{уп}}) D_{\text{п}} b f_{\text{п}};$$

для штока при уплотнительных кольцах с элочным профилем

$$P_{\text{ш}1} = \pi d h p;$$

для штока с манжетным уплотнением

$$P_{\text{ш}2} = \pi d p h f_{\text{ш}},$$

где  $D_{\text{п}}$ ,  $d$  — диаметры поршня и штока;  $b$ ,  $h$  — ширина поршня и длина уплотнения;  $p$  — давление в штоковой полости цилиндра;  $p_{\text{к}}$  — давление кольца на стенку цилиндра;  $p_{\text{уп}}$  — уплотняющее давление;  $z$  — число колец;  $f_{\text{п}}$ ,  $f_{\text{ш}}$  — коэффициенты трения поршня по цилиндру и штока по сальнику.

Динамические потери возникают при реверсе, торможении или разгоне рабочего органа станка. Эти потери необходимо рассчитывать с учетом масс перемещающихся рабочих частей станка и массы рабочей жидкости, принимающей участие в этих процессах, на основе теоремы о работе и кинетической энергии или теоремы о количестве движения и импульсе сил.



В общем виде уравнение для определения сил инерции будет иметь вид

$$P_{ин} \Delta t = \Sigma m \Delta v + \Sigma \rho F_{ц} L \Delta v,$$

где  $P_{ин}$  — сила инерции;  $\Delta t$  — время изменения скорости;  $\Delta v$  — приращение скорости;  $m$  — приведенная масса;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости;  $F_{ц}$  — живое сечение гидродвигателя;  $L$  — путь, на протяжении которого изменяется скорость.

На первом этапе проектирования и расчета, когда еще окончательно не оформилась конструкция станка, а вес его механических частей может быть определен только ориентировочно (обычно — на основе сравнения с существующими подобными конструкциями), и, тем более, не уточнены объемы полостей цилиндра и подводящих магистралей, инерционные силы определяют по формуле

$$P_{ин} = Gv/(gt_0), \quad (38)$$

где  $P_{ин}$  — сила инерции;  $G$  — ориентировочный вес перемещающихся частей;  $v$  — максимальная скорость рабочего органа;  $t_0$  — время разгона поршня до рабочей скорости; обычно  $t_0 = 0,01 \div 0,5$  с, причем верхний предел относится к тяжелым станкам и большим скоростям;  $g$  — ускорение свободного падения.

Гидравлические потери возникают при движении потока рабочей жидкости, когда часть его энергии затрачивается на преодоление сопротивлений, вызываемых вязким трением частиц жидкости между собой и о стенки трубопровода, на образование завихрений при нарушении потока, на преодоление различных местных сопротивлений и т. д. Проявляется указанный непроизводительный расход энергии в виде потери давления рабочей жидкости.

Учитывая, что в станках протяженность трубопроводов сравнительно небольшая, а потери местных сопротивлений основной стандартной аппаратуры достаточно исследованы и нормализованы, с практической точностью гидравлические потери можно рассчитывать без учета характера движения и по усредненным значениям:

$$\Delta p_{тр} = 0,05 p_{раб}. \quad (39)$$

Потери давления в нормализованных аппаратах, которые могут быть использованы при предварительных расчетах, приводятся в справочной литературе. Например, для кранов управления Г71 и обратных клапанов Г51 они составляют 0,15–0,20 МПа, распределителей Г73 0,15–0,30 МПа, дросселей Г77 0,20–0,35 МПа, редукционных клапанов Г57 0,3–1,0 МПа.

Сопротивление противодействия в нерабочей полости цилиндра зависит от способа регулирования скорости, наличия подпорного клапана, конструкции силового цилиндра и величины основной нагрузки. Противодействие при объемном или дроссельном регулировании с дросселем «на входе»  $p_{пр} = 50 \div 150$  МПа, «на выходе»  $p_{пр} = 400 \div 1500$  МПа.

Объемные потери возникают из-за неплотности в подвижных соединениях (как наружных, так и внутренних) насоса, гидродвигателя и аппаратуры, а также при дроссельном регулировании через сливной клапан или дроссель на ответвлении и при работе редукционного клапана. Они характеризуются утечкой жидкости в единицу времени и объемным КПД.

Значения объемного КПД и расхода на утечки насосов и аппаратуры

Рис. 247. Схема гидропривода протяжного станка

приводятся в каталогах и справочниках. В предварительных расчетах объемные потери учитывают по усредненным статистическим нормам (м<sup>3</sup>/с):

$$q_{ут} = \sigma \Delta p, \quad (40)$$

где  $\sigma$  — удельное значение утечки, м<sup>3</sup>/с на 1 Па; для насоса  $\sigma = 5 \div 7$ , для золотника  $\sigma = 0,2 \div 0,25$ , для цилиндра  $\sigma = 0,1 \div 0,2$  (м<sup>3</sup>/с)/Па;  $\Delta p$  — перепад давления, Па.

При расчете гидропривода рекомендуется параметры определять в следующей последовательности: силы нагрузки; параметры гидродвигателя, насоса, трубопровода; типоразмеры аппаратуры; потери гидропривода.

Пример. Рассчитаем гидропривод горизонтально-протяжного станка (рис. 247). Расчет ведем по следующим данным: рабочая сила  $P_{max}$  не более 100 кН; рабочее давление  $p_{раб} = 5$  МПа; скорость рабочего хода  $v_p = 0,025 \div 0,215$  м/с; скорость холостого хода  $v_x = 0,33$  м/с; все подвижные части (среднее статистическое)  $G = 3,5$  кН, способ регулирования скорости рабочего хода — дроссельно-ступенчатый; способ осуществления ускоренного холостого хода — по дифференциальной схеме; управление приводом ручное.

При рабочем ходе со скоростью до 0,1 м/с золотник 4 стоит в позиции I, а кран 10 — в положении «Открыто». Путь движения масла будет следующим: от насоса 6 через дроссель 7, золотник 4 в штоковую полость цилиндра 5; из противоположной полости цилиндра через золотник 4 на слив. Излишки масла при принятом дроссельном регулировании от насоса 6 через предохранительный клапан 8, а также масло от насоса 2 через кран 10 сливаются в бак 1.

При рабочем ходе со скоростью свыше 0,1 м/с кран 10 занимает положение «Закрыто»; тогда масло от насоса 2 через обратный клапан 3 добавляется к потоку от насоса 6.

Во время холостого хода золотник 4 становится в позицию III, тогда масло от насоса 6 через золотник 4 направляется во внешнюю полость цилиндра, а из противоположной полости цилиндра через золотник и обратный клапан 9 добавляется к основному потоку. При позиции II золотник 4 перекрывает напорную магистраль, и масло от обоих потоков через предохранительный клапан 8 сливается в бак.

Произведем расчет гидропривода.

1. Нагрузка — по формулам (36), (37) и (38); силы трения движения и покоя

$$P_{тр} = \gamma J G = 0,15 \cdot 0,1 \cdot 3,5 \cdot 10^3 = 0,05 \cdot 10^3 \text{ Н} = 0,05 \text{ кН};$$

$$P_{тр0} = \gamma f_0 G = 0,15 \cdot 0,2 \cdot 3,5 \cdot 10^3 = 0,10 \cdot 10^3 \text{ Н} = 0,1 \text{ кН};$$

сила инерции при  $t_0 = 0,3$  с

$$P_{ин} = \frac{Gv_x}{gt_0} = \frac{3,5 \cdot 10^3 \cdot 0,33}{9,81 \cdot 0,3} = 0,4^3 \text{ Н} = 0,4 \text{ кН};$$

площадь поршня со стороны рабочей полости

$$F_{раб} = \frac{P_{max}}{p_{раб}} = \frac{100 \cdot 10^3}{50 \cdot 10^5} = 0,02 \text{ м}^2;$$

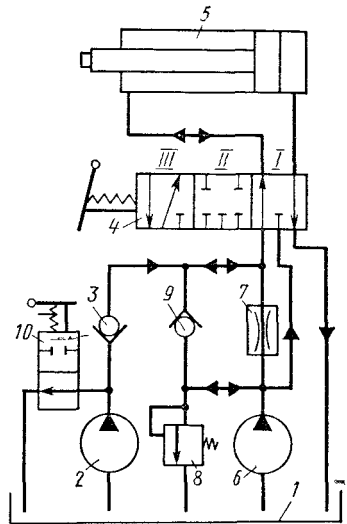
сила противодействия при  $p_{пр} = 0,1$  МПа

$$P_{пр} = p_{пр} F_{раб} = 100 \cdot 10^3 \cdot 0,02 = 2 \cdot 10^3 \text{ Н} = 2 \text{ кН};$$

нагрузка при рабочем и холостом ходах

$$P_{рез} = P_{max} - (P_{тр} + P_{пр}) = 100 - (0,05 + 2) = 97,95 \text{ кН};$$

$$P_0 = P_{ин} + P_{тр0} - P_{пр} = 0,4 + 0,1 + 2 = 2,5 \text{ кН}.$$



2 Основные параметры гидродвигателя:

а) площадь живого сечения цилиндра при дифференциальной схеме подключения

$$F_{ц} = \frac{F_{\text{раб}}(v_p + v_x)}{v_x} = \frac{0,02(0,215 + 0,33)}{0,33} = 0,033 \text{ м}^2;$$

б) диаметр штока и поршня дифференциального цилиндра с учетом данных, приведенных на с. 302.

$$d = 1,13 \sqrt{F_{ц} - F_{\text{раб}}} = 1,13 \sqrt{0,033 - 0,02} = 1,13 \sqrt{0,013} \approx 0,125 \text{ м};$$

$$D = 1,13 \sqrt{F_{ц}} = 1,33 \sqrt{0,033} = 0,250 \text{ м};$$

в) минимальное давление, необходимое при холостом ходе, без учета гидравлического сопротивления,

$$p_x = \frac{P_0}{f_{\text{шт}}} = \frac{2,5}{0,013} \approx 0,2 \text{ Па}.$$

3. Основной параметр насоса — подача с учетом ступенчатого регулирования при  $\eta_0 = 0,92$ :

$$Q_{н} = \frac{F_{\text{раб}} v_p}{2\eta_0} = \frac{0,02 \cdot 0,215}{2 \cdot 0,92} = 0,00234 \text{ м}^3/\text{с} = 140 \text{ л/мин}.$$

4. Сечение трубопровода между золотником 4 и цилиндром 5:

а) расход через трубопроводы при холостом ходе:

$$Q_1 = F_{\text{раб}} v_x = 0,02 \cdot 0,33 = 0,0066 \text{ м}^3/\text{с} = 400 \text{ л/мин};$$

слева

$$Q_2 = Q_1 + 2Q_{н} = 400 + 2 \cdot 140 = 680 \text{ л/мин};$$

б) условные диаметры трубопроводов и скорости потока (по табл. 15):  $d_T = 50 \text{ мм}$  при  $v = 3,5 \text{ м/с}$ ;  $d_T = 60 \text{ мм}$  при  $v = 4 \text{ м/с}$ .

5. Определим типоразмеры аппаратуры:

а) насос двоясный лопастный типа Г12:

Подача при 950 об/мин, л/мин . . . . .	140/100
Рабочее давление в обоих насосах, Па . . . . .	$63 \cdot 10^5$
КПД:	
объемный . . . . .	0,91
эффективный . . . . .	0,7
Приводная мощность, кВт . . . . .	34

б) золотник с ручным управлением типа 4Г74: утечки масла по зазорам золотника при наибольшем давлении и температуре масла 45–50°C — не более 0,05 л/мин;

в) дроссель типа Г77: наибольший расход 140 л/мин, наименьший — 1 л/мин;

г) марка масла, плотность и вязкость при температуре установившегося режима работы гидропривода 50°C: индустриальное 20, плотность 881–901 кг/м<sup>3</sup>, вязкость  $20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

6. Потери давления гидропривода:

потери давления в золотнике и дросселе (табл. 16)

$$\Delta p_1 = (3 + 3,5) 10^5 = 6,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,65 \text{ МПа};$$

Таблица 16

Потери давления в нормализованных аппаратах

Тип аппарата	Наименование	Потери давления, МПа	Тип аппарата	Наименование	Потери давления, МПа
Г71	Кран управления	0,15–0,20	Г55	Дроссель с регулятором	0,3–0,6
Г73	Реверсивный золотник	0,15–0,30	Г57	Редукционный клапан	0,3–1,0
Г54	Напорный золотник	0,25–0,60	Г51	Обратный клапан	0,15–0,20
Г77	Дроссель	0,20–0,35	Г52	Предохранительный клапан	0,2–0,3

потери давления в трубопроводе [по формуле (39)]

$$\Delta p_2 = 0,05 p_{\text{раб}} = 0,05 \cdot 50 \cdot 10^5 = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 0,25 \text{ МПа};$$

давление-масла при рабочем ходе с учетом потерь

$$p_p = p_{\text{раб}} + \Delta p_1 + \Delta p_2 = (50 + 6,5 + 2,5) 10^5 = 59 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 5,9 \text{ МПа};$$

объемные потери [по формуле (40)]

$$\Sigma q_{\text{ут}} = (5 + 0,25 + 0,1)(59 - 1) 10^5 < 0,5 \text{ л/мин.}$$

## 12. Мембранные и струйные элементы пневмоавтоматики

Современная гидропневмоавтоматика успешно решает задачу создания мобильных систем управления станками и технологическими процессами, выполняет различные функции управления, логические и вычислительные операции. Структурно такие системы включают источники питания, исполнительные механизмы, датчики, управляющие устройства, коммуникационные каналы и связи. В качестве рабочего тела используется, как правило, сжатый воздух. Довольно часто устройства, спроектированные для работы на газах, могут работать и на жидкостях.

Пожаро- и взрывобезопасность, надежность и компактность, низкая стоимость, отсутствие сливных линий, быстроедействие, возможность работы при значительных уровнях вибраций и в широком диапазоне температур (200–980°C) характеризуют широкие возможности устройств промышленной пневмоавтоматики.

Внедрение принципов компенсации сил, миниатюризации и элементного построения устройств, применение невысоких рабочих давлений и различных газодинамических эффектов позволили создать унифицированные системы устройств (АУС, УСЭППА, ПЭРА) и новые направления развития пневмоавтоматики (пневмоника, пневмоакустика).

Из всех пневмоэлементов (мембранных, шариковых, золотниковых, струйных) наибольшее применение находят мембранные.

Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) представляет собой набор устройств, законченных не конструктивно, а функционально. Элементы выпускаются серийно, входят в систему «Старт». На их основе создают сложные управляющие устройства (например, «Автооператор»), работающие совместно с ЭВМ, устройства программного управления станками. Монтаж элементов осуществляется с помощью коммутационных плат, внутри которых расположены линии питания и связи. Элементы имеют коммутационные ножки для крепления, соединения с платой, подключения контрольных приборов.

Устройства УСЭППА разделяют на аналоговые (непрерывного действия) и дискретные. В первую группу входят: пневмосопротивления, пневмоемкости, пневмоповторители, двух- или четырехходовые усилители. (Условные обозначения элементов УСЭППА приведены в табл. 17.) В дискретных элементах сигналы на выходе принимают лишь два значения: 0 и 1. Нулю соответствует давление от 0 до 0,02 МПа, а единице — в пределах 0,11–0,14 МПа. В аналоговых элементах сигналы на выходе принимают любые значения в пределах 0–0,14 МПа. В систему УСЭППА входят также элементы управления (пневмокнопки, пневмотумблеры), дискретные преобразователи сигналов, пневмоклапаны.

Условные обозначения элементов УСЭШПА

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Пневмочиния входного сигнала		Постоянная емкость	
Пневмочиния выходного сигнала		Переменная емкость	
Линия сброса в атмосферу		Непрерывный повторитель	
Линия питания ( $p_0 = 0,14 \text{ Па}$ )		Сопло-заслонка	
Нерегулируемое сопротивление		Мембрана	
Регулируемое сопротивление		Мембранный узел	

Основным дискретным элементом является трехмембранное пневмореле (ПР1), представленное на рис. 248. Реле имеет корпус, образованный четырьмя прямоугольными шайбами, между которыми закреплены упругие плоские мембраны 1, 2, 3. Стянутые винтами 7 кольца и мембраны образуют четыре камеры I—IV. Эффективные площади мембран 1 и 3 равны  $f$ ; они меньше площади мембраны 2, равной  $F$ . Мембраны связаны по оси жестким центром и представляют собой в комплекте реагирующий орган 4, торцы которого образуют с соплами 5 и 6 пневматические контакты типа сопло-заслонка обратного действия: при замыкании одного контакта другой размыкается. Питание и коммутация камер I—IV осуществляются с помощью штуцеров (ножек), вворачиваемых в резьбовые отверстия 8, выполненные в корпусе.

Камеры II—III глухие. Камера IV соединяется с атмосферой, а камера I — с соплом 6, обеспечивая при этом положительную обратную связь. Если в рабочие полости I и IV подвести давление  $p_0, p_1, p_2$ , на мембранах 1, 2, 3 возникнут силы, которые перемещают исполнительный орган. Так, при  $p_1 > p_2$  результирующее усилие смещает реагирующий орган вниз. Контакт 6 размыкается, а контакт 5 замыкается, при этом изменяется уровень сигнала на выходе.

Для фиксирования заданного положения реагирующего органа в одну из полостей II или III подводится подпорное давление. В камеру II подводится подпорное давление  $p_{II} = 0,3 p_0$ , а в камеру III —  $p_{III} = 0,7 p_0$ . На схемах подпор в  $0,3 p_0$  показан штриховкой, а подпор в  $0,7 p_0$  — двойной (крестообразной) штриховкой. Величина подпора в камере II меньше, так

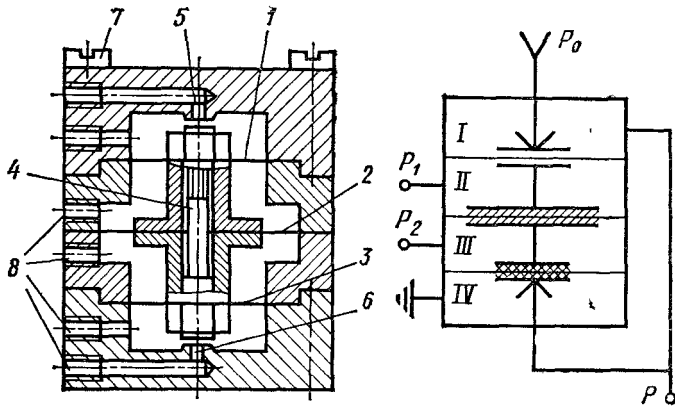


Рис. 248. Трехмембранное пневмореле

как за счет положительной обратной связи силы, действующие на реагирующий орган вниз, больше усилий, действующих в обратном направлении.

Реле имеет петлеобразную статическую характеристику. Требуемое ее расположение зависит от схемы включения, величины подпорного давления, соотношения площадей мембран.

Логические устройства на мембранных элементах синтезируются по правилам алгебры логики и позволяют реализовать логические операции двух независимых переменных одно-, двух-, многоходовыми релейными схемами. Некоторые простейшие логические операции на трехмембранном реле показаны в табл. 18. Схемы подключения 1, 2 реализуют соответственно одноходовые операции: отрицание  $p = p_1$  и повторение  $p + p_1$ . При  $P = 0$  (см. таблицы состояний) выход схемы соединяется с атмосферой, при  $P = 1$  — с линией питания  $p_0$ .

Операция отрицание «НЕ». Сигнал на выходе  $P$  всегда противоположен по своему значению входному сигналу  $P_1$ , т. е.  $P = P_1$ . Если  $P_1 = 0$ , то за счет подпорного давления ( $P_{II} = 0,3P_0$ ), подводимого в полость II (рис. 248) и разности площадей мембран ( $F - f$ ) реагирующий орган смещается в крайнее нижнее положение. При этом закрывается сопло 6, и разобщается связь полости I с атмосферой. На выход элемента  $P$  через открытое сопло 5 поступает давление питания  $p_0$ , устанавливающее сигнал  $P = 1$ . При  $P_1 = 1$  усилие, действующее на мембранный блок в полости III вверх, превышает действие подпора. Реагирующий орган смещается вверх, закрывает сопло 5 и открывает сопло 6. Выход элемента  $P$  через камеру IV сообщается с атмосферой. Сигнал на выходе  $P = 0$ .

Операция повторение «ДА». Подпорное давление ( $p_{II} = 0,7P_0$ ) подводится в полость III, а сигнал  $P_1$  — в полость II. При  $P_1 = 0$  реагирующий орган смещается вверх, закрывая сопло 5 и сообщая выход элемента  $P$  через открытое сопло 6 с атмосферой, т. е.  $P = 0$ . Если  $P_1 = 1$ , реагирующий орган смещается в нижнее положение, сигнал на выходе  $P = 1$ . В этой схеме сигнал на выходе всегда повторяет значение входного сигнала  $P = P_1$ .

Простейшие логические операции на элементах УСЭПНА

№ схемы	Операция	Логическая формула	Схема подключения	Таблица состояний															
1	Отрицание «НЕТ»	$P = \bar{P}_1$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	P	1	0	0	1									
$\bar{P}_1$	P																		
1	0																		
0	1																		
2	Повторение «ДА»	$P = P_1$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	P	1	1	0	0									
$\bar{P}_1$	P																		
1	1																		
0	0																		
3	Конъюнкция — Операция «И»	$P = P_1 P_2$ ( $P = P_1 \wedge P_2$ )		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	0	1	0	0	0	1	0	1	1	1
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	0																	
1	0	0																	
0	1	0																	
1	1	1																	
4	Дизъюнкция — Операция «ИЛИ»	$P = P_1 + P_2$ ( $P = P_1 \vee P_2$ )		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	0																	
1	0	1																	
0	1	1																	
1	1	1																	
5	Импликация «Если, то»	$P = P_1 \rightarrow P_2 =$ $= P_1 + P_2$ $P = P_1 \vee \bar{P}_2$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	1	1	0	0	1	1	1	0	1	1
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	1																	
1	0	0																	
1	1	1																	
0	1	1																	
6	Запрет	$P = P_2 \leftarrow P_1 =$ $= \bar{P}_1 + P_2$ $P = P_1 \vee \bar{P}_2$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	1	1
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	0																	
1	0	0																	
1	1	0																	
0	1	1																	
7	Разнозначность	$P = P_1 \sim P_2$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	1	1	0	0	0	1	0	1	1	1
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	1																	
1	0	0																	
0	1	0																	
1	1	1																	
8	Неравнозначность — Исключенное «ИЛИ»	$P = P_1 \cong P_2$		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\bar{P}_1</math></th> <th><math>\bar{P}_2</math></th> <th>P</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P	0	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	0
$\bar{P}_1$	$\bar{P}_2$	P																	
0	0	0																	
1	0	1																	
0	1	1																	
1	1	0																	

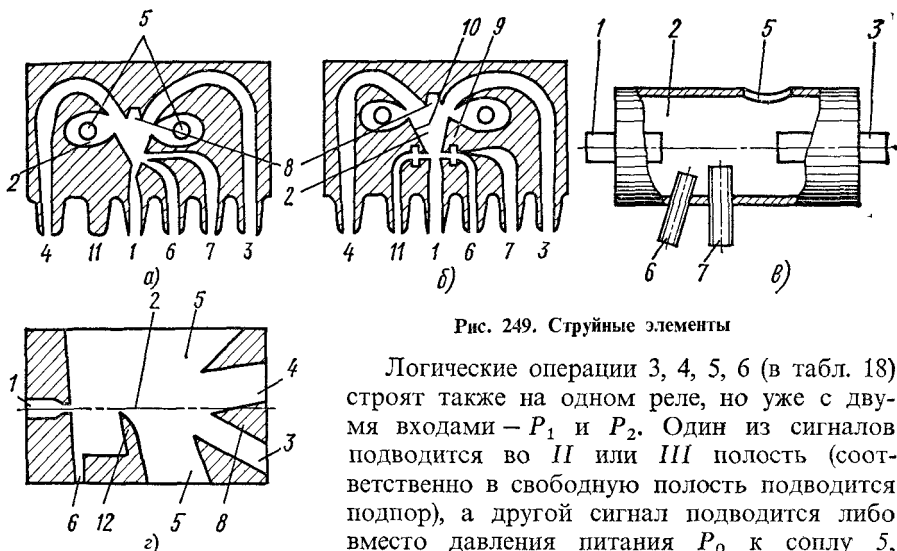


Рис. 249. Струйные элементы

Логические операции 3, 4, 5, 6 (в табл. 18) строят также на одном реле, но уже с двумя входами —  $P_1$  и  $P_2$ . Один из сигналов подводится во II или III полость (соответственно в свободную полость подводит подпор), а другой сигнал подводится либо вместо давления питания  $P_0$  к соплу 5, либо в полость IV (в этом случае ни одна из камер реле не соединяется с атмосферой). В остальном работа схем во многом сходна с рассмотренными выше схемами «НЕ», «ДА».

Схемы многовходовых логических мембранных устройств реализуют последовательным наращиванием двухвходовых элементов (схемы 7 и 8 в табл. 18). Работу таких устройств нетрудно рассмотреть, используя таблицы состояний и схему подключения элементов. Используя пневмореле и логический шариковый клапан «ИЛИ» можно реализовать любые логические функции.

В сложных дискретных системах в последнее время широко применяется система малогабаритных пневматических элементов релейной автоматики (ПЭРА), построенных по принципу незакрепленных (летающих) мембран.

Элементы струйной техники (пневмоники) представляют собой набор устройств, преобразующих информацию или усиливающих сигналы (давление, расход) за счет использования различных гидрогазодинамических эффектов, вызывающих отклонение силовой струи или изменение сопротивления протеканию струи через рабочую камеру. В элементах пневмоники используются поперечное и встречное соударение струй, притяжение струи к стенке, турбулизация ламинарного потока, создание закрученного потока. Такие устройства компактны, надежны в работе, не имеют механических подвижных частей, работают на малых давлениях ( $125 \pm 25$  мм вод. ст.). Из недостатков следует отметить необходимость применения источника питания низкого давления, обеспечивающего тонкую очистку воздуха, влияние сжимаемости воздуха (дистанционность менее 100 м).

Различают устройства непрерывного и дискретного действия, плоские и пространственные, с навесным монтажом (соединение элементов трубками) и платным монтажом (соединение элементов канавками, выполненными в монтажных платах).

На рис. 249 представлены принципиальные схемы типовых струйных



элементов. Каждый элемент имеет силовую и управляющую части. Силовая часть преобразует и передает энергию. Она состоит из сопла питания 1, рабочей камеры 2, приемных 3 и 4 и атмосферных 5 каналов. Управляющая часть изменяет направление и условия распространения силовой струи; состоит она из каналов управления 6 и 7. Кроме того, элемент на рис. 249,б имеет две стенки 9 и 10, а элементы на рис. 249, а, б, г — разделитель (дефлектор 8).

Сопло питания 1 преобразует потенциальную энергию давления в кинетическую энергию струи в рабочей камере 2. В приемных каналах 3 и 4 происходит обратное преобразование энергии струи, обеспечивающее сигнал на выходе элемента. Каналы 5 отводят в атмосферу избыточный расход струи, не используемый нагрузкой, либо подводят дополнительный расход, эжектируемый струей. В элементах на рис. 249, а, в приемный канал 3 расположен соосно с питающим соплом 1. В элементах на рис. 249, б, г струя попадает в канал 3 за счет ее притяжения к стенке 9 (эффект Коанда) или к кромке 12. В вихревом элементе силовая струя из сопла питания 1 через вихревую камеру 2 поступает в канал 3 при незначительном сопротивлении движению потока.

Если в элементах на рис. 249,а подвести давление в канал управления 7 за счет поперечного соударения струй, то силовая струя отклонится от первоначального направления; уменьшатся расход и давление, поступающее в канал 3. В приемном канале 4 давление будет повышаться и при соответствующей мощности управляющего потока в канал 7 может достигнуть высокого значения. При снятии управляющего давления силовая струя принимает первоначальное направление; в канале 3 устанавливается сигнал высокого давления. Если соединить приемный канал 4 с управляющим каналом 6, то при определенной глубине такой положительной обратной связи можно реализовать элемент памяти. Тогда после снятия управляющего давления в канале 7 в приемном канале 4 сохраняется сигнал высокого давления.

На основе рассмотренной нами схемы создан струйный логический элемент «ИЛИ» — «НЕ ИЛИ» на два входа (СТ41) и на три входа (СТ44) системы «Волга».

В элементе на рис. 249,б (триггер с отдельными входами) при достаточном уровне управляющего сигнала в канале 7 силовая струя отрывается от стенки 9 и притягивается к стенке 10. В канале 4 устанавливается сигнал высокого давления. Релейная характеристика реализуется без обратной связи. После снятия сигнала в канале 7 и подвода давления в канал управления 11 силовая струя перебрасывается в приемный канал 3. Элемент представляет бистабильный усилитель СТ42 системы «Волга».

В турбулентном усилителе (рис. 249,в) при подаче управляющего сигнала в каналы 6 и 7 установившееся ламинарное течение струи переходит в турбулентное. При этом увеличивается сопротивление движению потока, уменьшается сигнал на выходе. При снятии управляющего сигнала на выходе восстанавливается сигнал высокого давления. При наличии сигнала в канале управления 7 вихревого элемента результирующая струя, отклоняясь вправо, притягивается к стенке и закручивается по часовой стрелке. Сопротивление движению потока через камеру значительно возрастает, сигнал (давление и расход) на выходе элемента 3 уменьшается. При обрат-



# Техническая характеристика станков

## 1. Скоростная характеристика

Для осуществления оптимальных режимов резания станки оснащают механизмами для регулирования частоты вращения валов и шпинделей, величины подачи столов и суппортов. Существует два вида регулирования: ступенчатое и бесступенчатое. В первом случае может быть получен ряд определенных значений регулируемого параметра, во втором — любая его величина, в заданном интервале. Механизмы, осуществляющие ступенчатое регулирование, надежнее в эксплуатации и получили наибольшее распространение.

Ряд частот вращения и подач чаще всего строят по законам геометрической прогрессии. Целесообразность этого была доказана А. В. Гадолыным в 1877 г. Геометрический ряд удобен для осуществления экономических режимов резания, кроме того он позволяет создавать сложные приводы из элементарных двухвальных механизмов, построенных тоже на основе геометрического ряда.

Допустим, что  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_z$  — ряд частот вращения шпинделя станка с главным вращательным движением. Если члены ряда расположить по возрастающей степени, то  $n_1 = n_{\min}$  и  $n_z = n_{\max}$  называют пределами регулирования:  $n_1$  — нижним,  $n_z$  — верхним, а  $z$  — числом ступеней частоты вращения.

Если  $\varphi$  — знаменатель геометрической прогрессии (ряда), то  $n_z = n_1 \varphi^{z-1}$ . Решая это уравнение относительно  $\varphi$ , получим

$$\varphi^{z-1} = \sqrt[n_z/n_1] = \sqrt[n_{\max}/n_{\min}] = \sqrt[R_n]$$

Величину  $R_n = n_{\max}/n_{\min}$  называют диапазоном регулирования.

Изменение скорости резания при переходе с одной частоты вращения шпинделя на другую — соседнюю по ряду при неизменном диаметре обработки называют перепадом скорости. Его относительная величина для геометрического ряда

$$\frac{v_x - v_{x-1}}{v_x} = \frac{n_x - n_{x-1}}{n_x} = \frac{n_x - n_x \varphi^{-1}}{n_x} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} = \text{const.}$$

Скорость резания (м/с) зависит от частоты вращения шпинделя и диаметра обрабатываемой поверхности:

$$v_c = \pi d n_c$$

где  $d$  — диаметр обрабатываемой поверхности, м;  $n_c$  — частота вращения шпинделя, об/с.

Если  $v_{\min}$  и  $v_{\max}$  — минимальная и максимальная скорости резания, а  $d_{\min}$  и  $d_{\max}$  — наименьший и наибольший диаметры, то пределы регулирования (об/с) должны удовлетворять равенствам

$$n_{\min} = \frac{v_{\min}}{\pi d_{\max}}; \quad n_{\max} = \frac{v_{\max}}{\pi d_{\min}}. \quad (41)$$

Для станков с вращательным главным движением при минимальном значении диаметра  $d_{\min}$  еще обеспечивается экономический режим резания.

У станков с прямолинейным главным движением рабочие органы перемещаются в двух взаимно противоположных направлениях. Различают рабочий ход, когда происходит резание, и обратный (или холостой) ход, когда движущаяся часть станка возвращается в исходное положение. Рабочий и обратный ходы составляют двойной ход.

Время одного двойного хода

$$t_{\text{дв.х}} = t_p + t_0 = \frac{L}{v_p} + \frac{L}{v_0} = L \frac{v_p + v_0}{v_p v_0},$$

где  $v_p$  и  $v_0$  — скорости прямого и обратного ходов, м/с;  $t_p$ ,  $t_0$  — среднее время рабочего и обратного ходов, с;  $t_{\text{дв.х}}$  — время одного двойного хода, с;  $L$  — длина хода, м.

Отсюда число двойных ходов в 1 с

$$n_c = \frac{1}{t_{\text{дв.х}}} = \frac{1}{L} \frac{v_p v_0}{v_p + v_0}.$$

У продольно-строгальных станков скорость рабочего хода постоянна, поэтому для них целесообразно устанавливать геометрическую структуру ряда скоростей рабочего хода. У станков с кулисным или кривошипно-шатунным приводом постоянным является число двойных ходов, которое строится по геометрической структуре.

Значения применяемых в практике станкостроения знаменателей ряда и частот вращения шпинделей регламентированы ОСТ 2Н11-1-72 «Нормальные ряды чисел в станкостроении». В основу нормализации положены следующие принципы:

а) возможность получения рядов с различными знаменателями из основного ряда, имеющего наименьший знаменатель, путем отбрасывания отдельных членов ряда и сохранения членов основного ряда через один, три, пять и т. д.;

б) десятичное повторение через  $a$  членов:  $n_1, n_2, n_3, \dots, 10n_1, 10n_2, 10n_3, \dots, 100n_1, 100n_2, 100n_3, \dots$  для этого необходимо, чтобы  $n_{a+1} = n_1 \varphi^a = 10n_1$ , или  $\varphi = \sqrt[a]{10}$ ; использование данного принципа позволяет иметь дело с меньшим количеством цифровых значений;

в) удвоение через  $b$  членов  $n_1, n_2, n_3, \dots, 2n_1, 2n_2, 2n_3, \dots, 4n_1, 4n_2, 4n_3, \dots, n_{b+1} = n_1 \varphi^b = 2n_1$  или  $\varphi = \sqrt[b]{2}$ ; удвоение позволяет использовать в качестве привода двухскоростные электродвигатели переменного тока, имеющие в большинстве случаев соотношение наибольшей и наименьшей частот вращения как 2:1.

Для совмещения принципов «б» и «в» необходимо, чтобы  $b \approx 0,3a$  или  $\varphi = \sqrt[a]{10} = \sqrt[b]{2}$ . Для основного ряда принято значение  $\varphi_{\min} = 1,06 = \sqrt[40]{10} =$

$= \sqrt[12]{2}$ . Частота вращения может отклоняться от табличных значений не более чем на  $\pm 10(\varphi - 1)\%$ . Кроме того, в приводе от асинхронного электродвигателя допускается смещение ряда в сторону уменьшения до 5% от чисел ряда, подсчитанных по синхронной частоте вращения. В табл. 19 приведена техническая характеристика некоторых станков. Стандартные значения  $\varphi$ , полученные на основании указанных принципов, имеют следующие величины ( $A$  — относительная погрешность частоты вращения):

$\varphi$ . . . . .	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2,0
$a$ . . . . .	40	20	10	$\frac{20}{3}$	5	4	$\frac{20}{6}$
$b$ . . . . .	12	6	3	2	1,5	1,2	1
$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} 100\%$	5	10	20	30	40	45	50

Примечание. Знаменатели  $\varphi = 1,41$  и 2 не удовлетворяют принципу десятичного повторения, а  $\varphi = 1,58$  и 1,78 — принципу удвоения; согласно ГОСТ 8032—56 допускается округление знаменателей  $\varphi$  до значений 1,25; 1,4; 1,6.

Таблица 19

Техническая характеристика некоторых станков

Станки	$\varphi$	$L$	$n_c$ , об/с	$R_n$
Токарные средних размеров	1,26—1,58	6—24	0,65—65	40—100
Токарно-револьверные	1,26—1,58	6—12	0,5—33	20—45
Токарные одношпиндельные автоматы	1,12—1,26	12—18	2—83	20—60
Токарные многошпиндельные автоматы и полуавтоматы	1,12—1,26	20—30	0,25—42	10—42
Токарно-карусельные	1,26—1,41	9—18	0,01—4,1	20—52
Вертикально-сверлильные	1,41—1,78	6—12	0,35—75	10—46
Радиально-сверлильные	1,12—1,26	18—32	0,2—40	20—50
Фрезерные, продольно-фрезерные	1,26—1,41	12—21	0,3—52	28—50
Расточные	1,26—1,58	16—24	0,1—50	20—50

Нормальные ряды частот вращения станков представлены в табл. 20. Их значения принимают в качестве частот вращения шпинделей, подач, мощностей, основных размеров и т. д.

Пример. Рассчитать ряд частот вращения токарного станка с высотой центров  $H = 0,2$  м по данным:  $z = 18$ ;  $v_{\min} = 0,12$  м/с;  $v_{\max} = 5,5$  м/с.

1. Определяем предельные диаметры обрабатываемой поверхности. На основании данных практики

$$d_{\min} = 0,25 H = 0,25 \cdot 0,2 = 0,05 \text{ м};$$

$$d_{\max} = 1,25 H = 1,25 \cdot 0,2 = 0,25 \text{ м}.$$

2. По уравнениям (41)

$$n_{\min} = \frac{v_{\min}}{\pi d_{\max}} = \frac{0,12}{3,14 \cdot 0,25} = 0,153 \text{ об/с} = 9,18 \text{ об/мин};$$

$$n_{\max} = \frac{v_{\max}}{\pi d_{\min}} = \frac{5,5}{3,14 \cdot 0,05} = 35,04 \text{ об/с} = 2102,4 \text{ об/мин}.$$

3. Знаменатель ряда

$$\varphi = \sqrt[12]{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} = \sqrt[12]{\frac{2102,4}{9,18}} \approx 1,38.$$

Примем ближайшее стандартное значение  $\varphi = 1,41$ .

## Нормальные ряды чисел в станкостроении

Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда ф						
1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)
1	1	1	1	1	1	1	3,35						
1,06							3,55	3,55					
1,12	1,12						3,75						
1,18							4,0	4	4	4	4		4
1,25	1,25	1,25					4,25						
1,32							4,5	4,5					
1,4	1,4		1,4				4,75						
1,5							5,0	5	5				
1,6	1,6	1,6		1,6			5,3						
1,7							5,6	5,6		5,6		5,6	
1,8	1,8				1,8		6,0						
1,9							6,3	6,3	6,3		6,3		
2,0	2	2	2			2	6,7						
2,12							7,1	7,1					
2,24	2,24						7,5						
2,36							8,0	8	8	8			8
2,5	2,5	2,5		2,5			8,5						
2,65							9,0	9					
2,8	2,8		2,8				9,5						
3,0							10	10	10		10	10	
3,15	3,15	3,15			3,15		10,6						

Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда ф						
1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)
11,2	11,2		11,2				40	40	40		40		
11,8							42,5						
12,5	12,5	12,5					45	45		45			
13,2							47,5						
14	14						50	50	50				
15							53						
16	16	16	16	16		16	56	56				56	
17							60						
18	18				18		63	63	63	63	63		63
19							67						
20	20	20					71	71					
21,2							75						
22,4	22,4		22,4				80	80	80				
23,6							85						
25	25	25		25			90	90		90			
26,5							95						
28	28						100	100	100		100	100	
30							106						
31,5	31,5	31,5	31,5		31,5	31,5	112	112					
33,5							118						
35,5	35,5						125	125	125	125			125
37,5							132						

Значения знаменателя ряда ф							Значения знаменателя ряда ф						
1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)	1,06	1,12	1,26	(1,41)	1,58	(1,78)	(2)
140	140						400	400	400		400		
150							425						
160	160	160		160			450	450					
170							475						
180	180		180		180		500	500	500	500			500
190							530						
200	200	200					560	560				560	
212							600						
224	224						630	630	630		630		
236							670						
250	250	250	250	250		250	710	710		710			
265							750						
280	280						800	800	800				
300							850						
315	315			315			900	900					
335							950						
355	355		355				1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
375													

Примечания. 1. Нормаль распространяется на ряды частот вращения, подач, мощностей, размеров и других параметров.

2 Ряды чисел более 1000 и менее 1 получаются умножением или делением табличных данных на 1000.

3 По табл. 20 подбираем ближайшие значения частот вращения (об/мин):  $n_1 = 8$ ;  $n_2 = 11,2$ ;  $n_3 = 16$ ;  $n_4 = 22,4$ ;  $n_5 = 31,5$ ;  $n_6 = 45$ ;  $n_7 = 63$ ;  $n_8 = 90$ ;  $n_9 = 125$ ;  $n_{10} = 180$ ;  $n_{11} = 250$ ;  $n_{12} = 355$ ;  $n_{13} = 500$ ;  $n_{14} = 710$ ;  $n_{15} = 1000$ ;  $n_{16} = 1400$ ;  $n_{17} = 2000$ ;  $n_{18} = 2800$ .



## 2. Силовая характеристика

Мощность привода характеризует возможности станка преодолевать при заданных режимах резания возникающие силы. Общая мощность привода

$$N_o = N + N_{\text{п}},$$

где  $N$  — полезная мощность;  $N_{\text{п}}$  — мощность, затраченная на работу сил трения в узлах и механизмах станка.

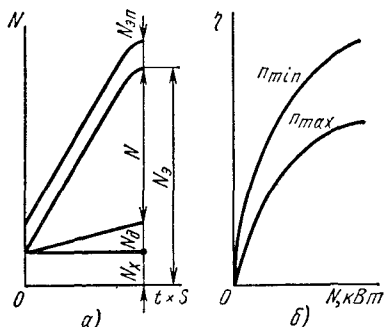


Рис. 251. Баланс мощности (а) и КПД (б)

сил трения, возникающих под действием нагрузки. Чем больше последние, тем больше потери от трения в опорах валов, зубчатых передачах и т. д. На рис. 251, а приведен баланс мощности привода главного движения, полученный опытным путем. Здесь  $N_{\text{эп}}$  — потери в электродвигателе.

КПД станка

$$\eta = \frac{N}{N_o} = \frac{N}{N + N_x + N_d}$$

Поскольку определить мощность, теряемую на трение, расчетным путем затруднительно, КПД определяют упрощенно. Условный КПД

$$\eta = \eta_p^a \eta_z^b \eta_c^c,$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  — число ременных и зубчатых передач, подшипников;  $\eta_p$ ,  $\eta_z$ ,  $\eta_{\text{п}}$  — средние значения КПД ременных и зубчатых передач, подшипников и т. д.:

Ременные передачи:	
с плоским ремнем . . . . .	0,98
с клиновым ремнем . . . . .	0,97
Зубчатые передачи:	
цилиндрическая с прямыми зубьями . . . . .	0,99
цилиндрическая с косыми зубьями . . . . .	0,98
коническая . . . . .	0,97
червячная . . . . .	$\frac{\text{tg } \lambda^*}{\text{tg } (\lambda + \phi)}$
— работающие, вхолостую с электромагнитной муфтой . . . . .	0,99
Подшипники:	
качения . . . . .	0,995
скольжения . . . . .	0,98

\*  $\lambda$  — угол подъема витка червяка по делительному цилиндру;  $\phi$  — угол трения.

Величина КПД зависит от нагрузки и частоты вращения валов (рис. 251,б). Как известно, КПД привода уменьшается в области высоких скоростей, а на каждой данной ступени скорости снижается с уменьшением загрузки станка. Уменьшение КПД с увеличением скорости объясняется возрастанием потерь холостого хода. Мощность холостого хода, например, для токарных станков в зависимости от частоты вращения шпинделя составляет: на нижних ступенях  $N_x = (0,05 \div 0,1) N_0$ , а на верхних —  $N_x = (0,12 \div 0,3) N_0$ . Она может быть подсчитана по экспериментальной формуле ЭНИМСа [3]. Проведенное обследование нагрузок станков показало, что 80–90% машинного времени станок работает с мощностью меньше  $0,5N_0$  и всего лишь 1–5% — с мощностью выше  $N_0$  [14].

## Привод главного движения

### 1. Типовые механизмы для ступенчатого регулирования частоты вращения валов

Элементарные механизмы, позволяющие изменять передаточные отношения кинематических цепей, называют множителями. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Для легких приводов применяют ременные передачи с плоским ремнем, состоящие из сменных (рис. 252,а) или ступенчатых (рис. 252,б) шкивов. Натяжение ремня при перестановке сменных шкивов или переброске его с одной ступени на другую должно быть неизменным. Для этого достаточно, чтобы  $d_1 + d_2 = d_3 + d_4 = d_5 + d_6$ .

На рис. 253 показаны звенья настройки, состоящие из сменных зубчатых колес (гитары). В однопарных звеньях настройки (рис. 253,а) колеса устанавливают на консольной части вала. Межосевое расстояние здесь постоянно, поэтому при одинаковом модуле сумма зубьев  $a + b = \text{const}$ . В двух парных гитарах (рис. 253,б) в зацеплении находятся две пары сменных колес. Условие сцепляемости проверяют по формуле

$$a + b > c + 15; \quad c + d > b + 15. \quad (42)$$

Изменять частоту вращения валов с помощью сменных колес целесообразно при длительной работе станка без перенастройки, так как замена колес требует затраты времени.

Широкое распространение получили механизмы, состоящие из передвижных многоблочных зубчатых колес (рис. 254). Число колес

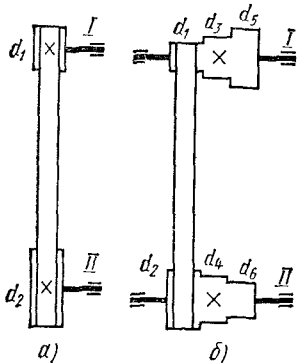


Рис. 252. Множительные механизмы с ременными шкивами

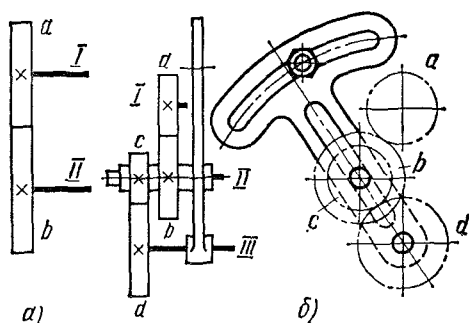


Рис. 253. Множительные механизмы со сменными зубчатыми колесами

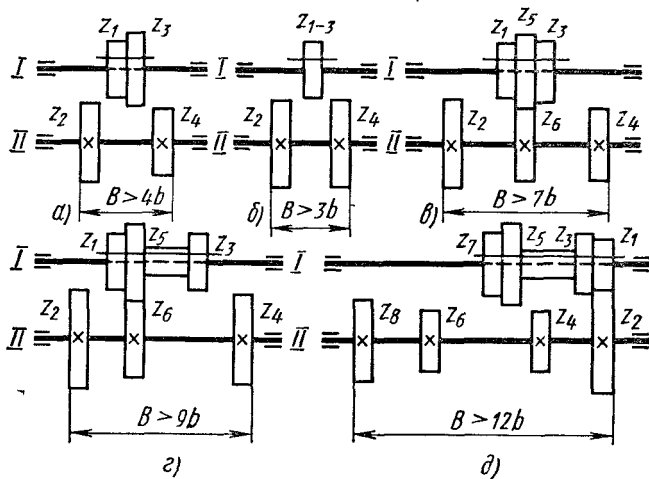


Рис. 254. Множительные механизмы с многовенцовыми блоками зубчатых колес

в блоке чаще всего два, три и, реже, четыре. Блоки применяют в качестве ведущих и ведомых элементов. Если применить корригированное зацепление колес с разной суммой зубьев при одном межцентровом расстоянии, то в отдельных случаях двухвенцовый блок (рис. 254,а) может быть заменен одним колесом  $z_{1-13}$  (рис. 254,б), зацепляющимся поочередно с колесами  $z_2$  и  $z_4$ .

На рис. 254,в показан механизм с трехвенцовым блоком зубчатых колес. Для ввода в зацепление колес  $z_1$  и  $z_2$  необходимо, чтобы блок беспрепятственно перемещался мимо колеса  $z_6$ , не зацепив за него колеса  $z_3$ . Это возможно, если  $z_5 - z_3 > 5$ . Если эта разность меньше 5, то используют конструкцию, показанную на рис. 254,г. Все сказанное относится к соседним зубчатым колесам четырехвенцового блока (рис. 254,д).

Основное достоинство механизмов с передвижными блоками — их простота. Колеса, не участвующие в передаче рабочих нагрузок, не изнашиваются. К недостаткам следует отнести невозможность переключения передачи на ходу и сравнительно большие осевые размеры. Этих недостатков лишены механизмы, у которых зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении (рис. 255,а). Колеса  $z_2$  и  $z_4$  на вал II насажены свободно и включаются в работу муфтой. Если муфта I фрикционного типа, то ча-

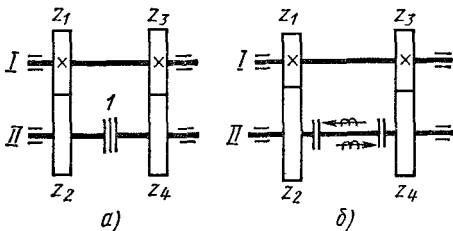


Рис. 255. Множительные механизмы с муфтами

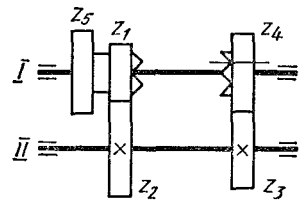


Рис. 256. Множительный механизм с перебором

стоту вращения можно изменять на ходу. Передачи могут быть косозубыми. На рис. 255,б показан элементарный механизм с двумя электромагнитными муфтами. Эти муфты получили широкое распространение, позволяя простыми средствами автоматизировать привод.

На рис. 256 показан множительный механизм с перебором. Вращение колеса  $z_1$ , осуществляемое колесом  $z_5$ , может быть передано валу  $I$  через перебор, по цепи колес  $z_1 - z_2, z_3 - z_4$  и непосредственно, если переместить колесо  $z_4$  влево, до сцепления торцовых кулачков полушестерни. Вал  $II$ , колеса  $z_2$  и  $z_3$  называют переборными.

## 2. Множительные структуры

**Общее понятие.** Регулирование скорости главного движения осуществляется при помощи коробок скоростей. Их конструируют в виде самостоятельных узлов или встроенными в корпусные детали, например в станины, в шпиндельные бабки. Коробки скоростей современных, в частности универсальных станков имеют большое число ступеней и большой диапазон регулирования скоростей. Они должны быть простыми и компактными, иметь малый вес, минимальное число валов, передач, высокий КПД, низкий уровень шума. Конструкция коробок должна быть технологичной, надежной в эксплуатации, удобной в ремонте и в обслуживании.

Закономерность геометрического ряда частот вращения шпинделя позволяет проектировать коробки скоростей наиболее простой структуры, состоящей из элементарных двухваловых механизмов, последовательно соединенных между собой в одну или несколько кинематических цепей. Такая структура называется множительной, так как кинематические условия настройки этих приводов определяются свойствами множительных групп передачи, а общее число скоростей получается перемножением чисел скоростей элементарных двухваловых передач.

Рассмотрим устройство шестиступенчатой коробки скоростей (рис. 257,а). Для передачи вращения от вала  $I$  к валу  $II$  служит множительный механизм с трехвенцовым блоком, а от вала  $II$  к валу  $III$  — с двухвенцовым блоком. В результате последовательного соединения этих элементарных механизмов при одной скорости ведущего вала  $I$  ведомый вал  $III$  (или шпиндель) может иметь шесть различных скоростей.

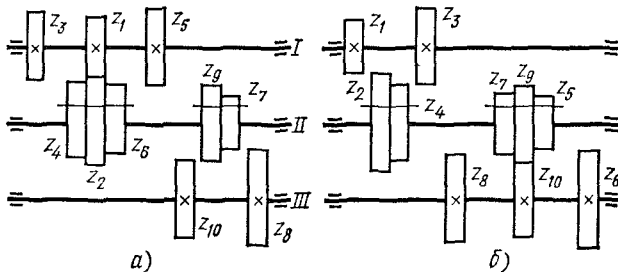


Рис. 257. Схема шестиступенчатой коробки скоростей

Совокупность передач, связывающих вращение двух соседних валов, образует группу передач. Ее характеризуют два показателя: число  $p$  передач в группе и их передаточные отношения  $i$ . В рассматриваемой схеме мы имеем две множительные группы: первая состоит из трех передач ( $z_1 - z_2$ ,  $z_3 - z_4$ ,  $z_5 - z_6$ ), вторая — из двух передач ( $z_7 - z_8$ ,  $z_9 - z_{10}$ ). Порядок чередования групп вдоль кинематической цепи характеризует конструктивный вариант коробки. Его условно можно выразить в виде структурной формулы  $z = 6 = 3 \cdot 2$ .

На рис. 257,б представлена схема шестиступенчатой коробки скоростей, имеющей другой конструктивный вариант (порядок). Здесь в первой группе две передачи, а во второй — три. Структурная формула для этого варианта  $z = 6 = 2 \cdot 3$ .

В общем виде число ступеней скорости

$$z = p_a p_b \dots p_m \quad (43)$$

где  $p_a, p_b, \dots, p_m$  — числа передач в первой, второй, ...  $m$ -й группах.

Число конструктивных вариантов одной и той же структуры равно числу перестановок  $m$  групп, т. е.

$$k_{\text{КС}} = m!/q!,$$

где  $q$  — число групп с одинаковым числом передач.

Для нашего случая  $m = 2$ ,  $q = 1$ ; следовательно,  $k_{\text{КС}} = \frac{1 \cdot 2}{1} = 2$ , а  $z = 6 = 3 \cdot 2 = 2 \cdot 3$ . Если принять число передач в группах 2 и 3, то для 12-ступенчатой коробки  $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2$ . Поскольку  $m = 3$ , а  $q = 2$ , то число конструктивных вариантов  $k_{\text{КС}} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 3}{1 \cdot 2} = 3$ .

Передаточные отношения передач зависят от так называемой характеристики группы, обусловленной кинематическим порядком (вариантом) включения передач при переходе от одной частоты вращения шпинделя к другой. Вернемся к рис. 257,а и примем такой порядок включения: используем все три положения блока  $z_1 - z_3 - z_5$  сначала при зацеплении колес  $z_7 - z_8$ , а затем повторим все сначала, зацепив колеса  $z_9 - z_{10}$ . Если  $n$  — частота вращения вала I, то ряд частот вращения вала III можно выразить равенствами

$$n_1 = n \frac{z_1}{z_2} \frac{z_7}{z_8}; \quad n_4 = n \frac{z_1}{z_2} \frac{z_9}{z_{10}};$$

$$n_2 = n \frac{z_3}{z_4} \frac{z_7}{z_8}; \quad n_5 = n \frac{z_3}{z_4} \frac{z_9}{z_{10}};$$

$$n_3 = n \frac{z_5}{z_6} \frac{z_7}{z_8}; \quad n_6 = n \frac{z_5}{z_6} \frac{z_9}{z_{10}}.$$

Анализ этих равенств показывает, что при последовательном переключении колес первой группы частота вращения вала III изменяется в  $\phi$  раз. Переключение же колес второй группы (с  $n_1$  на  $n_4$  и с  $n_2$  на  $n_5$  или с  $n_3$  на  $n_6$ ) дает увеличение частоты вращения в  $\phi^3$  раз. В общем случае при переключении передач в какой-либо группе частота вращения выходного вала (шпинделя) изменяется в  $\phi^x$  раз. Показатель степени  $x$  называется характе-

ристикой множительной группы передач. Для принятого нами кинематического порядка характеристика первой группы передач  $x_1 = 1$ , а второй группы  $x_2 = 3$ . Структурную формулу, уточняющую не только конструктивный, но и кинематический порядок, принято записывать так:

$$z = p_{x_1} p_{x_2} p_{x_3} \dots \quad (44)$$

Здесь место группы в формуле показывает конструктивный порядок и номер группы, а индекс — ее характеристику. Для нашего примера  $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3$ . Такая запись означает, что первая группа имеет три передачи, а ее характеристика  $\lambda = 1$ ; вторая группа — две передачи, а ее характеристика  $x = 3$ .

Группу передач, имеющую характеристику  $x = 1$ , называют основной группой, остальные группы (с  $x > 1$ ) — переборными. Величина  $x$  не может быть произвольной, за исключением случаев, когда ее изменяют искусственно. Тогда характеристика последующих групп равна числу ступеней скорости совокупности групповых передач, кинематически предшествующих данной группе. Это положение на основании уравнения (43) представляется в следующем виде. Если  $x = 1$ , то

$$x_2 = p_a, \quad x_3 = p_a p_b, \quad \dots, \quad x_m = p_a p_b \dots p_{m-1}.$$

Например,  $z = 8 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 2_4$ ;  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ ;  $z = 18 = 3_1 \cdot 3_3 \cdot 2_9$ . Возможны и другие кинематические варианты, например:  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_6 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6 = 2_6 \cdot 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 2_6 \cdot 3_1 = 2_6 \cdot 2_3 \cdot 3_1$ . Общее их количество равно числу перестановок из  $m$  элементов, т. е.  $k_{\text{кн}} = m!$  Для нашего случая ( $z = 6$ )  $k_{\text{кн}} = 1 \cdot 2 = 2$ .

Общее число возможных вариантов (конструктивных и кинематических) для обычных множительных структур

$$k = k_{\text{кк}} k_{\text{кн}} = \frac{m!}{q!} m! = \frac{(m!)^2}{q!}.$$

Для шестиступенчатой коробки скоростей (рис. 257)  $m = 2$ ,  $q = 1$ ,  $k = \frac{(1 \cdot 2)^2}{1} = 4$ , а варианты  $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3 = 2_3 \cdot 3_1 = 2_1 \cdot 3_2 = 3_2 \cdot 2_1$ .

**Графическое изображение множительной структуры.** Данный метод основан на условном графическом изображении валов и передач. Проведем две вертикальные линии *I* и *II* (рис. 258,а). Отложим от линии *OO* отрезки, равные  $\lg n_1, \lg n_2, \lg n_3 \dots$  Через точки 1, 2, 3, ... проведем горизонтальные линии. Вертикали *I* и *II* условно изображают валы, а точки 1, 2, 3, ... их угловые скорости. Число точек на вертикальной линии указывает на количество угловых скоростей данного вала. Отрезки 1—2, 2—3, 3—4, ... равны  $\lg \varphi$ .

Передачи условно изображают прямыми линиями — лучами (например, 6—5, 6—3, 6—1). Концы лучей соединяют с точками, соответствующими частотам вращения ведущего и ведомого валов. Луч 6—1, например, изображает зубчатую передачу  $z_1/z_2$ . Колесо с  $z_1$  вращается с валом *I* с частотой  $n_5$ , а колесо с  $z_2$  вращается с валом *II* с частотой  $n_1$ . Лучи с наклоном вверх (считая слева направо) изображают ускорительную передачу, а направленные вниз — замедляющую (редуцирующую) передачу. Переда-

Рис. 258. Графическое изображение множительной структуры

точное отношение передачи  $i = \varphi^{\pm s}$ , где  $s$  — число интервалов ( $\lg \varphi$ ), на которое поднимается или опускается луч, изображающий передачу. Для ускорительной передачи  $s$  имеет положительное значение, для замедлительной — отрицательное.

Пусть лучи 6-1, 6-3 и 6-5 (рис. 258,а) изображают для примера группу передач с трехвенцовым блоком (например,  $z_1 - z_2, z_3 - z_4, z_5 - z_6$ , см. рис. 257,а). Тогда передаточное отношение передач согласно графику будет

$$\frac{z_1}{z_2} = \varphi^{-4} = \frac{1}{\varphi^4}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \varphi^{-2} = \frac{1}{\varphi^2}; \quad \frac{z_5}{z_6} = \varphi^0 = 1.$$

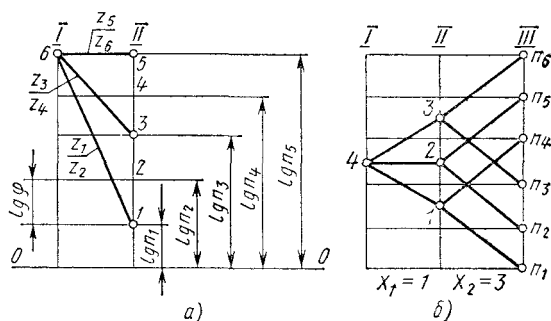
Для каждой группы передач отводится пространство между двумя смежными вертикальными линиями I и II, называемое полем графика. В его пределах параллельные лучи (рис. 258,б) изображают одну и ту же передачу.

Характеристика группы  $x = s_x$ , где  $s_x$  — число интервалов между соседними линиями, изображающими передачи данной группы. Например, для нашего случая между лучами 6-1, 6-3 и 6-5 (рис. 258,а) заключено по два интервала: следовательно,  $x = 2$ . В самом деле, при работе передачи  $z_1/z_2$  частота вращения вала I соответствует  $\lg n_1$ , а переключая передачу на  $z_3/z_4$ , получим  $\lg n_3 = \lg n_1 + 2 \lg \varphi = \lg n_1 \varphi^2$ , т. е. увеличение частоты вращения в  $\varphi^x = \varphi^2$  раз.

Линию  $OO$  и откладывание логарифмов частот вращения мы произвели для уяснения принципа. Обычно при построении графиков линию  $OO$  не проводят, а точки 1, 2, 3, ... обозначают частоту вращения. Минимальное число вертикальных линий на графиках (по числу валов) равно  $m + 1$ , а горизонтальных (ступеней скорости) —  $z$  и больше.

Графический метод кинематического расчета состоит из построения структурной сетки, характеризующей ряд конкретных приводов в общей форме, и по ней — графика частот вращения, уточняющего расчет.

Построим структурную сетку для множительной структуры  $z = 6 = 3_1 \cdot 2_3$  (см. рис. 257,а). Проведем три вертикальные линии, соответствующие валам I — III (рис. 258,б), и шесть горизонтальных линий, по количеству скоростей вала III. Наносим точки  $n_1 - n_6$ , изображающие ряд частот вращения последнего. Вал I имеет одну частоту вращения; следовательно, на линии I должна быть одна точка (4). Располагаем ее симметрично, как указано на рисунке. Первая группа состоит из трех передач ( $z_1 - z_2, z_3 - z_4, z_5 - z_6$ ); следовательно, из точки 4 необходимо провести три луча. Поскольку характеристика первой группы передач  $x = 1$ , расстояние между соседними точками на линии II должно быть равно одному интервалу.





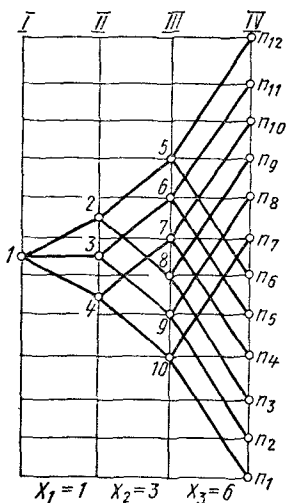


Рис. 259. Структурная сетка для варианта  $z = 3_1 \cdot 2_2 \cdot 2_6$

Наносим симметрично точки 1, 2, 3 и соединяем их с точкой 4. Лучи 4-1, 4-2, 4-3 изображают передачи  $\frac{z_1}{z_2}$ ,  $\frac{z_3}{z_4}$ ,  $\frac{z_5}{z_6}$ .

Проводим далее лучи, соответствующие двум передачам второй группы ( $z_7 - z_8$ ,  $z_9 - z_{10}$ ). Так как характеристика  $x_2 = 3$ , точку 1 соединяем с двумя равноудаленными от нее точками  $n_1$  и  $n_4$ , отстоящими одна от другой на расстоянии трех интервалов. Получим два луча: 1 -  $n_1$  и 1 -  $n_4$ . Поступаем аналогично с точками 2 и 3, соединяя их с точками  $n_2$ ,  $n_5$  и  $n_3$ ,  $n_6$ . Один пучок параллельных лучей изображает передачу  $z_7/z_8$ , другой -  $z_9/z_{10}$ .

Пример. Построить структурную сетку для варианта  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ . Минимальное число вертикальных линий будет 4, горизонтальных - 12 (рис. 259). На линии I располагаем точку 1. Поэтому на линии II, на расстоянии одного отрезка, симметрично точке 1 наносим точки 2, 3, 4 и соединяем их с точкой 1. Для второй группы  $p_2 = 2$ ,  $x_2 = 3$ . На линии III наносим точки 5 и 8 симметрично точке 2 на расстоянии трех отрезков и соединяем их с точкой 2. Аналогично поступаем с точками 6 и 9, 7 и 10 по отношению к точкам 3 и 4. Для третьей группы  $p_3 = 2$ ,  $x_3 = 6$ . Соединяем точку 5 с равноудаленными точками  $n_{12}$  и  $n_6$ , точку 6 - с  $n_{11}$  и  $n_5$  и т. д.

Структурные сетки, характеризуя привод, являются общими для многих конкретных случаев, однако они не дают представления о частотах вращения валов и величине передаточных отношений передач. Поэтому для определения указанных параметров применительно к конкретным условиям привода строят так называемые графики частот вращения (картины скоростей).

В общем случае частота вращения приводного вала  $I$   $n = n_{\max} \varphi^u$ , где  $n_{\max}$  - верхний предел регулирования,  $u$  - любое число.

Для определения передаточных отношений передач необходимо по структурной сетке построить график частот вращения. Условием для задания передаточного отношения является предпочтительность передач 1:1 [15]. С другой стороны, средством уменьшения радиальных размеров служит равенство  $i_{\min} i_{\max} = 1$ , что приводит к симметричному расположению лучей [3]. Используя для примера указанные условия в отношении структурной сетки, изображенной на рис. 258,б, точку 4 размещаем на уровне  $n_5$ , а точку 3 переносим на самый верх (рис. 260). Точки 1-2 располагаем, сохраняя расстояние их от точки 3, как на структурной сетке. Соединим, по предыдущему, точки лучами и, обозначив передачи, получим график частот вращения.

Передаточные отношения передач первой и второй группы

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\Phi} \quad \frac{z_3}{z_4} = 1; \quad \frac{z_5}{z_6} = \Phi \quad \text{и} \quad \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\Phi^3}; \quad \frac{z_9}{z_{10}} = 1.$$

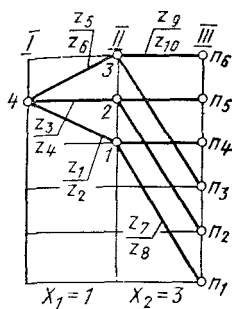


Рис. 260. График частот вращения

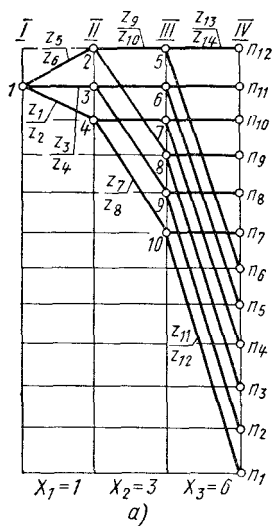
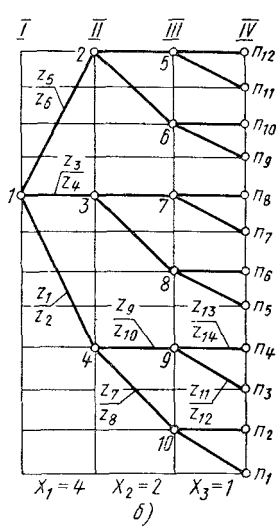


Рис. 261. Графики частот вращения для вариантов  $z = 3_1 \cdot 2_1 \cdot 2_6$  (а) и  $z = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$  (б)



Практически принятые условия не всегда выполняемы. Поэтому по одной структурной сетке можно построить несколько вариантов графиков частот вращения (см. ниже).

Пример. Построить график частот вращения по структурной сетке, изображенной на рис. 259. Проводим четыре вертикальные и 12 горизонтальных линии (рис. 261.а) Наносим точку 1 на уровне  $n_{11}$  и точки 2 и 5 на уровне  $n_{12}$ . Точки 3 и 4 располагаем на том же расстоянии от точки 2, что и на структурной сетке. Аналогично поступаем с точками 6, 7, 8, 9 и 10. Соединяя точки лучами, как на структурной сетке, получим график частот вращения.

Если заранее известен структурный вариант коробки скоростей, то график частот вращения можно построить без построения структурной сетки.

Пример. Построить график частот вращения для структуры  $z = 12 = 3_4 \cdot 2_2 \cdot 2_1$ . Проводим четыре вертикальные и 12 горизонтальных линий (рис. 261.б) Располагаем точку 1 на равном расстоянии от точек 2 и 4, а точки 2 и 5 — на уровне  $n_{12}$ . Для первой группы  $p_a = 3, x_1 = 4$ , поэтому на расстоянии четырех отрезков от точки 2 наносим точку 3 и на таком же расстоянии от нее — точку 4. Соединим точки 2, 3 и 4 с точкой 1. Для второй группы  $p_b = 2, x_2 = 2$ . От точки 5 на расстоянии двух отрезков наносим точку 6. Точки 5 и 6 соединяем с точкой 2. На том же расстоянии от точки 6 наносим точку 7 и от нее — точку 8. Соединяем точки 7 и 8 с точкой 3 и т. д. Для третьей группы  $p_c = 2, x_3 = 1$ . Точку 5 соединяем с точками  $n_{12}$  и  $n_{11}$ , точку 6 — с точками  $n_{10}$  и  $n_9$  и т. д.

**Оптимальный вариант множительной структуры.** Из всех возможных конструктивных и кинематических вариантов наиболее выгодным следует признать тот, который обеспечивает наибольшую простоту, наименьшее число передач и групп, малые радиальные и осевые размеры. Если  $z$  — число ступеней скорости, определяемой уравнением (43), то наименьшее количество передач  $s_m = p_a + p_b + \dots + p_m$  возможно при условии, если каждое слагаемое правой части уравнения будет минимальным. Поскольку  $p_a, p_b, \dots, p_m$  — целые числа (больше единицы), минимальное значение могут иметь только простые числа — 2 и 3. Поэтому число передач в группах принимают равным 2 или 3.

Из уравнения (43) следует, что при заданном  $z$  и минимальном числе передач в группах увеличивается количество групп  $m$ , а следовательно, и валов. При уменьшении числа групп возрастает количество передач

в группах. Из всех возможных конструктивных и кинематических вариантов структуры с выбранным числом групп наиболее выгодным следует признать тот, который обеспечивает наименьшие размеры и массу.

Масса зубчатых колес, смонтированных на одном валу, будет наименьшей при минимальной разнице в их размерах. Этим требованиям наилучшим образом отвечает основная группа, так как передаточные отношения передач здесь незначительно отличаются друг от друга. В силу этого целесообразна структура, у которой основная группа содержит наибольшее количество передач. На основании уравнения (43) необходимо, чтобы  $p_a > p_b > \dots > p_m$ . Например, из трех вариантов  $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 2 \cdot 3 \cdot 2 = 2 \cdot 2 \cdot 3$  наилучшим является первый —  $z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2$ ; для  $z = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 3 \cdot 2 \cdot 3 = 2 \cdot 3 \cdot 3$  наилучшим будет  $z = 18 = 3 \cdot 3 \cdot 2$ .

В ряде случаев выгодно получать коробки скоростей с минимальным числом валов (например, принять вариант  $z = 12 = 4 \cdot 3$  или  $z = 12 = 6 \cdot 2$ ), а переключение скоростей производить с помощью электромагнитных муфт или блокирующих механизмов. Такое мероприятие иногда способствует снижению трудоемкости изготовления, повышению КПД и уменьшает износ зубчатых колес по торцам зубьев.

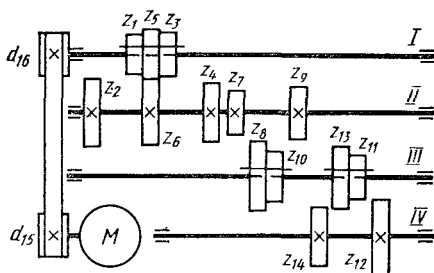
Величина передаваемых ведомым валом крутящих моментов обратно пропорциональна передаточным отношениям передач. Практически выгодно применять кинематический порядок, при котором передаточные отношения в группах уменьшаются по мере приближения к шпинделю, достигая в последней группе предельного значения. В этом случае первые валы работают при более высоких скоростях, с меньшими нагрузками, имеют меньшие диаметры и модули зубчатых колес. Вместе с тем промежуточные валы не должны работать при очень больших угловых скоростях, так как при этом возрастают потери холостого хода и износ деталей.

Указанные условия выполнимы, если первая группа будет основной, а характеристики переборных групп передач возрастают по мере приближения к шпинделю, т. е. если в уравнении (44)  $x_1 < x_2 < \dots < x_m$ . Поэтому при построении графиков частот вращения необходимо следить за тем, чтобы минимальные передаточные отношения в группах постепенно уменьшались по мере приближения к шпинделю [3, 15]. На рис. 261 показаны графики частот вращения двух противоположных вариантов:  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$  (рис. 261,а) и  $z = 12 = 3_3 \cdot 2_2 \cdot 2_1$  (рис. 261,б). Частоты вращения валов IV одинаковы. Минимальные угловые скорости валов I, II и III в варианте а —  $n_{11}$ ,  $n_{10}$  и  $n_7$ , в варианте б —  $n_8$ ,  $n_4$  и  $n_2$ . График дает наглядное представление о целесообразности варианта а.

### 3. Передаточные отношения передач

Из рассмотрения графиков частот вращения (см. рис. 261) следует, что величина передаточного отношения передач в группах зависит от их количества  $p$ , характеристики  $x$  и знаменателя ряда  $\phi$ . С целью ограничения радиальных размеров для зубчатых передач главного движения установлены пределы: для прямозубых  $i_{\min} \geq 1/4$ ,  $i_{\max} \leq 2$ ; для косозубых  $i_{\min} \geq 1/4$ ,  $i_{\max} \leq 2,5$ ; для механизмов подачи  $i_{\min} \geq 1/5$ ,  $i_{\max} \leq 2,8$ . Для гитар сменных колес допускают  $i_{\max} \leq 4$ .

Рис. 262. Схема двенадцатиступенчатой коробки скоростей



Передаточные отношения, выраженные через  $\varphi$ , приближенно могут быть представлены в виде простых дробей:

$$\frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5}; \quad \frac{1}{1,26^2} \approx \frac{7}{11}; \quad \frac{1}{1,26^3} \approx \frac{1}{2}; \quad \frac{1}{1,26^4} \approx \frac{2}{5};$$

$$\frac{1}{1,26^5} \approx \frac{19}{60} \approx \frac{16}{50}; \quad \frac{1}{1,26^6} \approx \frac{1}{4}; \quad \frac{1}{1,41} \approx \frac{5}{7}; \quad \frac{1}{1,41^2} \approx \frac{1}{2};$$

$$\frac{1}{1,41^3} \approx \frac{19}{53} \approx \frac{16}{45}; \quad \frac{1}{1,41^4} \approx \frac{1}{4}; \quad \frac{1}{1,58} \approx \frac{7}{11}; \quad \frac{1}{1,58^2} \approx \frac{2}{5}; \quad \frac{1}{1,58^3} \approx \frac{1}{4}.$$

Из этих данных видно, что передаточные отношения, невыходящие за пределы  $i_{\min} = 1/4$ , возможны в том случае, если линии, изображающие передачи, снижаются на графике частот вращения не более чем на шесть интервалов для  $\varphi = 1,26$ , на четыре интервала для  $\varphi = 1,41$  и на три интервала для  $\varphi = 1,58$ .

Пример 1. Определить передаточные отношения передач коробки скоростей со структурой  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$  (рис. 262). Строим график частот вращения (см. рис. 261,а). Из графика имеем

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{z_3}{z_4} = 1; \quad \frac{z_5}{z_6} = \varphi;$$

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3}; \quad \frac{z_9}{z_{10}} = 1; \quad \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6}; \quad \frac{z_{13}}{z_{14}} = 1.$$

Передача  $z_{11}/z_{12}$  имеет минимальное передаточное отношение. Его величина зависит от значения  $\varphi$ . Рассмотрим три случая.

1.  $\varphi = 1,26$ . Наименьшее передаточное отношение  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{4}$  не выходит за пределы допустимых значений. Следовательно, график пригоден для расчета.

2.  $\varphi = 1,41$ . Здесь  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{8} < \frac{1}{4}$  выходит за пределы ограничения. Для  $\varphi = 1,41$  луч  $10 - n_1$  (см. рис. 261,а) может снижаться не более чем на четыре интервала. Поэтому откорректируем график, не нарушая структуры, и опустим точки 5, 6, 7, 8, 9 и 10 на два интервала (рис. 263). Тогда получим  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{4}$ . При этом появляется ускорительная передача. Максимальное передаточное отношение  $\frac{z_{13}}{z_{14}} = \varphi^2 = 2$  — в пределах допустимого.

Аналогично поступаем с точками 2, 3 и 4. Их достаточно опустить на два интервала. Тогда  $\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{19}{53}$ ;  $\frac{z_9}{z_{10}} = 1$ . Точку 1 можно опустить на один интервал. В этом случае

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{19}{53}; \quad \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{2}; \quad \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi} = \frac{5}{7}.$$

Примем электродвигатель с  $n = 1440$  об/мин = 24 об/с (см. рис. 262). Вал I коробки скоро-

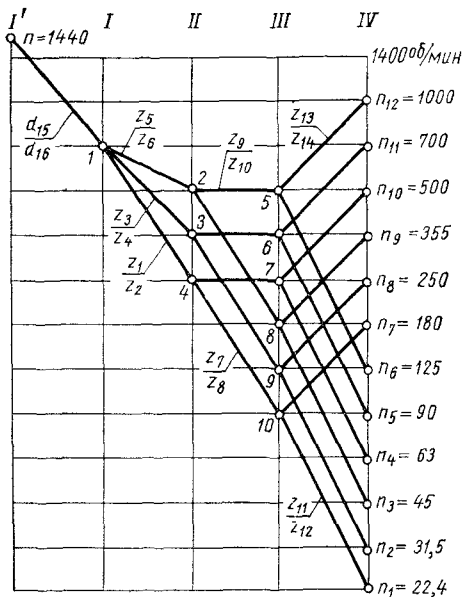


Рис. 263. График частот вращения коробки скоростей

стей вращается с частотой 700 об/мин = 11.67 об/с (рис. 263). Передаточное отношение ременной передачи с учетом коэффициента проскальзывания  $\eta_p = 0.98$

$$\frac{d_{15}}{d_{16}} = \frac{11.67}{24} \frac{1}{0.98} = 0.5.$$

3.  $\varphi = 1.58$ . Если аналогично предыдущему опустить точки 5, 6, 7, 8, 9 и 10 (см. рис. 261,а) на три интервала, то  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{4}$ , а  $\frac{z_{13}}{z_{14}} = \varphi^3 = 4 > 2$ , что недопустимо. Поэтому данную множительную структуру использовать в данном виде нельзя.

Пример 2. Определить передаточные

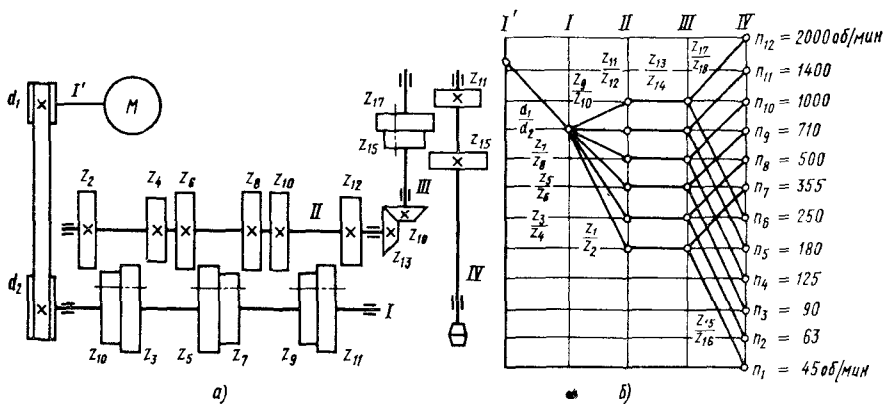


Рис. 264. Кинематическая схема вертикально-фрезерного станка (а) и график частот вращения (б)

отношения передач коробки скоростей вертикально-фрезерного станка со структурой  $z = 12 = 6_1 \cdot 2_6$ ;  $n = 1440$  об/мин;  $n_1 = 45$  об/мин,  $n_{12} = 2000$  об/мин;  $\varphi = 1.41$  (рис. 264,а).

1. Строим график частот вращения и корректируем его по предыдущему (рис. 264,б). По графику определяем передаточные отношения отдельных передач.

2. Одиночная коническая передача  $z_{13} - z_{14}$  обычно имеет  $i = 1:1$ .

#### 4. Коробки скоростей со сложной структурой

Обычная множительная структура, состоящая из одной кинематической цепи с последовательным соединением групп передач, является наиболее простой. Она позволяет создавать рациональные приводы главного движе-

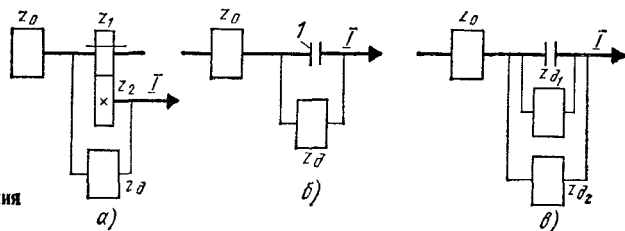


Рис. 265. Схемы соединения множительных структур

ния. Однако во многих случаях, особенно при увеличении диапазона регулирования скоростей, создать простой привод, удовлетворяющий требованиям, на базе обычной структуры невозможно. Поэтому в практике станкостроения применяют так называемые сложенные структуры — структуры многоскоростного привода, состоящие из двух или более кинематических цепей, каждая из которых является обычной множительной структурой. Одна из этих цепей (короткая) предназначена для высоких скоростей привода, другие (более длинные) — для низких скоростей [9, 35].

Множительные структуры состоят чаще всего из двух, реже из трех кинематических цепей. Общее число скоростей привода для структуры, состоящей из двух цепей,  $z = z'_M + z''_M$  ( $z'_M, z''_M$  — число ступеней первой и второй кинематических цепей). Если цепи имеют одинаковые группы передач (по количеству и характеристике), то их можно объединить в общую цепь. Пусть  $z_0$  — число скоростей общих передач,  $z'_M = z_0$ , а  $z''_M = z_0 z_d$ ; тогда  $z = z'_M + z''_M = z_0 + z_0 z_d = z_0(1 + z_d)$ . Общую часть структуры  $z_0$ , используемую для получения всех скоростей, называют основной,  $z_d$  — дополнительной.

Для объединения составляющих структур в одну — сложенную в схему привода вводят соединительные передачи. Наиболее распространенные принципиальные схемы соединения двух структур представлены на рис. 265. Верхнюю область регулирования скоростей вращения шпинделя получают при помощи основной структуры  $z_0$  и передают движение на шпиндель  $I$ , через зубчатую передачу  $z_1 - z_2$  (рис. 265, а) или через муфту 1 (рис. 265, б). Нижнюю область регулирования обеспечивают последовательным соединением основной  $z_0$  и дополнительной  $z_d$  структур соединительной передачей (на схеме показано условно).

На рис. 266 показана простая схема коробки скоростей со сложенной структурой. Здесь сложены две кинематические цепи, структуры которых:  $z'_M = p_a p_b$  и  $z''_M = p_a p_b p_c p_d$ . Группы колес  $p_a$  и  $p_b$  являются общими и поэтому образуют основную структуру  $z_0 = p_a p_b$ ; они вращают полый вал III. Далее движение шпинделю V от первой цепи передается с помощью муфты, а от второй цепи — через звено возврата (перебор) с колесами  $z_{11} - z_{12}$  и  $z_{13} - z_{14}$ , которые играют роль соединительных передач. Общее число скоростей привода

$$z = z'_M + z''_M = p_a p_b (1 + p_c p_d).$$

Для нашего случая  $p_a = 3_1$ ;  $p_b = 2_3$  и  $p_c = p_d = 1$ . Поэтому  $z = 3_1 \cdot 2_3 (1 + 1 \cdot 1) = 12$ .

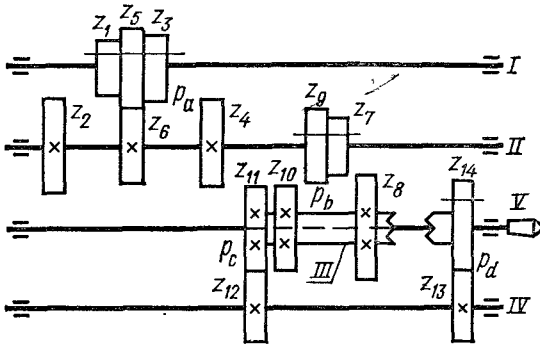


Рис. 266. Схема коробки скоростей со ступенной структурой  $z = 3_1 \cdot 2_3 (1 + 1 \cdot 1) = 12$

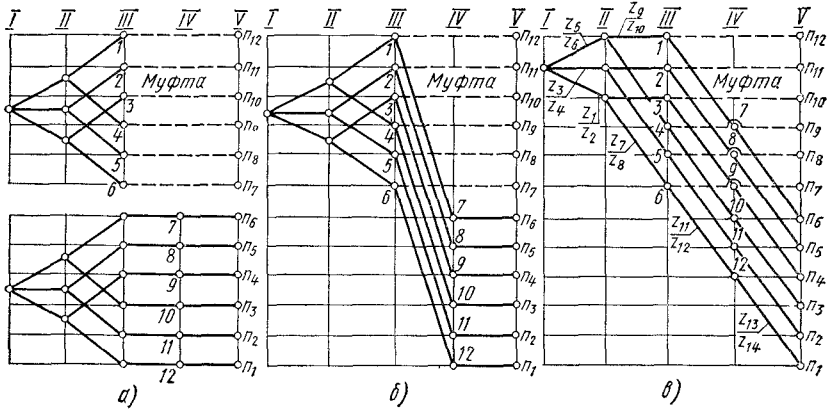


Рис. 267. Структурная сетка и график частот вращения коробки скоростей со сложной структурой  $z = 3_1 \cdot 2_3 (1 + 1 \times 1) = 12$

На рис. 267 показано графическое сложение структур для рассматриваемой коробки скоростей. На рис. 267,а представлены отдельно структурные сетки для каждой структуры. Первая обеспечивает ряд  $n_7 - n_{12}$ , вторая — ряд  $n_1 - n_6$ . Условимся муфты изображать штриховым лучом (на структурной сетке он может занимать любое положение, на графике частот вращения — только горизонтальное). Тогда все точки, изображающие частоты вращения вала III, соединим горизонтальными штриховыми лучами с точками  $n_7 - n_{12}$  вала V. Первые две группы передач ( $3_1$  и  $2_3$ ) у обеих структур одинаковы. Принимаем их как общие и придаем первой структуре  $z_6 = z'_m$ . Наносим последнюю на сложную сетку (рис. 267,б). Точки, изображающие частоты вращения вала III, располагаются в верхней части графика. Соединяем их штриховыми линиями с точками  $n_7 - n_{12}$ . Из них же проводим лучи, изображающие соединительную передачу  $1-7, 2-8, \dots, 7-n_6, 8-n_5 \dots$

Пример. Произвести кинематический расчет коробки скоростей при  $z = 12$  и  $\varphi = 1,58$ . Попытка использовать обычную множительную структуру в аналогичном примере (см. ранее) не удалась. На основе сложной структурной сетки, изображенной на рис. 267,б, строим график частот вращения (рис. 267,в), который показывает, что минимальное отношение имеют три передачи:

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{4}$$

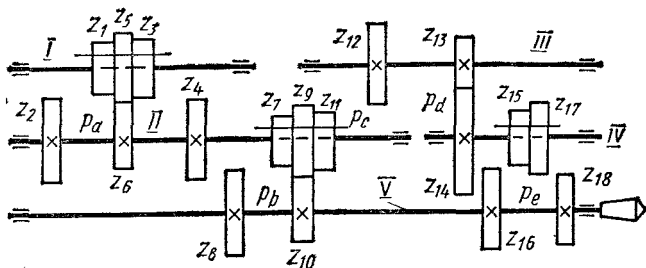


Рис. 268. Схема коробки скоростей со сложной структурой  $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$

Следовательно, данный график пригоден для расчета.

На рис. 268 показана другая схема коробки скоростей со сложной структурой. Вращение от вала I к валу II сообщает группа колес  $p_a$ . Далее движение на шпиндель V передается по двум цепям: при левом и среднем положениях блока  $z_7 - z_9 - z_{11}$  — через передачи  $z_7 - z_8$  или  $z_9 - z_{10}$  (группа  $p_b$ ); при правом положении блока — группой передач  $p_c, p_d$  и  $p_e$ . Таким образом, число ступеней скорости

$$z = z'_M + z''_M = p_a(p_b + p_c p_d p_e).$$

Для нашего случая  $p_a = 3_1$ ;  $p_b = 2_3$ ;  $p_c = 1$ ;  $p_d = 1$  и  $p_e = 2_3$ . Следовательно,  $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$ .

Пример. Построим график частот вращения шпинделя коробки, схема которой изображена на рис. 268. Построим сначала структурные сетки отдельно для каждой структуры (рис. 269, а).  $z'_M = 3_1 \cdot 2_3$  и  $z''_M = 3_1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2_3$ . Первая группа передач общая для обеих структур. Придаем ее структуре  $z'_M = 3_1 \cdot 2_3$ , для которой строим сложную структурную сетку (рис. 269, б). Оставляя на месте точки 5, 6 и 7, строим сетку для второй структуры. Соединим точки 2, 3, 4 с точками 5, 6, 7 и получим линии, изображающие соединительную передачу. По сложной структурной сетке строим обычным способом график частот вращения (рис. 269, в), который позволяет определить передаточные отношения всех передач. В зависимости от значения  $\phi$  он может быть, при необходимости, откорректирован.

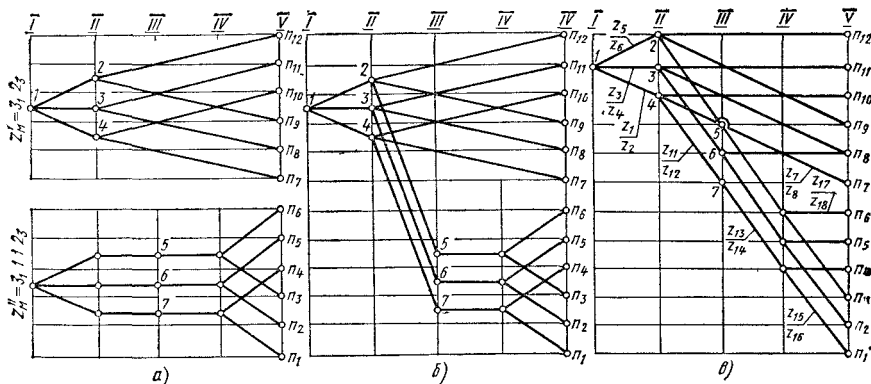


Рис. 269. Структурная сетка и график частот вращения шпинделя коробки скоростей со сложной структурой  $z = 3_1(2_3 + 1 \cdot 1 \cdot 2_3) = 12$



На рис. 265,в условно показана принципиальная структура, состоящая из трех кинематических цепей: основной  $z_0$  и двух дополнительных  $z_{д1}$  и  $z_{д2}$ .

Сложенные структуры обладают рядом достоинств. Они могут обеспечить большое число ступеней скорости при широком диапазоне регулирования. Высокие скорости передаются короткими кинематическими цепями, что уменьшает потери мощности и повышает КПД. Это видно из графиков, показанных на рис. 267 и 269: верхняя область частот вращения осуществляется цепью, состоящей только из двух групп. И, наконец, сложенные структуры дают возможность получить любое число ступеней скорости, не только кратное 2 и 3, например  $z = 2(1 + 3 \cdot 2) = 14$ ;  $z = 3(1 + 3 \cdot 2) = 21$ ;  $z = 3 \cdot 2(1 + 2 \cdot 2) = 30$  и т. д.

Количество вариантов сложенных структур может быть очень большим. При выборе наилучшего варианта необходимо наряду с методикой, применяемой для обычных множительных структур, учитывать ряд специфических рекомендаций, изложенных в специальной литературе [9, 14, 17].

## 5. Особые множительные структуры

В ряде случаев целесообразно, отклоняясь от классических принципов, упрощать схему привода. Длительная работа станка без изменения частоты вращения шпинделя позволяет использовать в качестве множительной группы звено настройки со сменными колесами. Последние обычно включены в цепь постоянных передач в зависимости от степени редукции или в коробку передач с сравнительно малым количеством ступеней скорости. Например, в коробке, представленной на рис. 270, первая группа состоит из сменных колес  $a-b$ , а вторая и третья содержат по две пары передач. Следовательно, имеется возможность ступенчатого регулирования частоты вращения шпинделя путем переключения блоков, а установка сменных колес смещает область регулирования вдоль ряда частот вращения.

Сменные колеса желательно размещать в первой основной группе, так как число пар колес может быть большим (2—10). Сменные колеса следует подбирать так, чтобы каждая пара могла быть использована дважды, с переменной мест ведущего и ведомого колес. Поэтому нет необходимости иметь пару колес с  $i = 1$ . График частот вращения нужно строить по возможности симметричным (рис. 271).

Если принять для коробки скоростей (см. рис. 270)  $p_{см} = 4$ , то число ступеней скорости при этой простой схеме  $z = 4_1 \cdot 2_4 \cdot 2_8 = 16$ .

**Множительные структуры с измененными характеристиками групп передач.** Нередко причиной отказа от обычной множительной структуры является высокое значение характеристики последней группы и, в связи с этим, недопустимо малое передаточное отношение одной из передач. Путем искусственного уменьшения характеристик можно с некоторыми отклонениями сохранить желаемую структуру.

Вернемся к схеме привода со структурой  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$  (см. рис. 259 и 262). Минимальное передаточное отношение передачи  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\phi^6}$  при  $\phi =$

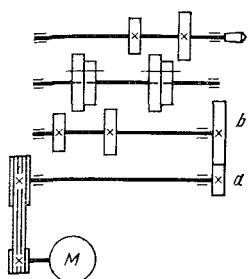


Рис. 270. Привод главного движения со сменными колесами

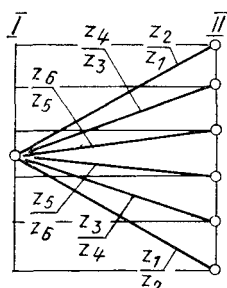


Рис. 271. График частот вращения для сменных колес

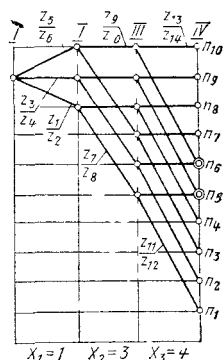


Рис. 272. График частот вращения шпинделя с повторяющимися дробными скоростями

$= 1,41 \div 1,58$  принимает недопустимое значение — меньше  $1:4$ . Этого можно избежать, если уменьшить характеристику последней группы. Примем для примера  $x_3 = 4$  и построим график для структуры  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_4$  (рис. 272). Из графика следует, что  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{\varphi^4}$ . Но одновременно с этим уменьшились диапазон регулирования ( $\varphi^9$ ) и число ступеней скорости ( $z = 10$ ), так как две скорости (на графике отмечены двойными кружками) повторяются.

Рассмотрим другой случай, вернувшись к схеме  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 2_6$ . Увеличим характеристики первой и второй групп до значения  $x_1 = 2$  и  $x_2 = 5$ . Структура примет вид  $z = 12 = 3_2 \cdot 2_5 \cdot 2_6$ . Строим график частот вращения (рис. 273,а). Он свидетельствует о сохранении минимального передаточного отношения и одновременно о расширении диапазона регулирования ( $\varphi^{15}$ ) путем исключения отдельных скоростей в нижней и верхней частях ряда, где знаменатель принимает величину  $\varphi^2$ . Такой ряд называют ломаным. Если, например,  $\varphi = 1,26$ , то диапазон регулирования при обычном кинематическом варианте  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_3 \cdot 3_6$  и  $D = 1,26^{11} \approx 14$ , а в данном случае  $z = 12 = 3_2 \cdot 2_5 \cdot 2_6$  и  $D = 1,26^{15} \approx 32$ .

С эксплуатационной точки зрения желательно иметь более тонкое регулирование на малых скоростях и более грубое — на больших. На рис. 273,б показан вариант такого расчета. Суть его заключается в том, что в последней группе передач имеются две характеристики:  $x_3 = 8$  для колес  $z_{11} - z_{12}$  и  $x_3 = 1$  для колес  $z_9 - z_{10}$ . Такая комбинация дает по  $n_8$  включительно геометрический ряд со знаменателем  $\varphi$ , а выше — со знаменателем  $\varphi^2$ .

**Коробки скоростей со связанными колесами** применяют для уменьшения количества зубчатых колес и осевых размеров коробок скоростей. Сущность данного метода заключается в следующем. Пусть коробка скоростей, изображенная на рис. 274,а, имеет две группы передач:  $z_1 - z_2, z_3 - z_4, z_5 - z_6$  и  $z_7 - z_8, z_9 - z_{10}, z_{11} - z_{12}$ . Если подобрать числа зубьев колес  $z_2$  и  $z_9$  так, чтобы они были одинаковыми ( $z_2 = z_9$ ), то представляется воз-

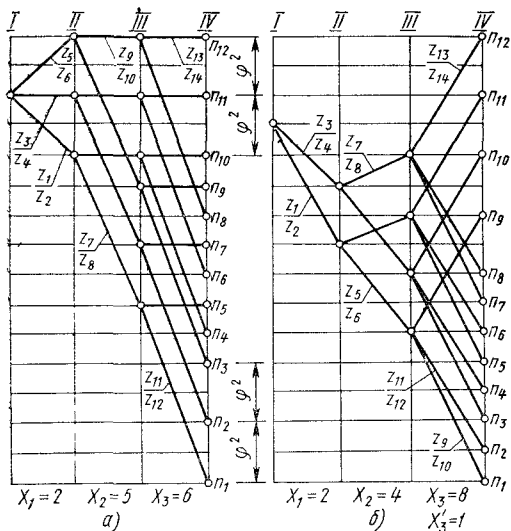


Рис. 273. График частот вращения шпинделя коробки скоростей с измененными характеристиками передач

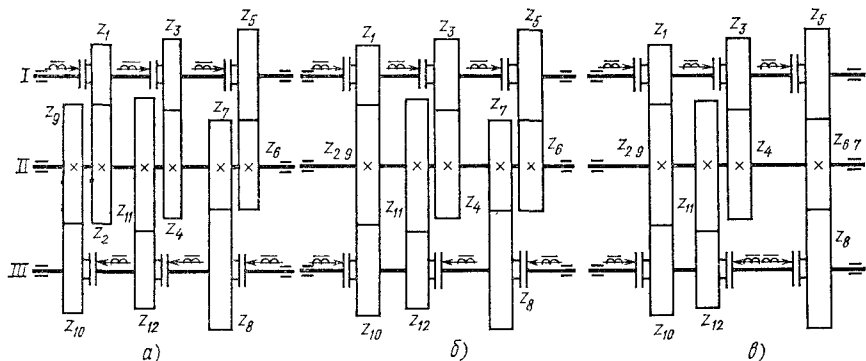


Рис. 274. Схемы коробок скоростей со связанными колесами

возможным оба колеса объединить в одно  $z_{2-9}$  (рис. 274,б). Оно одновременно принадлежит и первой и второй группам, работает в качестве и ведомого и ведущего звена. Подобные колеса называются с в я з а н н ы м и. По этой схеме строят коробки скоростей типа АКС.

Пусть  $i_A$  и  $i_B$  представляют собой передаточные отношения передач, содержащих связанное колесо. Обозначим через  $s_1$  и  $s_2$  наибольшее количество отрезков  $\varphi$  на графике частот вращения, пересекаемое лучами первой и второй групп передач (рис. 275). Для получения минимальных габаритов должно быть [9]: при  $s_1 = s_2$   $i_A i_B = 1$ ; при  $s_1 < s_2$   $i_A i_B < 1$ ; при  $s_1 > s_2$   $i_A i_B > 1$ . Если связанным колесом является минимальное, то

$$i_A i_B = \varphi^{s_1 - s_2}. \quad (45)$$

Расчеты показали, что при  $s_2 < s_1$  можно уменьшить величину  $i_A i_B$  до значения

$$i_A i_B = \varphi^{s_1 - s_2 - 1} \quad (46)$$

при условии меньшего передаточного отношения  $i_A$ .

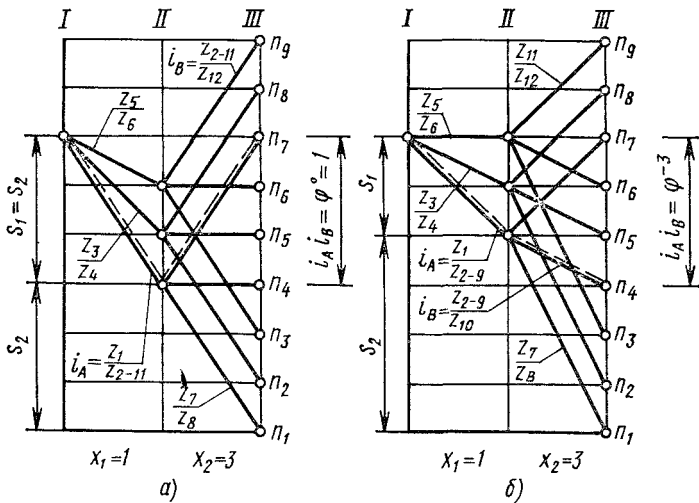


Рис. 275. График частот вращения механизмов с одним связанным колесом

Таким образом, выбор варианта связывания заключается в следующем. Если передачи, содержащие связанное колесо, в первой и второй группах симметричны, т. е.  $s_1 = s_2$  (рис. 275,а), то для расчета принимается условие (45). Если передача замедленная, то при  $s_1 < s_2$  (рис. 275,б) из формул (45) и (46) выбирается та, в которой  $i_4$  имеет меньшее значение. При  $s_1 > s_2$  принимается условие (45). Покажем это на примерах.

Пример 1. Произвести расчет коробки скоростей с одним связанным колесом (см. рис. 274,б) по данным:  $z = 3_1 \cdot 3_3$ ;  $\varphi = 1,26$ .

1. Строим график частот вращения, как показано на рис. 275,а

2. Из графика видно, что  $s_1 = s_2 = 3$ , следовательно, применяем уравнение (45):

$$i_A i_B = \varphi^{s_1 - s_2} = \varphi^{3 - 3} = 1.$$

3. Передачами для связывания могут быть  $i_4 = \frac{z_1}{z_{2-11}}$  и  $i_B = \frac{z_{2-11}}{z_{12}}$  (на графике обозначены штриховой линией).

4. Передаточные отношения передач определяем по графику на рис. 275,а

5. Числа зубьев колес первой группы находим обычно  $z = 18$ ,  $z_{2-11} = 36$ ;  $z_3 = 21$ ,  $z_4 = 33$ ;  $z_5 = 24$ ,  $z_6 = 30$ .

6. Число зубьев колес второй группы определяем из условия на шлица колеса  $z_{2-11} = 36$ . Из графика  $\frac{z_{2-11}}{z_{12}} = \varphi^3 = 2$ . Следовательно,  $z_{12} = 36,2 = 18$  и сумма зубьев будет  $z_2 = 36 + 18 = 54$ .

Остальные числа зубьев определяем на основании передаточных отношений передач, полученных по графику, и найденной суммы зубьев.

Пример 2. Произвести расчет коробки скоростей с одним связанным колесом (см. рис. 274,б) по данным  $z = 3_1 \cdot 3_3$ ;  $\varphi = 1,41$ .

1. Строим график частот вращения (рис. 275,б)

2. Из графика следует, что  $s_1 = 2$ , а  $s_2 = 4$  т. е.  $s_1 < s_2$ . По уравнению (45) имеем

$$i_A i_B = \varphi^{s_1 - s_2} = \varphi^{2-4} = \varphi^{-2}.$$

Связанными колесами должны быть  $\frac{z_3}{z_4}$  и  $\frac{z_{2-9}}{z_{10}}$ . По уравнению (46)

$$i_A i_B = \varphi^{s_1 - s_2 - 1} = \varphi^{2-4-1} = \varphi^{-3}.$$

Связанными должны быть колеса  $\frac{z_1}{z_{2-9}}$  и  $\frac{z_{2-9}}{z_{10}}$ . Поскольку во втором случае  $i_A = \frac{z_1}{z_{2-9}} < \frac{z_3}{z_4}$  (см. график), то для расчета надо принять уравнение (46), т. е.  $i_A = \frac{z_1}{z_{2-9}}$  и  $i_B = \frac{z_{7-9}}{z_{10}}$ . На рисунке эти передачи отмечены штриховой линией.

3. Определяем числа зубьев колес первой группы известным способом:  $z_1 = 20$ ;  $z_{2-9} = 40$ ,  $z_3 = 25$ ;  $z_4 = 35$ ;  $z_5 = z_6 = 30$ .

4. Число зубьев колес второй группы найдем, уже имея  $z_{2-9} = 40$ , как в предыдущем примере.

На рис. 274,в показана схема с двумя связанными колесами, полученная путем объединения колес  $z_2$  с  $z_9$  и  $z_6$  с  $z_7$  (см. рис. 274,б). При этом значительно сокращаются осевые размеры передачи. Но такие механизмы при обычных расчетах обеспечивают геометрический ряд частот вращения при числе зубьев колес, выходящем за принятые пределы.

### 6. Коробки скоростей с приводом от многоскоростных электродвигателей

В многоскоростном электроприводе применяют электродвигатели постоянного тока с шунтовым и тиристорным управлением частотой вращения, а также двух- и трехскоростные электродвигатели трехфазного переменного тока. При выборе способа регулирования скорости следует учитывать высокую стоимость электродвигателя и необходимость установки преобразователя для получения постоянного тока. Поэтому применение регулируемого электродвигателя целесообразно, если удорожание электропривода компенсируется снижением стоимости коробки скоростей.

Из регулируемых электродвигателей трехфазного переменного тока в основном применяют двухскоростные со знаменателем ряда  $\phi = 2$ . При данном способе регулирования приемный вал коробки скоростей получает две угловые скорости, и число механических ступеней в связи с этим сокращается вдвое:  $z_k = z : 2$ . Помимо упрощения механической части привода, появляется возможность переключения скорости на ходу.

Двухскоростной электродвигатель можно условно рассматривать как «электрическую группу», состоящую из двух передач. Характеристика  $x_2$  группы может быть найдена исходя из следующих рассуждений. Поскольку скорость вращения шпинделя при переключении электродвигателя с меньшей частотой вращения на большую увеличивается вдвое ( $\phi_3 = 2 = = \phi^{x_3}$ ), то характеристика  $x_3 = \lg 2 : \lg \phi$ . Для стандартных значений  $\phi$  характеристика  $x_3$  принимается следующей:

$\phi$ . . . . .	1,12	1,26	1,41	2
$x_3$ . . . . .	6	3	2	1

Для получения нормальной структуры привода без перекрытия частот вращения необходимо выбирать такую структуру коробки скоростей, при которой  $\phi_3 = 2$ . Поэтому от выбранного значения знаменателя ряда  $\phi$  будет зависеть структурная сетка. При расчете это не всегда удастся выполнить и может иметь место совпадение скоростей.

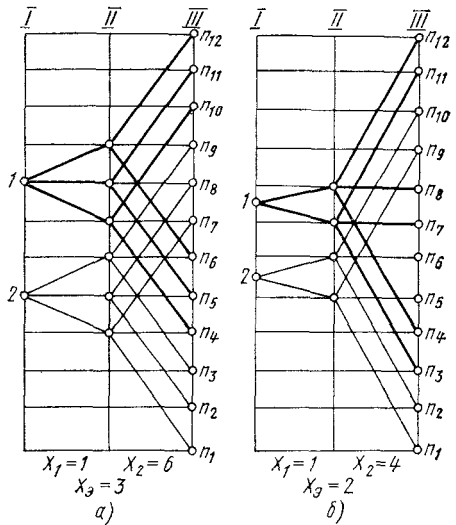
Пример 1. Дано  $z = 12$ ;  $\phi = 1,26$ . В качестве электропривода применен двухскоростной электродвигатель трехфазного переменного тока с  $z_3 = 2$ . Требуется построить структурную сетку.

Таблица 21

Частоты вращения электропривода при  $\varphi = 1,26$  и  $\varphi = 1,41$

№ ступени коробки скоростей	$\varphi = 1,26$		$\varphi = 1,41$	
	$n_3$	$2n_3$	$n_3$	$2n_3$
1	$n_1$	$n_4$	$n_1$	$n_3$
2	$n_2$	$n_5$	$n_2$	$n_4$
3	$n_3$	$n_6$	$n_3$	$n_7$
4	$n_7$	$n_{10}$	$n_6$	$n_8$
5	$n_8$	$n_{11}$	$n_9$	$n_{11}$
6	$n_9$	$n_{12}$	$n_{10}$	$n_{12}$

Рис. 276. Структурные сетки коробок скоростей с двухскоростным электроприводом для  $z = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6$  (а) и  $z = 2_2 \cdot 2_1 \cdot 3_4$  (б)



1. Для  $\varphi = 1,26$  характеристика  $\lambda_3 = 3$ : следовательно, в структурной формуле ее изображает множитель  $2_3$ .

2. Известную нам структурную формулу  $z = 12 = 3_1 \cdot 2_4 \cdot 2_6$  можно для рассматриваемого случая переписать как  $z = z_{3K} = 2_3 \cdot 3_1 \cdot 2_6$ . Отсюда следует, что коробка скоростей должна иметь структуру  $z_K = 3_1 \cdot 2_6$ . В табл. 21 представлено распределение частот вращения при  $\varphi = 1,26$  и  $\varphi = 1,41$ .

3. Строим структурную сетку (рис. 276,а). Первая группа — «электрическая» с  $\lambda_3 = 3$ . Наносим на линии I точки 1 и 2 на расстоянии трех интервалов. От каждой точки строим обычным способом сетки для структуры  $z_K = 6 = 3_1 \cdot 2_6$  (на рисунке они выделены линиями разной толщины). Частоты вращения  $n_1, n_2, n_3, n_4, n_7, n_8$  и  $n_9$  получаются при минимальной частоте вращения электродвигателя  $n_{\min}$ , а  $n_4, n_5, n_6, n_{10}, n_{11}$  и  $n_{12}$  — при максимальной частоте вращения  $n_{\max} = 2n_{\min}$ .

Пример 2. Дано  $z = 12$  и  $\varphi = 1,41$ . Построить структурную схему.

1. Поскольку  $\varphi = 1,41$ , а характеристика  $\lambda_3 = 2$ , то в структурной формуле ее изображает множитель  $2_2$ , а это может быть в варианте  $z = 12 = 2_1 \cdot 2_2 \cdot 3_4$ .

2. Строим структурную сетку (рис. 276,б) на основании табл. 21 для  $\varphi = 1,41$ .

## 7. Выбор варианта коробки скоростей

Выбор наилучшего варианта коробки скоростей довольно сложен. Здесь большое значение имеют группы и типы станков, их техническая характеристика, степень универсальности, точность и другие конкретные параметры. Поэтому при проектировании коробок скоростей нередко возникает ряд вариантов, из которых выбирают наиболее выгодный.

Из всех вариантов кинематической структуры привода, дающих одно и то же число скоростей, наиболее выгодным является тот, который имеет наибольшую простоту, минимальное число групп передач, наименьшее количество зубчатых колес, валов, муфт и других деталей. Масса привода и его размеры должны быть по возможности наименьшими. Из всех кинематических вариантов наиболее выгодным является такой, при котором характеристика групп увеличивается от первого вала коробки скоростей к шпинделю. В большинстве случаев лучшими вариантами являются «веерообразные» структуры (рис. 259, 269,а и 276), так как в области высоких

частот вращения работает большое количество деталей привода. Главная редукция осуществляется на последней ступени, поэтому валы, зубчатые колеса и другие детали привода имеют меньшие размеры, так как при данной мощности передают меньшие крутящие моменты.

На высоких ступенях скорости, особенно у универсальных станков с широким диапазоном регулирования, снижается КПД. Поэтому при выборе кинематического варианта следует стремиться к сложной структуре, обеспечивающей получение высоких частот вращения шпинделя по более короткой кинематической цепи.

Средством уменьшения радиальных размеров служит условие  $i_{\min} i_{\max} = 1$ , которое приводит к симметричному расположению линий, изображающих передачи на графиках частот вращения. Другим средством является совмещение осей валов смежных групп передач. Для уменьшения осевых размеров располагают одиночные передачи среди групповых.

Использование связанных колес упрощает схему, однако в ряде случаев может увеличить размеры привода [3, 9].

## 8. Расчет чисел зубьев колес

Число зубьев колес группы передач обусловлено межосевым расстоянием  $A$ , которое должно быть одинаковым для всех передач одной группы, и передаточным отношением, выраженным в форме

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{a}{b}; \frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d}; \dots, \quad (47)$$

где  $a, b, c, d \dots$  — целые числа.

Модули зацепления прямозубых передач, нормальные модули и углы наклона зубьев косозубых колес в пределах одной группы чаще всего одинаковы. Следовательно, сумма зубьев

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = \dots = \frac{2A}{m_n} = s_z = \text{const}. \quad (48)$$

Исходя из условий компактности передач, величину  $s_z$  и наименьшее число зубьев  $z_{\min}$  в приводах главного движения ограничивают в пределах  $s_z \leq 100 \div 120$ ,  $z_{\min} = 18 \div 20$ , в механизмах подачи  $z_{\min} = 16$ , в механизмах управления  $z_{\min} = 14$ , у реечных колес  $z_{\min} = 10 \div 12$ . Величину  $s_z$  обычно принимают наименьшей допустимой с учетом числа зубьев наименьшего зубчатого колеса группы ( $z_{\min}$ ). Для сменных колес привода установлено три значения  $s_z$ : 72, 90 и 120.

Решая уравнения (47) и (48) относительно чисел зубьев, получим для прямозубых колес

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= \frac{s_z}{a+b} a; & z_2 &= \frac{s_z}{a+b} b; \\ z_3 &= \frac{s_z}{c+d} c; & z_4 &= \frac{s_z}{c+d} d, \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

Где  $z_1, z_2, z_3, z_4$  — целые числа.

Это условие выполнимо, если  $s_z$  — наименьшее кратное сумм  $a + b$ ,  $c + d$ , ... Отсюда вытекает правило для определения чисел зубьев. Находят суммы  $a + b$ ,  $c + d$ , ..., определяют наименьшее кратное и подставляют его вместо  $s_z$  в равенство (49). Может оказаться, что числа зубьев получатся недопустимо малыми или большими. В первом случае их можно увеличить в целое число раз, во втором — уменьшить. При уменьшении могут появиться дробные числа зубьев. Округляя их до целого значения, отбросив дробь, изменяют  $s_z$ . Поэтому такие передачи подвергают коррекции.

Если группа передач состоит из колес с разным модулем, в равенствах (49) величину  $s_z$  заменяют величиной  $2A/m_n$ . При наличии косозубых передач с одинаковым нормальным модулем в зависимости от задания используют известную зависимость

$$s_z = \frac{2A}{m_n} \cos \beta,$$

где  $m_n$  — нормальный модуль;  $\beta$  — угол наклона зуба.

Подставляя значение  $s_z$  в уравнения (49), получим искомые числа зубьев.

Для облегчения расчетов, особенно при определении  $z_{\min}$ , разработаны специальные таблицы. Зная величину передаточного отношения, по таблицам подбирают приемлемые значения  $s_z$  и  $z_{\min}$  [46].

Точность кинематических расчетов в любом случае должна гарантировать отклонение расчетных частот вращения шпинделя от теоретических в пределах допуска. Для этого достаточно, чтобы относительная величина отклонения общего передаточного отношения кинематической цепи привода не выходила за пределы.

Пример 1. Определить числа зубьев группы колес:

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^2}; \frac{z_9}{z_{10}} = 1 \quad (\text{см. рис. 262, 263}); \varphi = 1,41.$$

Для  $\varphi = 1,41$  имеем

$$\frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{a}{b} = \frac{19}{53}; \frac{z_9}{z_{10}} = 1 = \frac{c}{d} = \frac{1}{1}.$$

Находим суммы  $a + b = 19 + 53 = 72$ ,  $c + d = 1 + 1 = 2$ . Наименьшее кратное — 72. Согласно уравнениям (49)

$$z_7 = \frac{72}{72} 19 = 19; z_8 = \frac{72}{72} 53 = 53; z_9 = z_{10} = \frac{72}{2} 1 = 36;$$

$$s_z = 19 + 53 = 36 + 36 = 72.$$

Пример 2. Определить числа зубьев колес  $\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2}$ ;  $\frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi}$ ;  $\frac{z_5}{z_6} = 1$ ;  $\varphi = 1,26$ . Для  $\varphi = 1,26$  имеем

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{a}{b} = \frac{7}{11}; \frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d} = \frac{4}{5}; \frac{z_5}{z_6} = \frac{e}{f} = 1.$$

Находим суммы  $a + b = 7 + 11 = 18$ ;  $c + d = 4 + 5 = 9$ ;  $e + f = 1 + 1 = 2$ . Наименьшее кратное 18. Согласно уравнениям (49)

$$z_1 = \frac{18}{18} 7 = 7; z_2 = \frac{18}{18} 11 = 11; z_3 = \frac{18}{9} 4 = 8; z_4 = \frac{18}{9} 5 = 10; z_5 = z_6 = \frac{18}{2} 1 = 9.$$



Числа зубьев недопустимо малы:  $z_{\min} = z_1 = 7$ . Увеличивая их в 3 раза, получим  $z_1 = 21$ ;  $z_2 = 33$ ;  $z_3 = 24$ ;  $z_4 = 30$ ;  $z_5 = z_6 = 27$ ;  $z_7 = 27 + 33 = 24 + 30 = 27 + 27 = 54$ .

Пример 3. Определить числа зубьев группы колес  $\frac{z_1}{z_2} = \frac{a}{b} = \frac{1}{4}$ ;  $\frac{z_3}{z_4} = \frac{c}{d} = \frac{19}{53}$ ;  $\frac{z_5}{z_6} = \frac{e}{f} = \frac{1}{2}$ ;  $\frac{z_7}{z_8} = \frac{k}{e} = \frac{5}{7}$ ;  $\frac{z_9}{z_{10}} = \frac{m}{n} = 1$ ;  $\frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{p}{q} = \frac{7}{5}$ , расположенных между валами I и II коробок скоростей (см. рис. 264,а и б). Знаменатель ряда  $\varphi = 1,41$ .

Суммы  $a + b = 1 + 4 = 5$ ;  $c + d = 19 + 53 = 72$ ;  $e + f = 1 + 2 = 3$ ;  $k + e = 5 + 7 = 12$ ;  $m + n = 1 + 1 = 2$ ;  $p + q = 7 + 5 = 12$ . Наименьшее кратное 360. Согласно уравнениям (49) получим:  $z_1 = 72$ ;  $z_2 = 288$ ;  $z_3 = 95$ ;  $z_4 = 265$ ;  $z_5 = 120$ ;  $z_6 = 240$ ;  $z_7 = 150$ ;  $z_8 = 210$ ;  $z_9 = z_{10} = \frac{360}{2} = 180$ ;  $z_{11} = 210$ ;  $z_{12} = 150$ .

Удовлетвориться таким результатом нельзя, поскольку велика величина  $s_z$ . Обычно делят числа зубьев на какое-либо число, так чтобы получить минимально допустимое число зубьев. При этом получаются дробные значения чисел зубьев, и их приходится округлять. Например, если принять  $z_1 = 21$ , то число зубьев необходимо разделить на 3,42. В результате получим после округления:  $z_1 = 21$ ;  $z_2 = 84$ ;  $z_3 = 28$ ;  $z_4 = 78$ ;  $z_5 = 35$ ;  $z_6 = 70$ ;  $z_7 = 44$ ;  $z_8 = 61$ ;  $z_9 = 53$ ;  $z_{10} = 53$ ;  $z_{11} = 61$ ;  $z_{12} = 44$ . Получим две суммы зубьев:  $z_3 + z_4 = 106$ , а у всех остальных передач — 105. Передачу  $z_3 - z_4$  необходимо корригировать.

Корригирование зубчатых колес способствует повышению контактной и изгибной прочности рабочей поверхности зубьев, выравниванию и уменьшению максимальных удельных скольжений. Последние работы по этому вопросу [66] позволяют нормализовать элементы корригированных колес с сохранением свойства сменности. Производить коррекцию рекомендуется: а) в случае изменения чисел зубьев при заданном межцентровом расстоянии, с целью более рационального принятия параметров передачи [38]; б) для повышения долговечности и нагрузочной способности передач, при отступлении от нормального межцентрового расстояния; в) во избежание подрезания зубьев у колес с  $z < 18$ .

## 9. Расчет коробок скоростей на ЭВМ

Создание гамм металлорежущих станков, широкая унификация, нормализация, агрегатирование и типизация их деталей и узлов создали предпосылки для применения электронно-вычислительной техники в практике станочных расчетов. Составление программ для ЭВМ оправдано в тех случаях, когда требуется применение одного и того же алгоритма (т. е. комплекса логических и математических операций) для различных значений исходных данных. Применение ЭВМ увеличивает надежность расчетов и резко повышает производительность труда конструктора, сокращая сроки создания новых, более совершенных станков.

К числу узлов и деталей, для расчета которых рационально использовать ЭВМ, в первую очередь относятся шпиндельные коробки агрегатных станков, шпиндели автоматов, унифицированные коробки скоростей, типовые наладки токарных автоматов и т. п.

Типичный алгоритм такого расчета приведем на примере проектирования с помощью ЭВМ шпиндельных коробок агрегатных станков. Целесообразность использования ЭВМ при этом заложена в самом принципе агрегатирования, так как при проектировании агрегатных станков для обработки различных деталей повторяются в основном одни и те же операции, связанные с составлением технологии, выбором варианта компо-

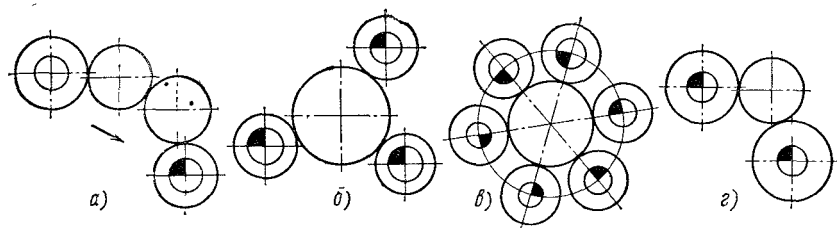


Рис. 277. Виды проектируемых передач

повки станка из нормализованных узлов и конструированием специальных узлов из нормализованных деталей.

На рис. 277 схематично изображены различные виды передач движений на шпинделе. Передача по адресу (рис. 277,а) проектируется в том случае, когда в блоке исходных данных для каких-либо валиков или шпинделей указывается номер ведущего вала. Тогда в первую очередь проектируется передача между ведущим и ведомым валами. Блочная передача (рис. 277,б) проектируется между тремя валиками, если все они имеют одинаковое вращение. Передача к центру позиции (рис. 277,в). Если несколько шпинделей или валиков расположены на концентрической окружности, то проектируется передача от них к центральному валику, расположенному в центре этих окружностей. Линейная передача (рис. 277,г). Если необходимо спроектировать передачу между двумя валиками, то в первую очередь осуществляется попытка соединить эти валы зубчатым зацеплением напрямую, без промежуточных валиков, и с использованием имеющихся на валах зубчатых колес.

Процесс проектирования шпиндельной коробки включает выбор кинематической схемы передачи и определение типоразмеров валов, зубчатых колес и других деталей. После выполнения этих операций разрабатываются сборочный чертеж, чертеж обработки корпусных деталей, спецификации, таблицы сборок и прочностных характеристик элементов конструкции. Из множества вариантов выбирается оптимальный, который должен обеспечивать: 1) минимальное количество промежуточных валов; 2) минимальное количество зубчатых колес; 3) понижение частоты вращения на участке кинематической цепи, возможно близком к шпинделю; 4) надежность наиболее нагруженных звеньев.

Кроме того, на конструкцию коробки накладываются следующие ограничения: 1) шпиндели не должны использоваться в качестве звеньев промежуточной передачи; 2) фактические частоты вращения шпинделя не должны отличаться друг от друга более чем на 5%; 3) долговечность подшипников 10000 ч, зубчатых колес — 20000 ч, при работе под нагрузкой.

Необходимыми исходными данными являются типоразмеры корпусного узла, типы и расположение инструментальных шпинделей, расчетная мощность на инструмент, расчетная частота вращения, осевое усилие при обработке. Координаты шпинделей и промежуточных валиков задаются в левой системе координат. Такая система более удобна для отсчета координат при обработке подшипниковых гнезд на координатно-рас-

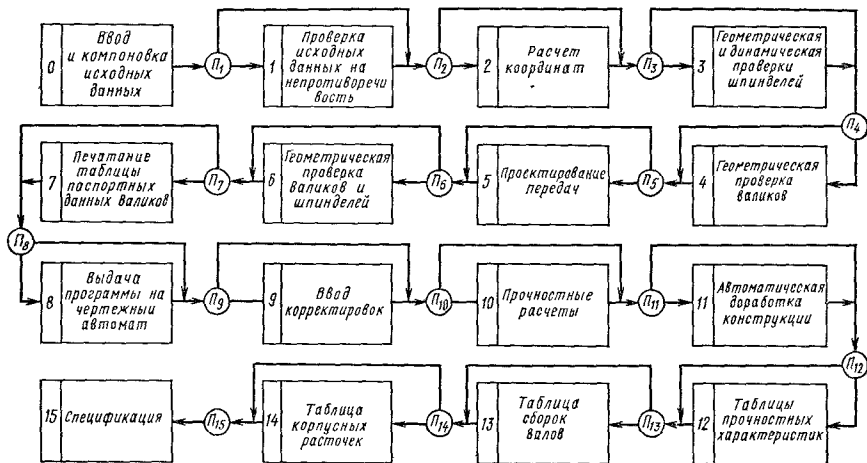


Рис. 278. Схема алгоритма проектирования шпиндельных коробок

точных станках. Общая схема алгоритма включает следующие блоки (рис. 278).

Нулевой блок предназначен для ввода исходных данных и перевода их в ячейки оперативной памяти. Кроме данных о проектируемой коробке, вводятся параметры подшипников, диаметры шпинделей (посадочные) как сверлильно-расточных, так и резбонарезных, промежуточных валков, вала поворота, а также параметр сменных колес гитары. Задаются модули шестерен в зависимости от диаметра вала, а также числа зубьев унифицированных шестерен в зависимости от диаметра и модуля, диаметра распорных втулок.

В первом блоке данные проверяются на взаимную непротиворечивость, а также на расположение параметров в границах их определенных значений.

Второй блок предназначен для расчета координат валов, шпинделей. В результате получаем диаметр валков исходя из передаваемого момента и частоты вращения. Длина валика выбирается на основе обычных конструктивных соотношений, если известно число подшипников и шестерен. В результате этого расчета получаем диаметр валов, шестерен, длины валов.

В третьем блоке подбираются шпиндельные подшипники. На каждом шпинделе могут быть установлены подшипники легкой или сверхлегкой серии. В расчете определяется расчетная долговечность каждого подшипника, а также надежность подшипниковой группы в целом. Расчетная долговечность подшипника с вероятностью 0,9 безаварийной работы определяется по формуле

$$T_p = \frac{1}{n} \left( \frac{c}{k_d k_t k_p R} \right)^{3,33}$$

где  $c$  — коэффициент работоспособности;  $n$  — частота вращения;  $k_d$  — коэффициент динамичности;  $k_t$  — коэффициент, учитывающий влияние

вращения внутреннего или наружного кольца подшипника;  $R$  – радиальное усилие.

Поскольку в шпиндельной коробке имеется несколько десятков подшипников, а отказ любого из них выводит из строя всю коробку, определяем долговечность всей группы подшипников, исходя из того, что распределение вероятности работоспособности подшипника подчиняется закону Вейбулла:

$$P(\tau) = e^{-\lambda T^\alpha},$$

где  $P(\tau)$  – вероятность наработки не менее  $T$  ч;  $\lambda = 0,105/T_p^2$ ;  $T_p^2$  – расчетная долговечность подшипника;  $\alpha$  – параметр разбора.

Долговечность группы  $n$  подшипников

$$T_{гр} = \left( \sum_{i=1}^n T_{p_i}^{-\alpha} \right)^{1/2}.$$

Если расстояния между шпинделями настолько малы, что подшипники не могут быть установлены, то выдается на печать соответствующий признак.

Четвертый блок предназначен для общей геометрической проверки всех деталей на отсутствие взаимопересечений и наличие минимальных допустимых зазоров.

Пятый блок – проектирование передачи. Основной показатель качества – это число промежуточных валиков. Точных методов отыскания оптимального решения для заданного числа и расположения шпинделей нет. Вместо оптимального отыскивается рациональное решение, получаемое в результате последовательного перебора возможных вариантов рациональных связей между шпинделями и валами. Вначале проверяется осуществимость более рационального варианта; если он может быть реализован, остальные варианты не исследуются.

Проектирование передачи выполняется первоначально в отдельных группах шпинделей (шпиндели одной позиции), а затем рассматривается связь групп и вала главного привода.

Например, необходимо спроектировать коробку скоростей с четырьмя шпинделями при заданных частоте вращения и числе координат (рис. 279). Можно составить систему из восьми уравнений с восьмью неизвестными типа

$$\begin{aligned} (x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2 &= (r_i + r_0)^2; \\ r_0 n_0 &= n_i r_i. \end{aligned}$$

Если система может быть решена и требуемые восемь значений найдены, то осуществляется проверка на непересечение в шестом блоке. Если компоновка не удовлетворяет ограничениям, то производится аналогичный пересчет групп по три шпинделя, а четвертый присоединяется с по-

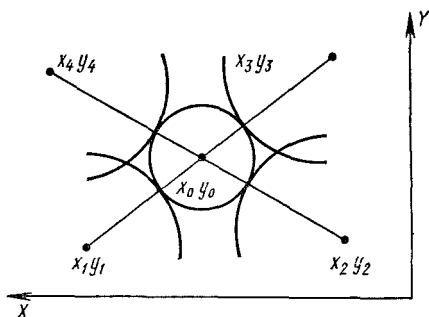


Рис. 279. Схема расположения шпинделей

мощью промежуточных передач. Далее проводится проверка на непересечение (шестой блок).

Точность межосевых расстояний сопрягаемых шестерен должна находиться в пределах  $\pm 0,03$  мм. Расстояние между вершинами зубьев несопряженных шестерен — не более 0,5 мм. Полученные данные выводятся в виде таблицы, или формируются программа для графопостроения.

Седьмой, восьмой блоки — вывод результатов на печать.

При анализе результатов автоматического проектирования может возникнуть необходимость изменения отдельных элементов конструкций. Для этого в девятом блоке предусмотрена программа для ввода изменений.

После того как шпindelная коробка полностью спроектирована и откорректирована, в десятом блоке производится полный кинематический, динамический и прочностной расчет всех силовых деталей передачи.

В результате выполнения прочностных расчетов выявляются наиболее слабые элементы конструкции, а также и те элементы, которые имеют избыточный запас прочности и долговечности. Поэтому в одиннадцатом блоке осуществляется автоматическое усиление слабых элементов (валов, подшипников, шестерен) и уменьшение размера утяжеленных деталей. Эти операции выполняются с соблюдением геометрической и кинематической взаимосвязи всех элементов конструкции.

Одиннадцатым блоком заканчивается процесс автоматического проектирования шпindelной коробки. В блоках с 12 по 15 заложены программы по выдаче технической документации спроектированной шпindelной коробки.

Между блоками имеются переключатели  $\Pi_1 - \Pi_{15}$ , которые указывают на то, следует ли выполнять действия, предусмотренные соответствующими блоками, или же перейти к следующему переключателю.

## 10. Конструкции коробок скоростей

Требования, предъявляемые к конструкциям коробок скоростей металлорежущих станков: плавность хода, точность, вращение без вибраций, бесшумность работы передач, достаточная жесткость корпусов, валов, шпинделей и опор. Не менее важными являются качество изготовления деталей, сборка и технологичность конструкций.

Корпус коробки скоростей отливают из серого чугуна марок СЧ 15-32 и СЧ 28-48. Отливки подвергают старению.

Допуски на неточность отверстий под подшипники шпинделя устанавливают чаще всего по 1-му классу точности в системе отверстия, а промежуточных валов — по 2-му классу. Отклонения формы отверстий не должны превышать  $1/3 - 1/2$  поля допуска.

Зубчатые колеса, работающие со скоростями, не превышающими 1—2 м/с, изготавливают из стали 40ХФА. Сталь 40Х находит применение при окружных скоростях до 12 м/с. При наличии же ударных нагрузок используют цементуемую сталь 20Х. Для ответственных зубчатых колес, работающих со скоростями более 12 м/с, применяют сталь 12ХНЗА и 18ХГТ.

В коробках скоростей наряду с одиночными зубчатыми колесами применяют блоки двух, трех, реже — четырех колес. Цельный блок (рис. 280,а) выгоден по себестоимости, однако имеет такие недостатки, как невозмож-

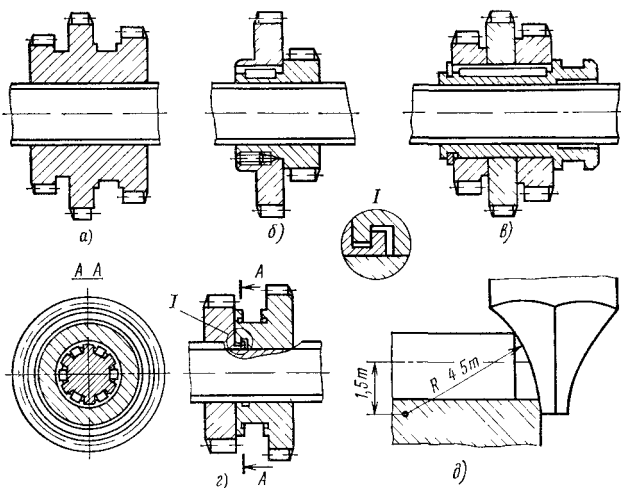


Рис. 280. Конструкция блоков зубчатых колес

ность шлифовки зубьев у всех колес, неодинаковая их долговечность, выводящая из строя весь блок при износе одного колеса. Это привело к составным блокам, которые показаны на рис. 280, б, в, г. Они позволяют производить шлифовку всех зубьев, упрощают заготовки. За счет самоустановки колес происходит более равномерное распределение нагрузки. Конструкция блока значительно упрощается при склеивании затвердевающей клеевой композицией [3]. Большое значение имеет форма закругления зуба. Применение бочкообразной формы (рис 280, д) приводит к выравниванию эпюр удельных нагрузок, повышает долговечность передачи.

Ведущие колеса на валу электродвигателей с целью уменьшения шума, где это позволяют условия, изготавливают из текстолита. Окружную скорость в этом случае можно принимать до 40–50 м/с. Материал сопряженного колеса должен иметь твердость не ниже *HV* 200–220.

Степень точности зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643–72, а шероховатость рабочей поверхности – ГОСТ 2789–73 (табл. 22).

Таблица 22

Характеристика зубчатых колес

Назначение зубчатых колес	Наименование	Степень точности	Шероховатость поверхности <i>Ra</i> , мкм
Кинематические	Точные делительные механизмы делительных цепей прецизионных станков	5	0,32–0,63
		6	0,63–1,25
		7	1,25
Силовые	Прямозубые при $v, \text{ м/с}$ 10–15 4–10 до 4	6	1,25
		7	1,25
		8	2,5
	Косозубые при $v, \text{ м/с}$ 15–30 6–15 до 6	6	1,25
		7	1,25
		8	2,5

Конструкции коробок скоростей весьма разнообразны и зависят прежде всего от общей компоновки станков и способов переключения передач. По компоновке все коробки делят на две группы: встроенные в корпус и с отдельным приводом; по способам переключения — на четыре группы: со сменными колесами, с передвижными колесами, с муфтами, с бесступенчатыми передачами.

Коробки, встроенные в корпус, применяют в станках общего назначения. Они компактны, имеют меньшее количество корпусных деталей и соответствующих пригонок. Вместе с тем встроенные коробки служат источником вредных вибраций и нагрева шпиндельных узлов, имеют технологические трудности.

В современном станкостроении применяют следующие размерные компоновки.

1. Шпиндельные бабки с нормальным соотношением радиальных и осевых размеров (станки малых и средних размеров).

2. Шпиндельные бабки с уменьшенными осевыми размерами в результате увеличения радиальных размеров. Данные компоновки применяют в целях уменьшения возможных вибраций, вызванных консольным расположением электродвигателя и других вращающихся деталей. Их применяют также в вертикальных конструкциях с верхним приводом шпинделя для уменьшения высоты станка и повышения виброустойчивости (радиально-сверлильные и продольно-фрезерные станки).

3. Шпиндельные бабки с уменьшенными радиальными размерами в результате увеличения осевых размеров (тяжелые токарные и некоторые другие станки).

Коробки скоростей с отдельным приводом (с редуктором) обеспечивают более плавное вращение шпинделя. Последний не нагревается; вибрации, возникающие в приводе, не передаются шпиндельной бабке.

Коробки со сменными колесами применяют для упрощения конструкции станка в тех случаях, когда время на перенастройку мало по сравнению с общим временем. Кроме того, сменные колеса значительно упрощают конструкцию станка. Достоинства этой передачи в ее малых осевых размерах; конструкция допускает большое количество передач ( $i_{\max} : i_{\min} = 8 \div 10$ ); исключена аварийность. Сменные колеса широко используют при массовом и серийном производстве в автоматах, зубо- и резьбонарезных станках, в специальном и операционном оборудовании, а также в некоторых универсальных станках. В качестве примера можно привести сменные колеса  $a - b$ , установленные в коробке скоростей револьверного станка 1Н318 (рис. 281). Валы для удобства имеют консольную часть. Колеса закрепляют с помощью шпоночных соединений и быстросъемных шайб, либо сажают на шлицах.

Коробки скоростей с муфтами применяют очень часто. В таких передачах используют кулачковые, зубчатые, фрикционные, электромагнитные и порошковые эмульсионные муфты. Преимуществами переключения кулачковыми муфтами являются малые осевые перемещения, незначительные усилия при переключении, возможность передачи вращения косозубыми и шевронными колесами. Недостатками их являются возможность поломки кулачков при включении и холостое вращение передач, не уча-

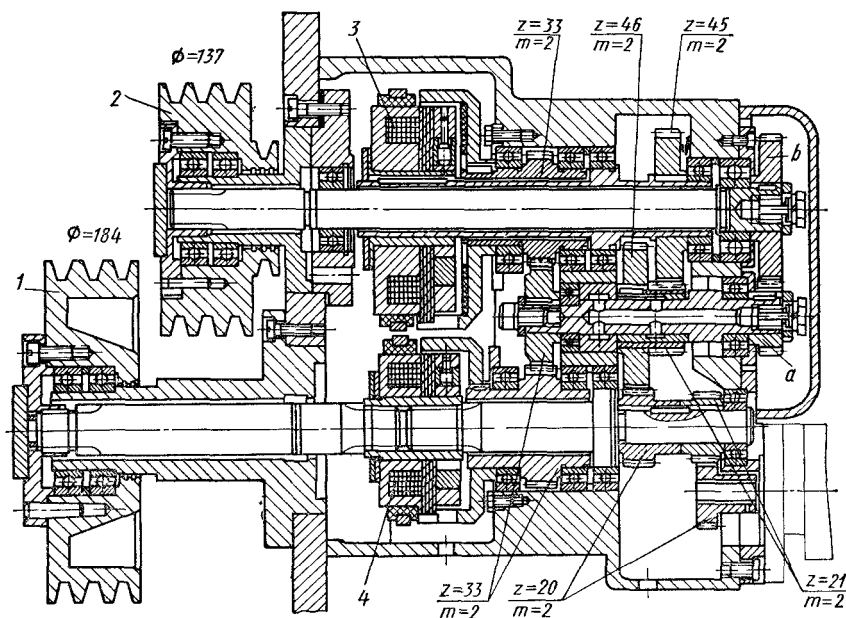


Рис. 281. Коробка скоростей револьверного станка мод. 1Н318

ствующих в движении. Эти недостатки ограничивают применение данных муфт.

Фрикционные муфты, благодаря быстроте и плавности передач на ходу, сокращают время управления станком. Они позволяют применять в коробке косозубые и шевронные передачи. Недостатки этих муфт заключаются в ограничении величины крутящего момента, в больших размерах, затрудняющих применение более двух передач в группе и более трех групп в коробке. Потери мощности и изнашивание при холостом вращении постоянно сцепленных передач, трение в выключенных муфтах не способствует повышению КПД станка. Фрикционные муфты применяют преимущественно в малых и средних токарно-револьверных станках, иногда в сочетании с многоскоростным электродвигателем.

На рис. 281 показана коробка скоростей станка 1Н318. Привод осуществляется от двухскоростного электродвигателя с  $n = 1420/2800$  об/мин и  $N = 2,6/3$  кВт. Вращение от него передается на шкив клиноременной передачи 1. Через двухступенчатую коробку скоростей, регулируемую двумя электромагнитными муфтами 3 и 4, движение передается на шпиндель через шкив 2. Наличие сменных колес (четыре пары) позволяет получить 16 значений частот вращения с пределом регулирования 100–4000 об/мин. Коробка имеет две механические ступени: при включении муфты 4  $i_k = \frac{33}{33} \frac{a}{b}$ , при включении муфты 3  $i'_k = \frac{20}{46} \frac{21}{45} \frac{33}{33} \frac{a}{b}$ . Сменные колеса с числом зубьев 22–44 и 29–37 путем перестановки обеспечивают четыре передаточных отношения. При выключенных муфтах редуктор не работает.



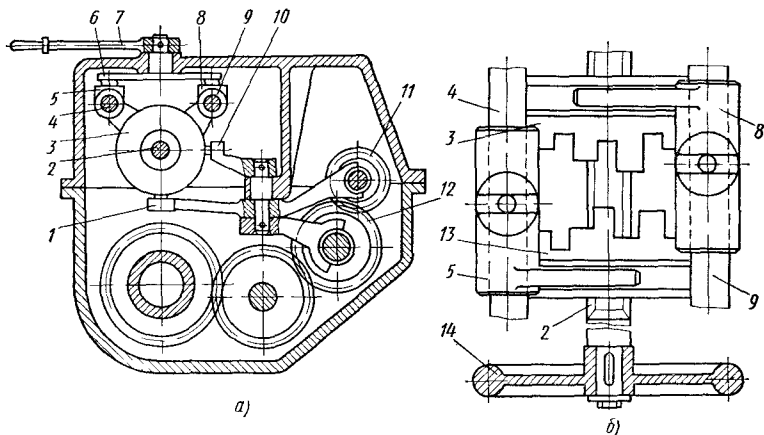


Рис. 282. Механизм переключения коробки скоростей

Существенным при проектировании коробок скоростей и подач является выбор средств переключения. В современном станкостроении применяют механические, электрические и гидравлические устройства. Выбор системы управления зависит главным образом от необходимой частоты переключений и потребного для этого времени сравнительно со штучным временем. Если станок предназначен для крупносерийного или массового производства, то управление им должно быть полностью или частично автоматизировано. Органы ручного управления предусматривают рычажные, реечные и винтовые механизмы. Используются они в тех случаях, когда время переключения мало по сравнению с общим временем обработки.

Принцип управления с предварительным набором скоростей (преселективная система) показан на рис. 282,а. Набор скорости, включаемой после той, на которой работает станок, производят предварительно, во время работы. Для этого рукоятку 7 поворачивают на себя. В результате этого деталь 6 разводит в разные стороны вилки 5 и 8, которые перемещаются по штангам 4 и 9 (рис. 282,б). Вилки охватывают выточки фасонных кулачков 3 и 13, сидящих на шлицах вала 2. Кулачок 13 устанавливают маховиком 14 в положение, соответствующее заданной скорости. В момент переключения поворачивают рукоятку 7 от себя, в результате чего кулачки 3 и 13 сближаются и своими профилированными выступами воздействуют на пальцы рычагов 1 и 10, которые устанавливают переключаемые колеса 11 и 12 в соответствующее положение. Одновременно с этим движением отключается главная муфта.

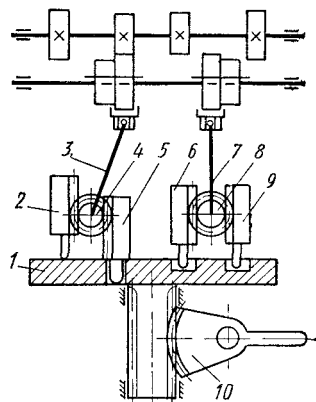
Принципиальная схема избирательного переключения (селективное управление) изображена на рис. 283. Рычаги 3 и 7 нижними концами жестко связаны с колесами 4 и 8, находящимися в зацеплении с зубчатыми рейками 2, 5 и 6, 9. Последние могут по высоте занимать три положения, в зависимости от наличия под хвостовиками торцевой плоскости, отверстия или тайных площадок диска 1. Для установки конкретной скорости диск

Рис. 283. Селективный метод переключения передач

при помощи зубчатого сектора 10 и круглой рейки отводят вниз, поворачивают в соответствующее положение и вновь возвращают к рейкам 2, 5, 6 и 9, устанавливая их в соответствующее положение.

Широкое применение нашли системы дистанционного управления. Одним из наиболее простых и надежных устройств является переключение коробок скоростей электромагнитными муфтами.

В развитии привода главного движения можно отметить следующие основные тенденции. Прежде всего — агрегатирование привода, создание унифицированных коробок скоростей. Важным является сокращение количества органов ручного управления и разработка механизмов однорукояточного управления, в том числе дистанционного. Расширяется применение электромагнитных муфт для переключения коробок, использование механизированных и автоматизированных процессов управления.



## Динамика привода главного вращательного движения

---

### 1. Крутящие моменты, передаваемые приводом

Для большинства металлорежущих станков характерна работа в условиях переменного режима нагрузок. В процессе работы крутящий момент привода уравнивается крутящим моментом от сил полезного сопротивления и сил трения в кинематических цепях привода. Крутящий момент на любом ведомом звене привода при установившемся движении и статическом характере действия нагрузки

$$M_k = \frac{M_3}{i} \eta,$$

где  $M_3$  — крутящий момент на валу электродвигателя;  $i$  — передаточное отношение от вала электродвигателя до ведомого звена;  $\eta$  — КПД участка привода от начального до ведомого звена, соответствующий заданной степени частоты вращения шпинделя.

Так как  $i$  изменяется по законам геометрической прогрессии и  $i_1 < i$ , то  $M_{k1} > M_{k2}$ , т. е. наибольший крутящий момент на шпинделе будет при наименьшей его частоте вращения ( $n_1 = n_{\min}$ ). Если  $M_3$  соответствует полной мощности электродвигателя, то крутящий момент на шпинделе, особенно на низких ступенях частоты вращения, может иметь высокое значение. Например, для токарно-винторезного станка с высотой центров 200 мм  $N = 10$  кВт и  $n_1 = 12,5$  об/мин. При  $\eta = 0,75$  привод по мощности может преодолевать силу резания порядка 120 кН. Такие большие силы резания практически не нужны для обработки деталей на станках данного размера.

Эксплуатационные наблюдения показывают, что нижняя часть ряда частот вращения шпинделя используется преимущественно для операций, не требующих полной мощности. ЭНИМС рекомендует в качестве расчетной частоты вращения шпинделя принимать не  $n_{\min}$ , а следующие значения: для широкоуниверсальных токарных станков средних размеров — частоту вращения, соответствующую нижней ступени второй трети диапазона; для универсальных револьверных, карусельных, консольно-фрезерных, расточных и токарных станков, токарных гидрокопировальных и вертикальных многошпиндельных автоматов — частоту вращения верхней ступени нижней трети диапазона и для универсальных сверлильных станков — частоту вращения верхней ступени нижней четверти диапазона. В случае специальных станков с периодически повторяющимся циклом обработки расчетный режим определяют с помощью эксплуатационных данных [14].

Крутящий момент на шпинделе, соответствующий принятой частоте, принимается в качестве наибольшего расчетного:

$$M_{кр} = \frac{M_3}{i_p} \eta_p, \quad (50)$$

где  $i_p$ ,  $\eta_p$  — передаточное отношение и КПД кинематической цепи от вала электродвигателя, соответствующие расчетной частоте вращения шпинделя.

Выражение (50) для определения действующего крутящего момента справедливо при статическом характере действия сил и установившемся режиме работы станка. В периоды пуска и торможения привода станков, при изменении сил резания, особенно при врезании инструмента в заготовку, в упругих звеньях привода действуют моменты, имеющие колебательный характер (так называемые переходные режимы). Амплитуды и частоты этих моментов зависят от конструктивных особенностей привода, характера обработки, режимов резания, применяемого инструмента и пр. Изменяющиеся в эти периоды силы резания, влияние массы деталей и особенно жесткости системы вызывают динамические явления, приводящие к повышению напряжений в звеньях кинематической цепи.

Влияние переходных режимов может быть оценено величиной коэффициента динамичности, представляющей собой отношение наибольшей величины крутящего момента  $M_{кд}$ , возникающего при динамическом характере действующей нагрузки, к величине крутящего момента  $M_{кс}$  при статическом ее действии:

$$k_d = M_{кд}/M_{кс}.$$

Например, экспериментальные исследования привода поперечно-строгольного станка показали, что при пуске станка коэффициент динамичности на различных валах коробки скоростей достигал величины 3,5–4, а на пальце кулисной шестерни 1,2–1,3.

Точное определение величины  $k_d$  довольно затруднительно. Для упрощения задачи систему привода заменяют двухмассной упругой системой (рис. 284). Допустим, что  $I_1$  и  $I_2$  — приведенные к рассматриваемому валу моменты инерции ведущих и ведомых масс [14];  $M_{к1}$  и  $M_{к2}$  — крутящие моменты движущих сил и сил полезного сопротивления;  $C$  и  $M_k$  — коэффициент крутильной жесткости вала и крутящий момент сил его упругости.

Под действием момента  $M_{к1}$  ведущие и ведомые массы будут приведены в движение. Пусть от какого-то первоначального положения ведущая масса повернется на угол  $\varphi_1$ , а ведомая — на  $\varphi_2$ . Разность углов поворота  $\varphi_1 - \varphi_2 = \Psi$  представляет собой величину упругой деформации вала при скручивании. Дифференциальные уравнения переходного процесса для первой и второй масс можно записать в форме<sup>1</sup>

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{к1}; \quad (51)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{к2}. \quad (52)$$

<sup>1</sup> В уравнении (51) действие массы  $I_2$  заменено моментом сил упругости вала; в уравнении (52) это сделано в отношении массы  $I_1$ . Уравнения записаны без учета затухания процесса.

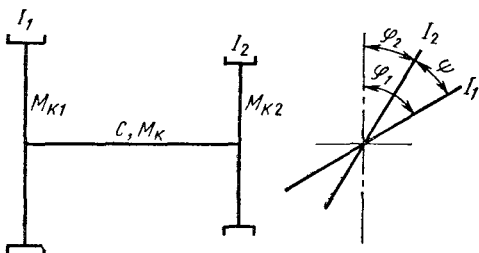


Рис. 284. Двухмассная упругая система

Умножая обе части уравнений (51) и (52) на  $C$ , деля уравнение (51) на  $I_1$ , а уравнение (52) на  $I_2$  и вычитая одно уравнение из другого, получим

$$C\Psi'' + C^2 + \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2} = C \frac{M_{к1} I_2 + M_{к2} I_1}{I_1 I_2}, \quad (53)$$

Введем обозначения:

момент сил упругости, возникающий от углового ускорения скручивания вала,

$$M_k = C\Psi'';$$

угловая частота собственных колебаний системы

$$f^2 = C \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2};$$

величина, зависящая от характера действующих моментов  $M_{к1}$  и  $M_{к2}$ ,

$$b(t) = C \frac{M_{к1} I_2 + M_{к2} I_1}{I_1 I_2}.$$

Величину  $M_k$  при электродвигательном приводе станков во многих случаях можно считать приблизительно постоянной, так как применяемые короткозамкнутые асинхронные электродвигатели обладают сглаженной характеристикой. Момент  $M_{к2}$  может быть как постоянным, так и переменным, в зависимости от характера резания и врезания инструмента. В общем случае он является функцией времени  $t$ . Учитывая это, уравнение (53), описывающее переходный процесс без затухания, можно переписать в виде

$$M_k + f^2 M_k = b(t). \quad (54)$$

При статическом действии нагрузки ускорение  $\Psi''$  отсутствует и  $M_k = 0$ . Для этого случая уравнение (54) примет вид

$$f^2 M_k = b(t). \quad (55)$$

Статический момент из уравнения (53)

$$M_{кс} = \frac{M_{к1} I_2 + M_{к2} I_1}{I_1 + I_2}. \quad (56)$$

Рассмотрим некоторые частные случаи. Допустим, что момент сил полезного сопротивления возникает мгновенно и остается постоянным и равным  $M_{к2}$  (рис. 285,а). Это соответствует случаям врезания инструментов в заготовку при строгании, долблении, при протачивании валов, если на пути инструмента имеются отверстия, пазы и т. п. Поскольку  $M_{к2} =$

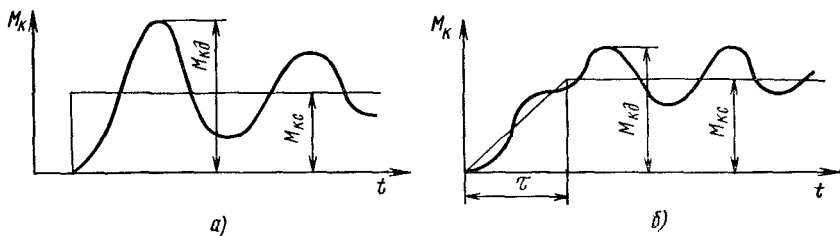


Рис. 285. Частные случаи изменения нагрузки

$= \text{const}$ , то  $b(t) = \text{const} = B$ . Уравнение переходного процесса примет вид  $\ddot{M}_k + f^2 M_k = B$ . Интегрируя, получим

$$M_k = \frac{B}{f^2} (1 + \cos ft).$$

Динамический момент будет равняться максимальному значению  $M_k$ , т. е.

$$M_{кд} = M_{\text{max}} = 2B/f^2$$

Статический момент  $M_{кc} = M_{к2}$  согласно уравнению (55)

$$M_{кc} = B/f^2.$$

Коэффициент динамичности

$$k_d = \frac{M_{кд}}{M_{кc}} = \frac{2B}{f^2} : \frac{B}{f^2} = 2.$$

Это означает, что в переходной период момент сил достигает двойного значения.

На рис. 285,б показан часто встречающийся случай при врезании инструмента, когда момент  $M_{к2}$  нарастает постепенно от нуля до какого-то постоянного значения. При линейном нарастании момента за период времени  $\tau$  (с) коэффициент динамичности

$$k_d = 1 + \frac{\sin 0,5ft}{0,5ft}.$$

При очень малом значении  $\tau$  (близком к нулю) второй член правой части уравнения стремится к единице, а  $k_d \rightarrow 2$ .

Таким образом, при динамическом характере действия нагрузки за расчетную следует принимать нагрузку, соответствующую крутящему моменту  $M_{кд}$ , определяемому на основании уравнения (54):  $M_{кд} = M_{кc} k_d$ . Для механизмов, у которых момент инерции ведущих масс мал по сравнению с моментом ведомых масс, членами, содержащимися в равенстве (56), можно пренебречь. В этом случае  $M_{кc} \approx M_{к1}$ .

Установка упругой муфты с большой податливостью уменьшает частоту собственных колебаний системы. Это приводит к снижению нагрузок в приводе при переходных процессах. При наличии же фрикционной муфты, отрегулированной на определенный крутящий момент, динамическая нагрузка значительно уменьшается. Данное обстоятельство особенно важ-

но при частых пусках и торможении привода, особенно при ударном характере нагрузки.

## 2. Устойчивость станков

Возникающие в процессе резания вибрации станка снижают производительность, стойкость инструмента, качество обрабатываемой поверхности, сокращают межремонтный период. Поэтому повышение динамических качеств станков является актуальной задачей.

Чтобы получить высококачественную поверхность изделия, в процессе обработки необходимо обеспечить устойчивое движение заготовки и инструмента. Потеря устойчивости в процессе резания проявляется в виде неравномерного вращения шпинделей или планшайб, скачкообразного движения суппортов или столов по направляющим и т. д. Неустойчивость может быть периодическая (автоколебания) или аperiodическая; она приводит к резкому снижению точности и увеличению шероховатости обрабатываемой поверхности.

Параметрические колебания системы создают эффект, аналогичный действию переменной силы. Например, наличие шпоночной канавки на валу приводит к тому, что при постоянной внешней силе прогибы вала по мере вращения периодически изменяются. По своему характеру и методам борьбы с ними эти колебания близки к вынужденным.

Автоколебания — это незатухающие колебания, возбуждаемые в системе самой силой резания. Колебания возникают и поддерживаются вследствие дискретности изменения сил резания и сил трения между обрабатываемой деталью и инструментом. Нарушение собственной устойчивости процесса резания может произойти при отсутствии колебаний размера сечения среза или скорости резания. Такая переменность силы возникает в условиях появления стружки надлома или скалывания и при неустойчивом наросте. Наибольшее практическое значение имеет последний вид неустойчивости. Поступлением энергии, необходимой для поддержания колебательного процесса, управляет сама система. В случае прекращения процесса резания исчезают и силы резания, создающие и поддерживающие автоколебания. Колебания проявляются при работе с высокими режимами резания на токарных, карусельных, фрезерных, расточных, шлифовальных и других станках.

Существует ряд теорий, объясняющих это явление. В частности, В. А. Кудинов разработал теоретические основы вопросов динамики металлорежущих станков [22]. Согласно этой теории динамическая система станка представляет собой замкнутую систему (см. ниже), и потеря устойчивости этой системы имеет следующий физический смысл (рис. 286,а).

Со стороны реза на изделие действует сила резания  $P$  составляющими  $P_y$  и  $P_z$ . Наличие многих степеней свободы упругой системы приводит к тому, что колебания инструмента относительно заготовки представляют собой результат сложения нескольких связанных между собой простейших колебаний. Между ними существует сдвиг во времени — фазовый сдвиг. Поэтому образующаяся в результате сложения колебаний траектория относительного движения инструмента и заготовки имеет вид замкнутой кривой, приближающейся по форме к эллипсу, называемому эллипсом

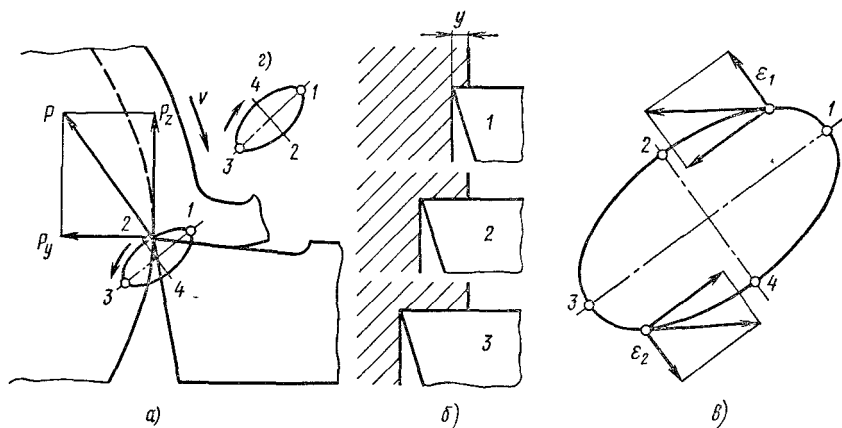


Рис. 286. Траектория относительного движения инструмента и заготовки при автоколебании

перемещений. Такое же предположение высказал и чехословацкий ученый И. Глустый. Движение инструмента по такой траектории изменяет толщину среза (рис. 286, б), а следовательно, и силу резания: при движении в сторону действия силы резания толщина среза будет больше, чем при движении инструмента навстречу силе резания.

На участке движения резца 1–2–3 (рис. 286, а, в) сила  $P$  производит положительную работу, так как ее направление почти совпадает с направлением движения резца  $\epsilon_1$ , а на участке 3–4–1 – отрицательную работу, так как теперь ее направление противоположно направлению движения резца  $\epsilon_2$ . Поскольку на пути 1–2–3 сила резания в среднем больше, чем на пути 3–4–1, за счет большей глубины резания, то в течение одного полного цикла колебания эта сила совершает некоторую положительную работу, поддерживающую колебательный процесс. Рассмотренная схема характерна для неустойчивого процесса.

Если фазовый сдвиг между колебаниями таков, что движение вершины инструмента по эллипсу будет происходить в обратном направлении, по часовой стрелке, как это показано на рис. 286, г, то система считается устойчивой. Изменение силы резания в этом случае будет оказывать демпфирующее действие на колебания, вызываемые внешними воздействиями не пополняя рассеиваемую энергию, как в неустойчивой системе, а наоборот, увеличивая это рассеяние.

Частота автоколебаний близка к частоте собственных колебаний узлов и деталей. Поэтому в станках наблюдаются высокочастотные колебания, соответствующие частоте собственных колебаний резца ( $f = 2000 \div 6000$  Гц), колебания средней частоты, соответствующие частоте собственных колебаний шпинделей ( $f = 200 \div 300$  Гц), и низкочастотные колебания суппортной группы или обрабатываемой детали ( $f = 80 \div 150$  Гц).

Фрикционные автоколебания проявляются главным образом в скачкообразном движении столов, суппортов и других деталей и вызываются переменностью сил трения в направляющих. Они определяются связями в упругой системе станка. Автоколебания при установочных пере-



мещениях узлов затрудняют получение точного положения последних, что отражается на точности обработки и производительности станка. Повышение жесткости привода и применение смазок, снижающих разницу между величинами коэффициентов трения покоя и движения, приводит к ослаблению влияния фрикционных автоколебаний [22, 49].

Оценка устойчивости динамической системы станков. Потеря системой устойчивости выражается в появлении вибраций инструмента, в неравномерном, скачкообразном перемещении узлов или их заклинивании. Поэтому очень важно обеспечить условия работы, необходимые для получения деталей с минимальными погрешностями размеров и формы.

Динамическая система станка образуется совокупностью упругой системы и рабочих процессов при их взаимодействии. Упругая система состоит из станка, приспособления, инструмента, детали (СПИД). Наиболее типичными рабочими процессами являются процесс резания, процесс трения и процессы в двигателе.

Воздействия на упругую систему изменяют положение деталей, образующих подвижное соединение, например резца и заготовки, суппорта и направляющих. Они выражаются в изменении их основных параметров: сечения резца, нормального давления на поверхностях трения и др. Например, упругая система деформируется силой резания. Это приводит к изменению относительного положения заготовки и инструмента, образующих подвижное соединение, что влечет за собой изменение голщины среза и, следовательно, силы резания.

Если упругая система деформируется силой трения, то деформирование вызывает изменение относительного положения ползуна и направляющих, которые образуют подвижное соединение, где протекает процесс трения. Изменение нормальной нагрузки изменяет силы трения, а следовательно, и вызываемую ею деформацию.

В приведенных примерах действующие на упругую систему силы нельзя считать внешними, так как они изменяются с изменением деформации системы.

Пренебрегая обратным воздействием упругой системы на рабочие процессы, в практике часто рассматривают только воздействие рабочих процессов на упругую систему. В этом случае силы являются внешними по отношению к системе. На рис. 287 представлена условная схема рабочих процессов. Упругой системе и каждому рабочему процессу как источнику воздействия на схеме соответствует отдельный прямоугольник. Словное воздействие и вызванные им деформации показаны стрелками. Кроме рабочих процессов, на упругую систему воздействуют периодические силы инерции неуравновешенных вращающихся деталей и узлов, имеющих возвратно-поступательное перемещение, пульсирующие нагрузки от насосов гидросистем, толчки и колебания, передаваемые через фундамент от других станков, и т. п. На рисунке они условно обозначены символом  $f(t)$

Условия протекания рабочих процессов могут измениться и от внешних причин. К ним относятся изменение припуска, переменность сечения срезаемого слоя при фрезеровании и протягивании, при обработке эксцентричных заготовок, прерывистых поверхностей и др. Эти воздействия по-

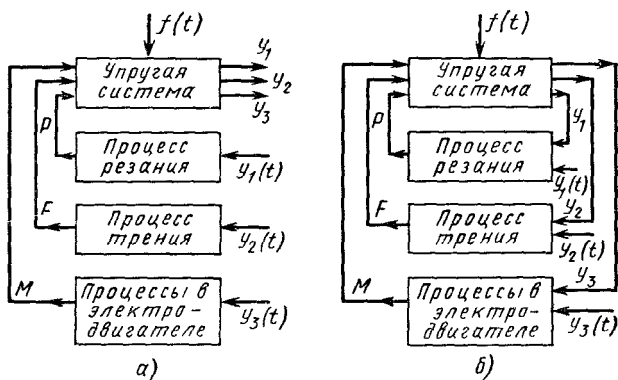


Рис. 287. Схемы динамической системы

казаны стрелками  $y(t)$  с соответствующими индексами. Называются они изменением настройки процессов.

В действительности упругая система оказывает обратные воздействия на резание, трение и процессы в двигателе, что принципиально меняет характер динамических явлений в станках. На рис. 287,б приведена схема динамической системы, на которой в дополнение к предыдущей схеме обратное воздействие упругой системы показано стрелками  $y_1, y_2, y_3$ . Воздействие рабочих процессов на упругую систему и обратные воздействия упругой системы на процессы называют связями; цепь воздействия, включающую элементы и связь между ними, — контуром связи. В соответствии с изложенным контур связи может быть замкнутым (рис. 287,б) и разомкнутым (рис. 287,а).

Замкнутая система реагирует на внешние воздействия иначе, чем незамкнутая. Система считается устойчивой, если, будучи выведенной из установившегося состояния внешними силами, а затем предоставленная самой себе, она возвращается к прежнему или новому устойчивому равновесию.

Устойчивость динамической системы станка оценивается по величине так называемой области устойчивости в пространстве параметров системы. Для оценки устойчивости пользуются амплитудно-фазовым критерием Найквиста — Михайлова. Он позволяет судить об устойчивости замкнутой системы станка по характеристике разомкнутой системы.

Допустим, что при определенной угловой скорости вала (шпинделя) сила резания будет  $P$  и относительная деформация  $y$  (см. рис. 286). Поскольку между изменениями толщины среза и силы резания существует сдвиг во времени, то запись будет иметь вид, изображенный на рис. 288,а. Здесь  $2A_{вх}$  — входная координата изображает силу,  $2A_{вых}$  — деформацию  $y$ , а  $\delta$  — смещение фазы колебаний. Если валу сообщить ряд угловых скоростей, то будут изменяться отношения  $A_{вых} : A_{вх}$  и величина смещения синусоид  $\delta$ . Сообщая валу различные угловые скорости  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ , получим соответствующие значения  $A_1 = A_{вых1} : A_{вх1}, A_2 = A_{вых2} : A_{вх2}, A_3 = A_{вых3} : A_{вх3} \dots, \delta_1, \delta_2, \delta_3 \dots$

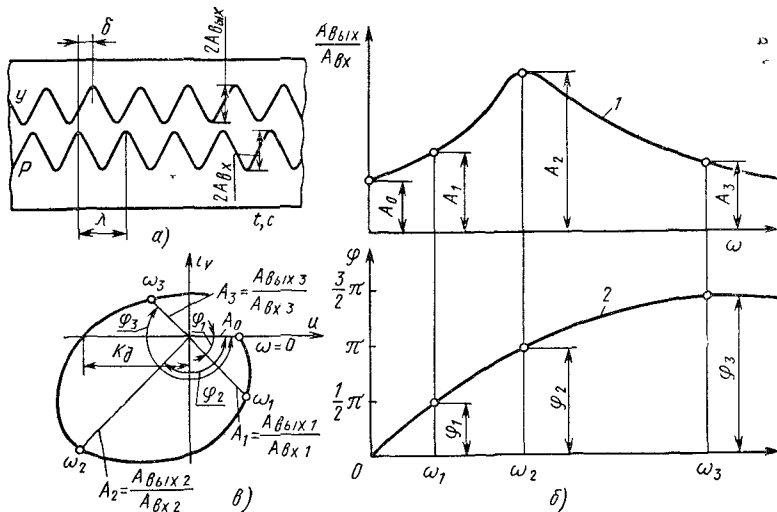


Рис. 288. Построение амплитудно-фазовой частотной характеристики

Для получения фаз колебаний по данным, взятым с пленки, находим углы

$$\varphi_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} 2\pi, \quad \varphi_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} 2\pi, \quad \varphi_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3} 2\pi \dots$$

На основании этих данных строятся амплитудная частотная 1 (рис. 288,б) и фазово-частотная 2 характеристики. Затем по этим двум графикам в полярных координатах строят амплитудно-фазовую частотную характеристику упругой системы (рис. 288,в). Углам  $\varphi = 0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots$  соответствуют радиус-векторы  $A_0, A_1, A_2, A_3 \dots$ . Чем больше отрезок  $k_D$ , отсекаемый характеристикой на отрицательной ветви вещественной оси, тем

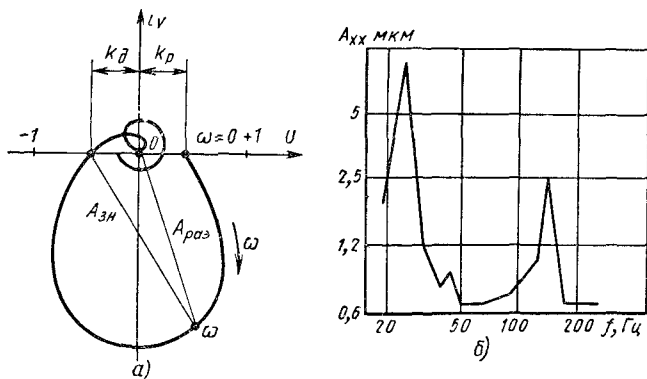


Рис. 289. Амплитудно-фазовая частотная характеристика (а) и частотный спектр колебаний холостого хода станка мод. 1К62 ( $\omega = 1250$  об/мин) (б)

ниже виброустойчивость системы. Замкнутая система является устойчивой, если амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы не охватывает точку с координатой  $-1$  на оси координат  $U$  (рис. 289,а). Поэтому отрезок  $k_d$ , отсекаемый амплитудно-фазовой характеристикой на отрицательной ветви вещественной оси координат, является выражением запаса устойчивости данной динамической системы. Чем меньше этот отрезок, тем более виброустойчив станок. При расчетах запас устойчивости оценивается величиной  $(1 - k_d) 100\%$ . Отрезок  $k_p$ , отсекаемый на положительной ветви  $U$ , характеризует технологическую жесткость системы. Чем меньше этот отрезок, тем выше динамическое качество станка.

Динамическая характеристика резания в настоящее время может быть определена экспериментально; ее сложность делает расчет возможным только на электронных вычислительных машинах.

### 3. Вынужденные колебания станков

Вынужденные колебания станков возникают под действием внешних периодических сил, вызванных прерывистым процессом резания (при строгании и фрезеровании), дисбалансом вращающихся деталей (шпинделей с инструментом), ошибками в зубчатых передачах и т. п. Уровень колебаний зависит от степени устойчивости системы: чем выше устойчивость, тем ниже этот уровень.

Одной из важных задач обеспечения устойчивости станка является оценка влияния вынужденных колебаний на точность обработки. В зависимости от частотного состава колебаний и скоростей относительного движения инструмента и обрабатываемой детали меняется характер нарушения формы ее поверхности. Шаг волны, образованной на поверхности детали,

$$l_b = v/f,$$

где  $v$  — скорость, м/с;  $f$  — частота колебаний, 1/с.

При малой скорости и высокой частоте колебания увеличивается шероховатость поверхности; большая скорость и низкая частота колебания приводят к образованию волнистости и микронарушениям формы поверхности. Кроме искажения поверхности детали, колебания существенно снижают долговечность станка и прежде всего режущего инструмента.

Частотный метод анализа динамики привода станков позволяет относительно просто определять вынужденные колебания замкнутых систем. Амплитуда вынужденных колебаний в зависимости от их частоты и устойчивости системы может быть оценена экспериментально по амплитудно-фазовой характеристике разомкнутой системы. При вынужденных колебаниях в станке погрешность обработки проявляется в виде микронеровностей на обрабатываемой поверхности. Амплитуда волны, представляющая собой амплитуду вынужденных колебаний  $A_f$  заготовки и инструмента в процессе резания (рис. 290,а),

$$A_f = A_{xx}/A_{3н};$$

здесь  $A_{xx}$  — амплитуда вынужденных колебаний заготовки и инструмента при холостом ходе станка (рис. 290,б);  $A_{3н}$  — безразмерная величина, пред-

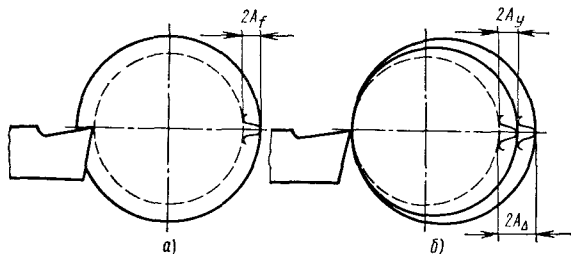


Рис. 290. Погрешности обработки при вынужденных колебаниях (а) и при переменном припуске (б)

ставляющая собой радиус-вектор амплитудно-фазовой характеристики разомкнутой системы, проведенной из точки  $(-1)$  до пересечения с ней в точке, соответствующей угловой скорости  $\omega_1$  (см. рис. 289,а).

При малых частотных колебаниях  $A_{3н} > 1$ ; следовательно, амплитуда  $A_f$  уменьшается по сравнению с  $A_{xx}$ , т. е. резание оказывает демпфирующее действие на процесс колебания. Если  $A_{3н} < 1$ , то колебания при резании интенсивнее, чем при холостом ходе; следовательно, амплитуда вынужденных колебаний растет, причем в тем большей степени, чем меньше запас устойчивости системы. Иначе говоря, при  $A_{3н} < 1$  колебания близки к резонансной зоне, и, следовательно, происходит их усиление.

Если амплитуда вынужденных колебаний заготовки и инструмента  $A_y$  возникает из-за эксцентрисичности заготовки, т. е. переменности сечения среза  $y(t)$  (рис. 290,б), то ее значение можно определить по формуле

$$A_y = A_{\Delta} \frac{A_{\text{раз}}}{A_{3н}}; \quad (57)$$

здесь  $A_{\Delta}$  — амплитуда колебаний припуска, т. е. амплитуда изменения настройки  $y(t)$ ;  $A_{\text{раз}}$ ,  $A_{3н}$  — длины векторов амплитудно-фазовой характеристики (см. рис. 289,а). Отношение в уравнении (57)  $A_{\text{раз}}$  к  $A_{3н}$ , как видно из рисунка, может быть больше или меньше единицы, в зависимости от величины  $\omega_1$ . Поэтому амплитуда колебаний при резании оказывается меньше или больше заданной амплитуды изменения припуска заготовки. При большой устойчивости станка, т. е. при малом значении отрезка  $k_d$ , отношение величин  $A_{\text{раз}}$  и  $A_{3н}$  близко к единице; амплитуда  $A_y$  вынужденных колебаний на собственных частотах может значительно уменьшиться при резании, станок будет работать спокойно.

Ошибки, допущенные при изготовлении и сборке элементов, составляющих упругую систему станка, как правило, вызывают снижение устойчивости системы. Одной из наиболее распространенных ошибок является овальность отверстия под шпиндельные подшипники. Жесткость шпинделя в этом случае различна по разным направлениям, вследствие чего устойчивость резко падает.

Нормирование уровня колебаний станков на холостом ходе способствует повышению их качества. В практике станкостроения разработаны стандарты на уровень колебаний станков: круглошлифовальных (ГОСТ 11654-72), внутришлифовальных (ОСТ 2Н78-2-71), токарных (ОСТ 2Н71-2-71), координатно-расточных (ОСТ 2Н72-2-71) и резьбошлифовальных (ОСТ 2Н75-8-71).

## Привод механизмов подачи

### 1. Кинематика привода подачи

Все типовые механизмы, применяемые в приводах главного движения, широко используются и в цепях подачи. Кроме того, имеется ряд простых передач, которые в силу недостаточной жесткости применяются реже. В отличие от приводов главного движения приводы подачи являются тихоходными, с большой степенью редукции. В результате их кинематическая структура содержит не только множительные механизмы, но и постоянные передачи.

В станкостроении широкое применение в цепи подачи получает тиристорный привод с высокомоментным электродвигателем для бесступенчатого регулирования с диапазоном регулирования частоты вращения 1:10000 и выше. Например, наша промышленность выпускает комплексный следяще-регулируемый электропривод постоянного тока серии ЭТ6С с высокомоментным двигателем. Электроподачи делятся на круговые и прямолинейные. Последние получили наибольшее распространение в станках. Они осуществляются путем добавления в конце кинематической цепи пары, преобразующей вращательное движение в поступательное (например, винт — гайка, колесо — рейка и кулачковые механизмы). Цепи деления, обката и дифференциала зубообрабатывающих станков являются также цепями подачи. Их конечные звенья совершают обычно вращательное движение. У большинства станков подачи непрерывные, в станках строгального и долбежного типа — периодические. Широко применяется и гидравлический привод. Привод механизмов подачи бывает общий с главным движением (см. рис. 9) и отдельный.

Характерным для механизмов подачи ряда станков является точность кинематических цепей. Резьбонарезные, обкаточные, делительные и подобные им цепи станков обладают очень высокой кинематической точностью, а ряд механизмов подачи имеет коррекционные устройства для исправления ошибок, возникающих из-за неточности ходовых винтов.

Привод подачи в современном станкостроении регулируется с помощью сменных колес, коробок подачи, сочетания тех и других. Кинематические схемы в цепях подачи в ряде случаев сложнее и разнообразнее, чем в приводах главного движения. На рис. 291, а, б, в показаны наиболее распространенные структурные схемы разделительных приводов подачи: а) с винтом и гайкой, б) с шестерней и рейкой, в) с кулачковым механизмом. В случае общего привода между двигателем и органом настройки подачи  $i_s$  помещается орган настройки главного движения —  $i_v$ . На рис. 291,г представле-

на цепь деления зубофрезерного станка, связывающая вращение заготовки 1 и червячной фрезы 2.

Методика кинематического расчета механизмов подач принципиально не отличается от расчета механизмов главного движения. Поскольку цепи передач подчас являются длинными, можно выделить множительную часть и рассчитать ее отдельно. Постоянные же передачи рассчитывают с учетом полученных результатов [8].

На рис. 292,а показана кинематическая схема общего привода подачи вертикально-сверлильного станка, выполненного по сложной структуре  $z = 3_1(3_3 + 1 \cdot 1 \cdot 1) = 12$ . От шпинделя I движение передается при помощи колес  $z_1 - z_2, z_3 - z_4 - z_5$  и блока колес  $z_6 - z_7, z_8 - z_9, z_{10} - z_{11}$ ; отсюда по первой цепи вращение следует через блок колес  $z_{12} - z_{13}, z_9 - z_{14}$  ( $z_9 - z_{14}$  — связанное колесо),  $z_{15} - z_{16}$  и далее через передачи  $z_{17} - z_{18}, z_{22} - z_{23}$  на реечное колесо  $z_{24}$ . При включении шестерен  $z_{13}$  и  $z_{21}$  движение передается по второй цепи колес  $z_{12} - z_{19}, z_{20} - z_{21}, z_{21} - z_{13}, z_{17} - z_{18}, z_{22} - z_{23}$ .

Ввиду малых передаточных отношений цепей механизмов подачи множительные механизмы можно рассчитывать по картине подач, почти не отличающейся от структурной сетки. Это позволяет иметь меньшие числа зубьев шестерен.

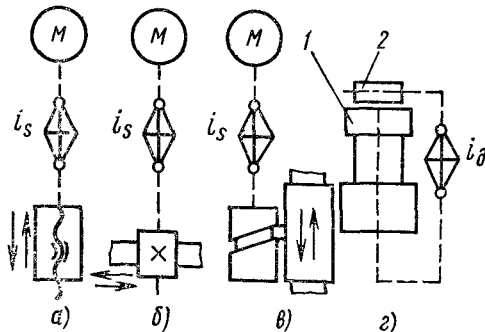
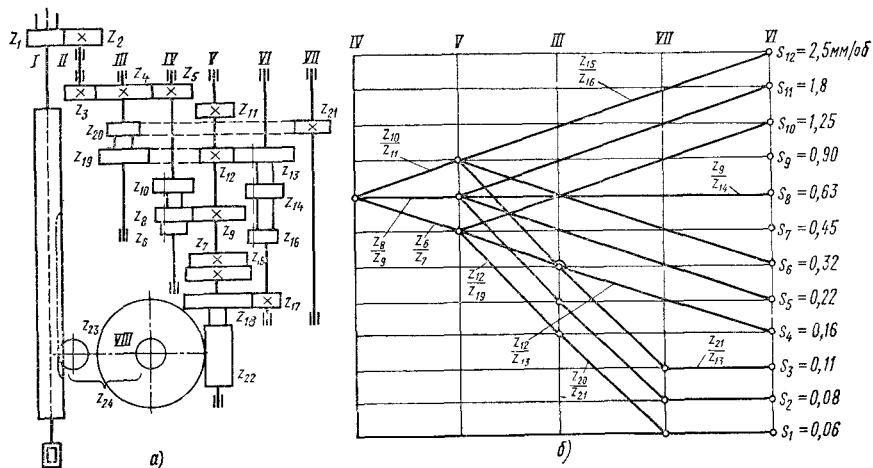


Рис. 291. Структурные схемы механизмов подачи



Пример Произвести расчет передаточных отношений зубчатых колес коробки подач сверлильного станка (рис. 292, а). Пределы подач 0,06–2,5 мм/об;  $\phi = 1,41$ ;  $z = 12 = 3_1(3_1 + 1 \cdot 1 \cdot 1)$ .

1. Строим картину подач для множительной части привода (рис. 292, б) Частоты вращения вала IV условно обозначены величиной подач  $s_1 - s_{12}$  ввиду их пропорциональности  $n_1 - n_{12}$ .

2. Из графика определяем передаточные отношения передач и числа зубьев:

$$\frac{z_6}{z_7} = \frac{26}{36}, \frac{z_8}{z_9} = \frac{31}{31}, \frac{z_{10}}{z_{11}} = \frac{36}{26}, \frac{z_{12}}{z_{13}} = \frac{16}{45};$$

$$\frac{z_9}{z_{14}} = \frac{31}{31}, \frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{45}{16}, \frac{z_{12}}{z_{19}} = \frac{16}{45}, \frac{z_{20}}{z_{21}} = \frac{16}{45}, \frac{z_{21}}{z_{13}} = \frac{45}{45}.$$

3. Передаточные отношения постоянных передач можно определить следующим образом. Согласно уравнению (7)

$$106 \cdot \pi m_{24} z_{24} = s \text{ мм/об.}$$

Расчет удобно производить по  $s_8 = 0,63$  мм/об. В этом случае по графику подач  $z_8 : z_9 = z_9 : z_{14} = 1$ . Передача  $z_{17} - z_{18}$  работает между валами IV и V и поэтому сумма чисел зубьев должна равняться 62. Примем  $z_{17} = 20$ ;  $z_{18} = 42$ . Задаемся  $m_{24} = 3,5$  мм;  $z_{24} = 12$ ;  $z_{22} : z_{23} = 1 : 60$ . Уравнение кинематического баланса будет

$$\frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{z_4}{z_5} \frac{z_8}{z_9} \frac{z_9}{z_{14}} \frac{z_{17}}{z_{18}} \frac{z_{22}}{z_{23}} \pi m_{24} z_{24} = s_8.$$

Подставляя известные величины, получим

$$\frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \frac{z_4}{z_5} = \frac{0,63}{1 \cdot 1 \cdot \frac{20}{42} \cdot \frac{1}{60} \cdot 3,14 \cdot 3,5 \cdot 12} = \frac{1}{1,66} \approx \frac{30}{35} \frac{28}{62} \frac{62}{40}.$$

В связи с тем, что сумма зубьев передач группы  $z_{12} - z_{16}$  равна 61, а передач, имеющих передаточное отношение 1:1, — 62, нужно произвести коррекцию колес.

## 2. Кинематика привода резьбонарезных цепей

Принципиальная схема резьбонарезной цепи представлена на рис. 293. Начальным звеном цепи является шпиндель I. С помощью колес  $z_1 - z_2$ ,  $a - b$ ,  $c - d$  вращение передается ходовому винту 3 с шагом  $t_B$ . Винт сообщает прямолинейное перемещение гайке 4 вместе с суппортом 1, несущим инструмент 2. Для получения резьбы заданного шага  $t_H$  механизм должен за один оборот заготовки переместить суппорт на величину хода резьбы  $s_H = k_H t_H$ , где  $k_H$  — число заходов нарезаемой резьбы. Согласно уравнению (7) можем написать

$$106 \cdot \frac{z_1}{z_2} \frac{a}{b} \frac{c}{d} k_B t_B = k_H t_H,$$

где  $k_B$  — число заходов ходового винта.

Решая данное уравнение относительно  $\frac{ac}{bd}$  и обозначая

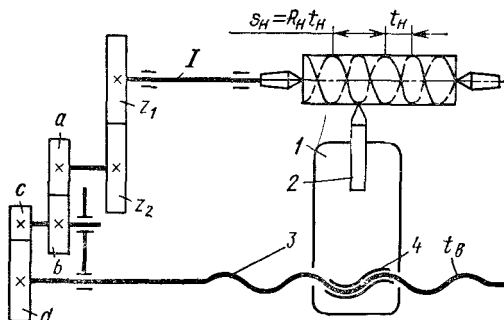


Рис. 293. Кинематическая схема резьбонарезной цепи со сменными колесами



все постоянные величины через  $C$ , получим формулу настройки сменных колес на гитаре:

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = C \frac{k_H t_H}{k_B t_B}.$$

Величину  $C$  называют постоянной кинематической цепи; обычно  $C = 1$  или  $0,5$ .

Ходовые винты резьбонарезных станков обычно имеют  $k_B = 1$ . Поэтому уравнение настройки для нарезания однозаходных резьб имеет вид

$$\frac{a}{b} \frac{c}{d} = C \frac{t_H}{t_B}. \quad (58)$$

Величины шага ходового винта и шага нарезаемой резьбы в уравнении (57) должны быть выражены в одних и тех же единицах измерения, например в миллиметрах. Если ходовой винт и нарезаемая резьба метрические, то величину шага подставляют непосредственно в формулу настройки (57). Для модульной резьбы  $t_H = m_p \pi : k_H$ , где  $m_p$  — модуль; для дюймовой резьбы  $t_H = 1'' : n_p k_H$ , где  $n_p$  — число витков на  $1''$ .

Поскольку  $1'' = 25,4$  мм и  $\pi$  не могут быть целым числом миллиметров, то пользуются их значениями, в зависимости от допустимой погрешности шага резьбы (табл. 23).

Таблица 23

Значения $1''$ и $\pi$			
Значение $1'' = 25,4$ мм	Погрешность на $1''$ м резьбы, мм	Значение $\pi = 3,1415926$	Погрешность на $1''$ м резьбы, мм
$\frac{127}{5}$	0	$\frac{5}{113}$	0
$\frac{40}{7} \frac{40}{9}$	-0,0125	$\frac{13}{4} \frac{29}{30}$	+0,002
$\frac{18}{17} \frac{24}{17}$	+0,046	$\frac{19}{127} \frac{21}{127}$	+0,004
$\frac{11}{13} \frac{30}{13}$	-0,061	$\frac{22}{7}$	+0,040

На рис. 294,а показана схема механизма подачи для нарезания резьбы без подбора сменных колес. В кинематическую схему, кроме гитары с колесами  $a-b$ ,  $c-d$  включают звенья настройки, обеспечивающие ряд передаточных отношений (на рисунке — механизм Нортон), и множительные механизмы, обычно удваивающие передачи. Пусть  $i_P$ ,  $i_G$ ,  $i_H$  и  $i_M$  — передаточные отношения постоянных передач, колес гитары, механизма Нортон и множительного механизма; тогда на основании уравнения (7)

$$1 \text{ об} \cdot i_P i_G i_H i_M k_B t_B = k_H t_H.$$

При постоянной настройке удваивающего множительного механизма передаточное отношение механизма Нортон при нарезании метрической резьбы

$$i_H = \frac{k_H t_H}{i_P i_G i_M k_B t_B} = \frac{k_H t_H}{C_M}.$$

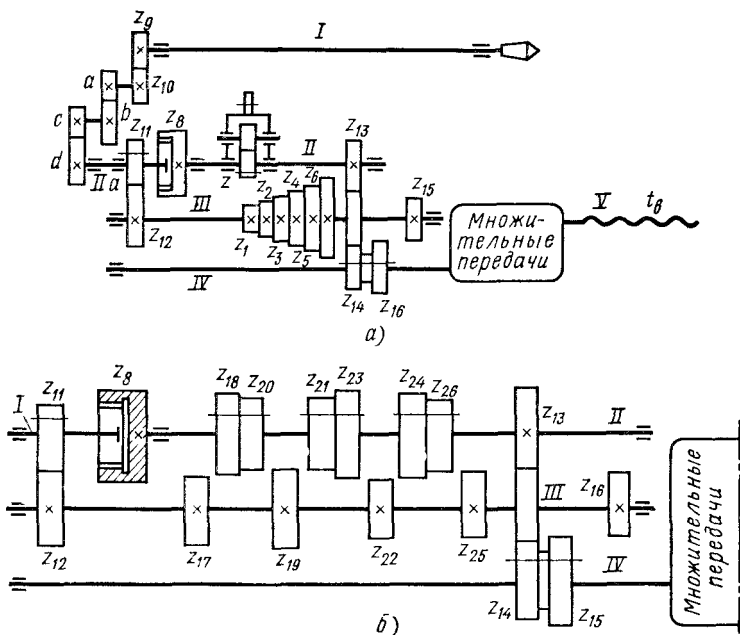


Рис. 294. Кинематические схемы резьбонарезных цепей без подбора сменных колес

Аналогично этому при нарезании дюймовой резьбы

$$i_n = \frac{c_d k_n}{n_p}$$

На этой основе можно сделать следующий вывод: передаточное отношение звеньев настройки пропорционально шагу нарезаемой резьбы (или числу ниток на  $1'' - n_p$ ). При нарезании метрических резьб с различным шагом в выражении  $i_n$  меняется только числитель, знаменатель остается неизменным; при нарезании дюймовых резьб — наоборот. Этому условию удовлетворяет механизм Нортонa, у которого при нарезании метрических резьб ведущим звеном является блок зубчатых колес, при нарезании дюймовых резьб — передвижное колесо. Модульные резьбы нарезаются аналогично метрическим.

На рис. 294 показано положение колес, при котором блок  $z_1 - z_6$  является ведущим звеном. Если переместить колесо  $z_{11}$  вправо и сцепить его с колесом внутреннего зацепления  $z_8$ , то вал II и колесо  $z_7$  становятся ведущими звеньями, а блок  $z_1 - z_6$  — ведомым. Поскольку числа зубьев блока  $z_1 - z_6$  пропорциональны шагам нарезаемых резьб, то

$$z_1 = C k_n t_n. \quad (59)$$

Значение  $C$  принимаем таким, чтобы минимальное число зубьев блока не было менее 28: Передаточное отношение остальных передач определяют на основании уравнения кинематического баланса.

**Пример 1.** Произвести кинематический расчет резьбонарезной цепи (рис. 294,а) для нарезания однозаходных резьб ( $k = 1$ ): метрической с шагом  $t_n = 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6$  мм; модульной с модулем  $m_n = 1; 1,25; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7$  мм; дюймовой с числом ниток на  $1'' n_p = 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 28$ .

Расположим заданные размеры резьбы в табл. 24 таким образом, чтобы, во-первых, по горизонтальным строчкам шаги удваивались и, во-вторых, совпадали цифровые значения для метрических, модульных и дюймовых резьб. Например,  $t_n = 4, m_p = 4, n_p = 4; t_n = 5, m_p = 5, n_p = 5$  и т. д. Значение шагов резьбы по вертикали можно получить переключением механизма Нортонa, по горизонтали — переключением множительного механизма с передаточным отношением 1:2, 1:1 и 2:1. Механизм Нортонa можно рассчитать по любому столбцу. Примем, например, третий столбец для метрических резьб, для которого  $i_M = 2:1$ .

Таблица 24

Передаточное отношение множительного механизма

№ ступени механизма Нортонa	Метрическая резьба			Модульная резьба			Дюймовая резьба		
	1:2	1:1	2:1	1:2	1:1	2:1	1:2	1:1	2:1
1	1	2	4	1	2	4	16	8	4
2	—	—	4,5	—	2,25	4,5	18	9	—
3	1,25	2,5	5	1,25	2,5	5	20	10	5
4	—	—	5,5	—	2,75	5,5	—	11	—
5	1,5	3	6	1,5	3	6	24	12	6
6	1,75	3,5	7	1,75	3,5	7	28	14	7

1. Задаемся  $S = 8$ ; тогда на основании равенства (59) получим  $z_1 = 8 \cdot 1 \cdot 4 = 32$ ;  $z_2 = 8 \cdot 1 \cdot 4,5 = 36$ ;  $z_3 = 8 \cdot 1 \cdot 5 = 40$ ;  $z_4 = 8 \cdot 1 \cdot 5,5 = 44$ ;  $z_5 = 8 \cdot 1 \cdot 6 = 48$ ;  $z_6 = 8 \cdot 1 \cdot 7 = 56$ . Принимаем число зубьев передвигного колеса  $z_7 = z_1 = 32$ .

2. Передаточное отношение постоянных колес обычно равно единице, тогда при нарезании метрических и модульных резьб

$$i_n = \frac{z_9 \cdot z_{11} \cdot z_{13}}{z_{10} \cdot z_{12} \cdot z_{14}} = 1,$$

дюймовых резьб

$$i'_n = \frac{z_8 \cdot z_{15}}{z_{10} \cdot z_{16}} = 1.$$

3. Передаточное отношение на гитаре можно определить на основе табл. 24 для любой резьбы:

$$i_n = \frac{z_1}{z_7} = \frac{32}{32} = 1; i_M = 1:2.$$

Задаемся шагом винта:  $t_p = 6$  мм. На основании уравнения (58)

$$1 \text{ об.} \cdot i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} t_p = t_n = 1 \text{ об.} \cdot i_{\Gamma} \cdot 1 \frac{1}{2} \cdot 6 = 1.$$

Отсюда

$$i_{\Gamma} = \frac{a \cdot c}{b \cdot d} = \frac{1}{3} = \frac{20}{60}.$$

При нарезании модульной резьбы при  $m_p = 1$

$$1 \text{ об.} \cdot i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} i_{\Gamma} t_p = \pi m_p = 1 \text{ об.} \cdot i_{\Gamma} \cdot 1 \frac{1}{2} \cdot 6 = \pi \cdot 1;$$

$$i_{\Gamma} = \frac{a_1 \cdot c_1}{b_1 \cdot d_1} = \frac{\pi}{3} = \frac{26}{24} \frac{29}{30}.$$

Для нарезания дюймовой резьбы пусть  $n_p = 4$ ; тогда из табл. 24  $i_n = 1$  и  $t_M = 2$ . Из уравнения кинематического баланса

$$1об. \cdot \frac{i_n'' i_n' i_M t_B}{n_p} = \frac{25,4}{n_p} = 1об. \cdot 1 \cdot i_n'' \cdot 1 \cdot 2 \cdot 6 = \frac{25,4}{4}.$$

Отсюда

$$i_2'' = \frac{a_2}{b_2} \cdot \frac{c_2}{d_2} = \frac{127}{60} \cdot \frac{20}{80}.$$

Обычно в токарно-винторезных станках при переходе от метрических и дюймовых резьб к модульным и питчевым заменяют гитару с таким расчетом, чтобы отношение  $i_n' : i_n = \pi$ . В ряде случаев его принимают равным  $0,25\pi$  и  $0,5\pi$ .

Можно провести расчет таким образом, чтобы на гитаре, например, при нарезании метрических и дюймовых резьб стояли одни и те же колеса. Пусть, по предыдущему,  $i_n' = 20/60$ ; тогда в резьбонарезной цепи дюймовых резьб  $i_n \neq 1$ . Найдем его значение из уравнения кинематического баланса. Пусть  $n_p = 8$  ниток на  $1''$ ; тогда  $i_n = 1$  и  $i_M = 1$ :

$$1об. \cdot i_n' \cdot \frac{20}{60} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 6 = \frac{25,4}{8}.$$

Поскольку мы приняли  $\frac{z_9}{z_{10}} = 1$ , то  $\frac{z_{15}}{z_{16}} = \frac{127}{80}$ .

Иногда при проектировании резьбонарезных цепей отказываются от механизма Нортонa, заменяя его значительно более жесткими механизмами, состоящими из ряда двойных блоков. При этом, вследствие того, что скачок нарезаемых резьб незначительный, применяют передачи, показанные на рис. 254,б. Это позволяет сократить количество шестерен. Расчет покажем на следующем примере.

**Пример 2.** Допустим вместо механизма Нортонa, расположенного на валах II и III (рис. 294,а), установлено шесть передач, выполненных с тремя двойными блоками (рис. 294,б). Пусть далее при нарезании метрической резьбы положение шестерен  $z_{11}$  и  $z_{14}$  будет такое же, как и в предыдущем случае. Все данные для расчета и группировку резьб оставляем без изменения.

1. Находим расчетную формулу для определения  $i_{бл}$  — передаточного отношения передач между валами III и II. Согласно равенству (58)

$$1об. \cdot \frac{i_n i_n' i_M t_B}{n_p} = t_n.$$

Примем  $i_n = 1$ ,  $i_n' = 1 : 4$ ,  $i_M = 2$ ,  $t_B = 6$  мм; решим уравнение относительно  $i_{бл}$ , подставляя значение известных величин, определим

$$i_{бл} \cdot \frac{1}{i_n i_n' i_M} \cdot \frac{t_B}{t_B} = \frac{1}{1 \cdot 4} \cdot \frac{1 t_n}{1 \cdot 6} = \frac{t_n}{3}.$$

2. Определяем передаточные отношения и числа зубьев колес множительного механизма. Поскольку  $i_M = 2$ , расчет ведем для ряда шагов, помещенных в табл. 24 в столбце 2 : 1 метрической резьбы:

$$\frac{z_{17}}{z_{18}} = \frac{4}{3} = \frac{56}{42}; \quad \frac{z_{19}}{z_{20}} = \frac{4,5}{3} = \frac{45}{30};$$

$$\frac{z_{19}}{z_{21}} = \frac{5}{3} = \frac{45}{27}; \quad \frac{z_{22}}{z_{23}} = \frac{5,5}{3} = \frac{68}{36};$$

$$\frac{z_{22}}{z_{24}} = \frac{6}{3} = \frac{66}{33}; \quad \frac{z_{25}}{z_{26}} = \frac{7}{3} = \frac{70}{30}.$$

3. Получим две группы зубчатых колес, имеющих суммы чисел зубьев 98—102 и 72—75. Так как эти суммы значительно различаются, необходимо принять два значения модулей

зацепления. Для расчета примем  $s_{z_1} = 100$  и  $s_{z_2} = 75$ . Обозначая модули через  $m_1$  и  $m_2$ , можем записать  $m_1 s_{z_1} = m_2 s_{z_2}$ . Задаемся  $m_2 = 2$  мм. Тогда

$$m_1 = \frac{s_{z_2}}{s_{z_1}} m_2 = \frac{75}{100} \cdot 2 = 1,5 \text{ мм.}$$

Все колеса, кроме  $z_{19} - z_{20}$  и  $z_{25} - z_{26}$ , должны подвергнуться коррекции, так как они имеют отклонение от расчетного межцентрового расстояния. Передача  $z_{11} - z_{12}$  должна иметь число зубьев  $s_{z_1} = 100$  и передаточное отношение 1, т. е.  $z_{11} = z_{12} = 50$ .

4 Определяем межосевое расстояние между валами II и III

$$A = 0,5m_1s_{z_1} = 0,5m_2s_{z_2} = 0,5 \cdot 1,5 \cdot 100 = 0,5 \cdot 2 \cdot 75 = 75 \text{ мм.}$$

5 Модульная резьба нарезается при том же положении зубчатых колес  $z_{11}$  и  $z_{14}$ . Для нарезания двоймовых резьб надо зацепить колеса  $z_{11}$  с  $z_8$  и  $z_{15}$  с  $z_{16}$ .  
Сменные колеса на гитаре определяются по предыдущему

В ряде случаев, особенно в токарно-винтовых станках, для увеличения шага нарезаемых резьб используют часть кинематической цепи главного движения, называемую звеном увеличения шага. Смысл этого мероприятия заключается в том, что для увеличения передаточного отношения механизма подачи используют передачи привода коробки скоростей. Отбор мощности на механизм подачи производится от одного из валов, предшествующего шпинделю. Благодаря этому передаточные отношения всей цепи увеличиваются, например, для токарно-винторезного станка 1К62, в 2,8 и 32 раза.

### 3. Механизмы, суммирующие движения

Для суммирования движения на одном звене в кинематические цепи некоторых станков вводят специальные механизмы: винтовые и червячные передачи, дифференциалы с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами.

На рис. 295,а и б, показаны схемы дифференциальных механизмов, составленных из цилиндрических колес. На валах I и III (рис. 295,а) жестко установлены зубчатые колеса  $z_1$  и  $z_4$ . Полный вал II имеет водило, в которое вмонтирован сателлитный вал I с колесами  $z_2$  и  $z_3$ . Движение любых двух валов может суммироваться на третьем валу. Наиболее часто в практике станкостроения суммируют вращение валов I и II. Передаточное отношение механизма может быть найдено любым способом, изложенным в курсе «Теория механизмов и машин».

Приведем еще один способ суммирования, носящий название правила Сваппа. Допустим, что необходимо просуммировать вращение валов I и II на валу III. Задача решается в два этапа. Сначала рассматривают случай, когда ведет только вал I, а вал II неподвижен, а затем, наоборот, — рассматривается ведущим вал II, а неподвижен вал I.

В первом случае передача работает как обыкновенная, и передаточное отношение ее

$$i_{I-III} = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}.$$

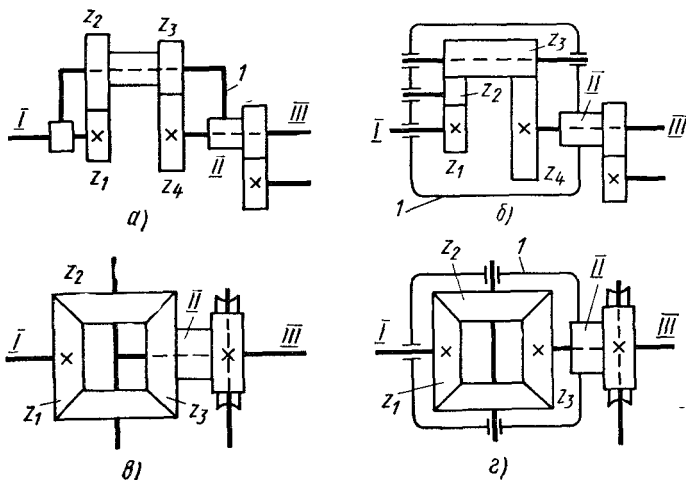


Рис. 295. Схемы дифференциальных механизмов

Второй случай более сложный. Для его решения воспользуемся данными табл. 25. Считая механизм жестким, повернем валы *I*, *II* и *III* по часовой стрелке на +1 оборот. Зафиксируем это обстоятельство в таблице. Но вал *I* по условию должен быть неподвижным. Оставляя на месте вал *II*, поворачиваем вал *I* на -1 оборот (в обратном направлении). Тогда вал *III* сделает  $-\frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}$  оборота. Просуммировав вращения, записываем результат в третью строчку таблицы. Передаточное отношение механизма от вала *II* к валу *III*

$$i_{II-III} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4}.$$

Если частота вращения валов *I*, *II* и *III* —  $n_I, n_{II}, n_{III}$ , то

$$\begin{aligned} n_{III} &= n_I, \quad i_{I-III} + n_{II-III} = \\ &= n_I \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} + n_{II} \left( 1 - \frac{z_1}{z_2} \frac{z_3}{z_4} \right). \end{aligned}$$

Механизм, показанный на рис. 295.б, отличается от предыдущего формой водила *I*. Вместо блока сателлитных колес  $z_2$  и  $z_3$  здесь установлено одно удлиненное колесо  $z_3$  и промежуточное  $z_2$ . Передаточное отношение механизма от звеньев *I* и *II* к звену *III* согласно предыдущему правилу

$$i_{I-III} = \frac{z_1}{z_4}; \quad i_{II-III} = 1 + \frac{z_1}{z_4}.$$

Таблица 25

Таблица для пересчета передаточных отношений

Вал <i>I</i> неподвижный	Вал <i>II</i> ведущий	Вал <i>III</i> ведомый
+1	+1	+1
-1	0	$-\frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$
0	+1	$1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$

Таблица для расчета передаточных отношений

Вал I ведущий	Вал II неподвижный	Вал III ведомый
+1	+1	+1
+1	-1	0
+2	0	+1

Большое распространение в станках получил конический дифференциал (рис. 295,б). На валу I жестко установлено коническое зубчатое колесо  $z_1$ . Вал III — полый и связан с коническим колесом  $z_3$ . Вал III имеет поперечную ось с двумя колесами  $z_2$ . Числа зубьев всех колес одинаковы. Передаточное отношение механизма находим по предыдущему. Пусть вал I будет ведущим, вал II — неподвижным, а вал III — ведомым. Повернем весь механизм на 1 оборот по часовой стрелке и запишем данные в табл. 26. Вал II должен быть неподвижным, поэтому вернем его на место. Вал I от этого повернется на +1 оборот. Передаточное отношение от вала I к валу III  $i_{I-III} = 1:2$  или от вала III к валу I  $i_{III-I} = 2$ . Аналогично этому определяем передаточное отношение при неподвижном валу I и ведущем валу II.

В коническом дифференциале, изображенном на рис. 295,з, поперечная ось с сателлитными колесами  $z_2$  смонтирована в водиле I, связанном с валом II. Передаточное отношение от звеньев I и II к звену III  $i_{I-III} = -1$  и  $i_{II-III} = 2$ .

#### 4. Устройства для изменения направления движения исполнительных механизмов

Реверсирование движений в металлорежущих станках может быть осуществлено с помощью реверсирования электродвигателя, гидродвигателя и механических устройств. Чаще реверсирование осуществляется с помощью цилиндрических и конических зубчатых передач. На рис. 296, а, б показаны механизмы реверса с цилиндрическими колесами. При передаче движения через два зубчатых колеса валы I и II вращаются в разных направлениях, а при передаче через три зубчатых колеса — в одном направлении.

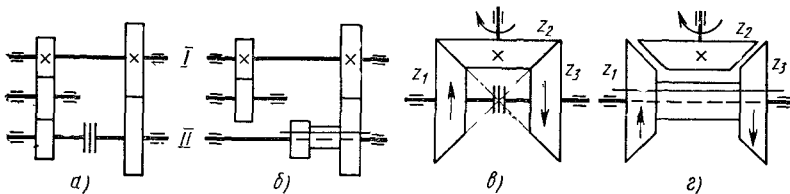


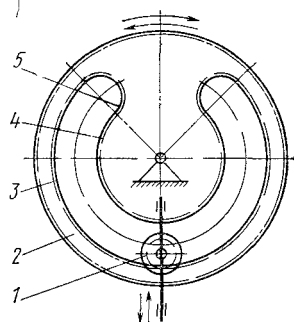
Рис. 296. Схемы реверсирующих механизмов

Рис. 297. Схема реверсивного зубчатого механизма

Работа реверсивных устройств с коническими колесами основана на том, что два колеса  $z_1$  и  $z_3$ , находясь в зацеплении с колесом  $z_2$  (рис. 296, в, г), вращаются в противоположных направлениях. В этом случае реверсирование производят переключением муфты (рис. 296, в) или перемещением блока колес  $z_1 - z_3$  (рис. 296, г).

В станках, которые требуют частого реверсирования, в конструкциях, изображенных на рис. 296, а, в, устанавливают фрикционные муфты, в механизмах токарных, карусельных и фрезерных станков — чаще всего кулачковые муфты [3].

В некоторых моделях зубообрабатывающих станков находят применение зубчатые колеса для получения возвратно-вращательного движения (рис. 297). Ведущим звеном в таких механизмах является колесо 1, а ведомым — два концентрических зубчатых сектора внутреннего зацепления 3 и наружного зацепления 4, соединенных по концам секторами 5. Поскольку центр вращения колеса 2 неподвижен, центр вращения колеса 1 при зацеплении с различными колесами меняет свое положение. Поочередное зацепление производится при помощи копировального механизма, устанавливающего соответствующее межосевое расстояние. Во время работы частота вращения колеса 2 и его направление меняются в зависимости от того, с каким колесом связано ведущее звено [3].



## 5. Механизмы обгона

В ряде случаев вращение одному валу от двух самостоятельных приводов может быть передано через механизм обгона. На рис. 298, а показано устройство, состоящее из храпового колеса 1, жестко насаженного на вал 4, и защелки 3, связанной с диском 2. Диск свободно вращается на валу и может приводиться в движение от зубчатого колеса 5. Если сообщить вращение диску по стрелке, защелка 3 поведет храповое колесо с валом 4.

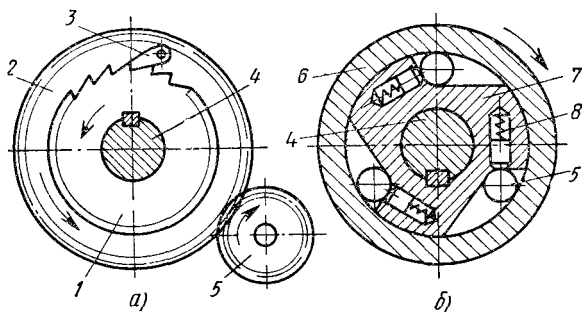


Рис. 298. Механизмы обгона



Если последнему сообщить большую частоту вращения в том же направлении (от другого источника движения), то оно начнет обгонять диск 2. Защелка 3 препятствовать этому обгону не будет. После выключения быстрого вращения вала 4 защелка зацепит храповое колесо и поведет его снова. Таким образом механизм обгона позволит, не выключая привода медленного вращения, включать быстрое вращение вала 4.

На рис. 298,б представлен роликовый механизм обгона, получивший наибольшее распространение. На валу 4 свободно насажена втулка 6, а на шпонке — диск 7, имеющий три выреза. Внутри последних находятся ролики 5, поджимаемые пружинами 8. Медленное вращение по часовой стрелке получает втулка 6. Ролики, увлекаемые силами трения и поджимаемые пружинами, попадают в клиновое пространство и заклиниваются между внутренней поверхностью втулки 6 и вырезами диска 7. В результате этого диск начинает медленно вращаться вместе с валом 4. Если последнему сообщить от другого источника большую угловую скорость в том же направлении (по часовой стрелке), то вместе с ним получит вращение и диск 7. Ролики вместе с диском начнут обгонять втулку 6 и расклинятся. При выключении быстрого вращения ролики заклиниваются, и вал снова получит малую скорость вращения.

Механизм может работать и по другому варианту. Если ведущим звеном будет диск 7 и вращение его происходит против часовой стрелки, то втулка 6 окажется ведомой. При реверсировании механизм расклинивается.

## 6. Механизмы для осуществления периодических движений

Для осуществления периодических вращений валов в станкостроении используют в основном храповые и мальтийские механизмы. Первые применяют в тех случаях, когда необходимо осуществлять прерывистые движения рабочих органов в течение коротких промежутков времени.

На рис. 299,а показана схема храпового механизма с наружным зацеплением. Собачка 1, получая качательное движение, захватывает зубья храпового колеса 2 и поворачивает его вокруг оси вала 1 в одном направлении. Возвращаясь в исходное положение, собачка проскальзывает по зубьям, и последние остаются в покое. Схема храпового механизма с внутренним зацеплением показана на рис. 299,б. Собачка 1 установлена на диске 3, вал которого совершает качательное движение. При этом собачка за-

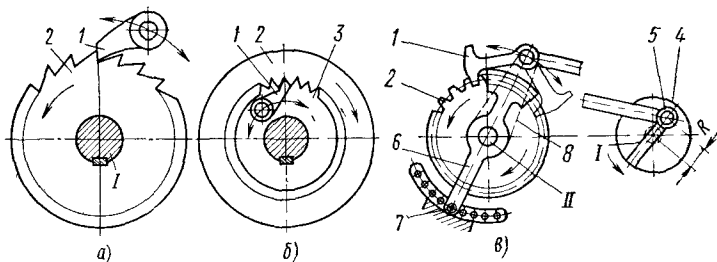


Рис. 299. Механизмы для осуществления прерывистых движений

## 7. Силовой расчет механизмов подачи

Тяговая сила, необходимая для преодоления сил полезного сопротивления,

$$P = k_n P_x + F,$$

где  $P_x$  — составляющая сила резания, действующая в направлении подачи;  $k_n$  — коэффициент, учитывающий влияние опрокидывающего момента, который возникает вследствие несимметричного приложения силы подачи;  $F$  — сила трения в направляющих; определяется по экспериментальным формулам, рекомендуемым нормалью станкостроения Н48—61 (табл. 27).

Таблица 27

Расчетные формулы для определения силы трения

Наименование	Сила трения $F$	Коэффициенты	
		$k_n$	$f$
Суппорты токарных станков с призматическими и комбинированными направляющими	$(P_z + Q)f$	1,15	0,15—0,18
Суппорты токарных и револьверных станков, столов фрезерных станков с прямоугольными направляющими	$(P_z + 2P_y + Q)f$	1,1	0,15
Столы фрезерных станков с направляющими в форме ласточкина хвоста	$(P_z + 2P_y + Q)f$	1,4	0,20
Шпиндели сверлильных станков	$\frac{2M_p}{d}f$	1,0	0,15

Обозначения:  $P_1$ ;  $P_z$  — составляющие сил резания, Н;  $Q$  — вес движущихся частей, Н;  $f$  — приведенный коэффициент трения;  $M_p$  — крутящий момент от силы резания, Н·м,  $d$  — диаметр сверла, м.

Уравнение работы за один оборот вала конечного звена составит

$$PH = 2\pi M_k,$$

где  $P$  — тяговая сила подачи;  $H$  — ход кинематической пары, преобразующей вращательное движение в прямолинейное;  $M_k$  — крутящий момент на валу конечного звена кинематической цепи, воспринимающей тяговую силу.

Отсюда крутящий момент без учета КПД

$$M_k \frac{PH}{2\pi} = \frac{Ps}{2\pi i}, \quad (60)$$

где  $s$  — подача, м/об;  $i$  — передаточное отношение цепи от шпинделя до звена, преобразующего вращательное движение в поступательное.

Расчетное значение  $M_k$  соответствует максимальным значениям тяговой силы  $P$  и подачи  $s$ . Следовательно, крутящий момент в механизмах подачи прямо пропорционален подаче. Из этого следует, что расчетной цепью механизма подачи является цепь наибольших подач [35].

В механизмах подачи переходные процессы оказывают значительно меньшее влияние на работоспособность системы вследствие ее тихоходности. Вместе с тем при реверсе столов фрезерных, шлифовальных и других станков имеет место автоколебательная система. Это особенно заметно, если механизмы главного движения и подачи кинематически связаны между собой [55].

Тяговая сила, необходимая для быстрого перемещения столов, суппортов, порталов и других массивных частей станка, во время холостого хода затрачивается на преодоление сил трения в направляющих и сил инерции от массы быстроперемещающихся частей:

$$P = Qf \pm m_c a, \quad (61)$$

где  $Q$  — вес движущихся частей;  $m_c$  — масса движущихся частей;  $f$  — коэффициент трения;  $t$  — время разгона;  $a$  — ускорение; при равноускоренном движении  $a = v:t$ , где  $v$  — скорость (для современных станков  $v = 0,06 \div 0,2$  м/с).

Равномерность движения подачи имеет первостепенное значение, и особенно для прецизионных станков. Перемещение столов и суппортов при низких скоростях движения происходит в режиме смешанного трения скольжения в направляющих. В зависимости от условий трения и смазки наблюдается скачок коэффициента трения при переходе от состояния покоя к движению, благодаря чему движение салазков в направляющих носит неравномерный скачкообразный характер. При повышении скорости движения скачки переходят в колебания, близкие к гармоническим, и по достижении некоторой критической скорости движения становятся равномерными. Величина этой скорости определяется по приближенной формуле [49]

$$v_k = \Delta f P / \sqrt{C m_c \Psi},$$

где  $\Delta f$  — разность коэффициентов статического и кинематического трения;  $P$  — нормальная сила на направляющих;  $C$  — коэффициент приведенной крутильной жесткости привода подачи;  $m_c$  — масса перемещающейся части станка;  $\Psi = 1 \div 2$  — коэффициент относительного рассеяния энергии при колебаниях в приводе.

Анализ уравнения показывает, что для снижения критической скорости скольжения необходимо уменьшить разницу между статическим и кинематическим коэффициентами трения. Это достигается применением смазки, содержащей специальные присадки (например, стеората алюминия), благодаря чему обеспечивается низкий и практически постоянный коэффициент трения ( $f = 0,08$ ). Возможен также переход к направляющим, у которых трение скольжения заменено трением качения. Повышение жесткости привода  $C$  также уменьшает величину скачков и снижает критическую скорость.

Накладные направляющие из разных материалов, в том числе синтетических, способны уменьшить как абсолютную величину силы трения, так и разницу между величинами сил трения покоя и движения. При сохранении падающей характеристики сил трения неравномерность движения может быть уменьшена за счет устранения зазоров в местах сопряжения деталей привода.

**Пример.** Произвести силовой расчет продольно-фрезерного станка, имеющего рабочую поверхность стола  $1,8 \times 6$  м<sup>2</sup>, число шпинделей 4; сила резания на четырех суппортах  $P_z = 200$  кН. Направляющие имеют прямоугольную форму.

1. Определяем силу трения в прямоугольных направляющих по табл. 27. Принимая вес стола  $Q_c = 30$  кН и наибольший вес изделия  $Q_{\text{н}} = 150$  кН,  $f = 0,15$   $P_z = P_x = P_y$ , имеем

$$F = (P_z + P_y + Q)f = (200 + 200 + 30 + 150)0.15 = 87 \text{ кН.}$$

2 Тяговая сила, необходимая для преодоления сил полезного сопротивления стола и трения. Принимая  $k_{II} = 1,1$  (табл. 27), получим

$$P = k_{II} P_{\Sigma} + F = 1,1 \cdot 200 + 87 = 307 \text{ кН}$$

3 Принимая  $v = 0,1$  м/с,  $t = 0,25$  с, получим  $a = 0,1 \cdot 0,25 = 0,4$  м/с<sup>2</sup>. Масса движущихся частей

$$m_c = Q \cdot g = (30 + 150) 10^3 \cdot 9,81 = 18340 \text{ кг}$$

4 Тяговая сила, необходимая для быстрого перемещения стола, определяется по уравнению (61)

$$P = Qf + m_c a = (30 \cdot 10^3 + 150 \cdot 10^3) 0,15 + 18340 \cdot 0,4 = 34336 \text{ Н} \approx 34,34 \text{ кН}$$

## 8. Конструкции коробок подач

Коробки подач являются тихоходными по сравнению с коробками скоростей (большая редукция). Для некоторых видов станков (резьбонарезных,

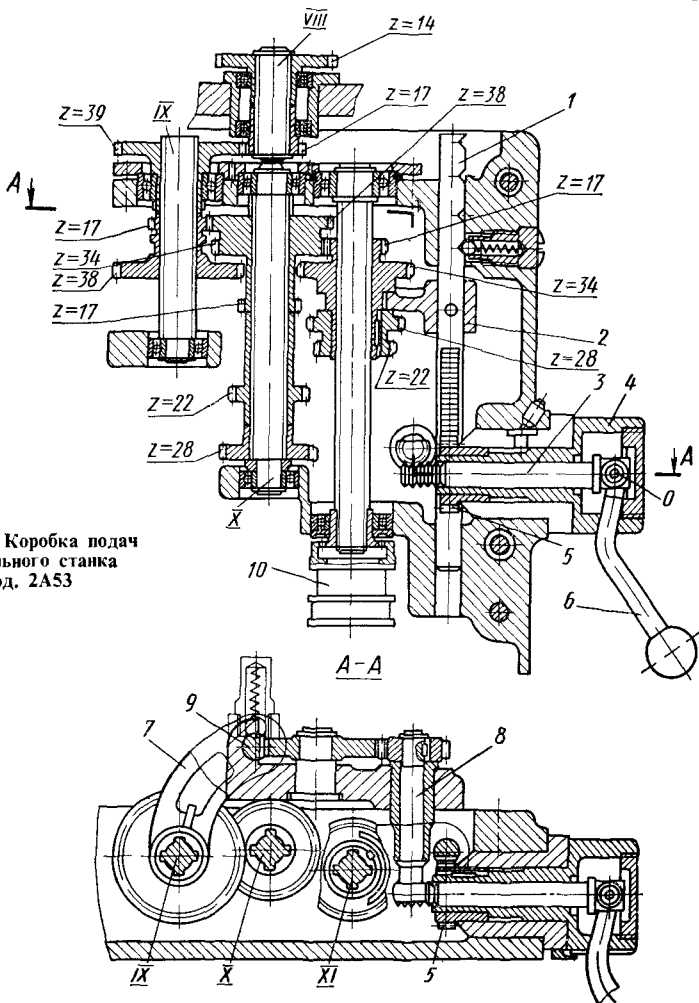


Рис. 301. Коробка подач сверлильного станка мод. 2А53

зуборезных и некоторых других) они должны обеспечивать точные передаточные отношения. Поэтому к элементарным передачам, из которых образуются простые и сложные коробки подач, предъявляют специальные требования.

Диапазон регулирования подач и число скоростей для механизмов подач универсальных станков примерно такие же, как и для главного движения.

Привод коробки подач либо самостоятелен, либо связан с главным движением. На рис. 301 показана коробка подач сверлильного станка мод. 2А53. Коробка выполнена в виде самостоятельного узла, несущего только множительную часть. Привод она получает от шпинделя через одиночные передачи, из которых последние три колеса принадлежат узлу и показаны на чертеже. Множительная часть коробки состоит из групп передач 2·4. С помощью зубчатой муфты 10 коробка связана с остальной частью привода.

Коробка подач управляется от одной рукоятки 6. Вращая ее, через барабан 4 и реечное колесо 5 приводят в движение рейку 1, которая с помощью вилки 2 переключает колеса  $z = 34$  и  $z = 17$ ,  $z = 17$  и  $z = 34$ ,  $z = 22$  и  $z = 28$ ,  $z = 28$  и  $z = 22$ . В то же время поворот рукоятки вокруг точки  $O$  перемещает в горизонтальном направлении ось 3. На ее конце имеется круглая рейка, воздействующая на колесо, надетое на вал 8. Далее через пару колес и рейку 9 приводится в движение вилка 7, обеспечивающая зацепление колес  $z = 17$  с  $z = 38$  или  $z = 38$  с  $z = 17$ .

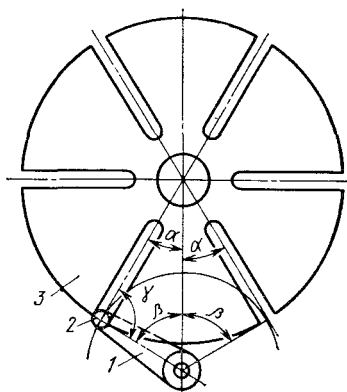
Тенденции в развитии привода подач примерно такие же, как и в развитии приводов главного движения. Кроме того, значительно расширяется диапазон регулирования, особенно для станков с программным управлением: с одной стороны, более высокими значениями ускоренных перемещений (до 10 м/с), с другой — необходимостью ползучих подач для точного позиционирования (до 1 мм/с).



Рис. 300. Схема мальтийского механизма

хватывает зубья храпового колеса 2 и периодически вращает его также в одну сторону.

Качательные движения в храповых механизмах чаще всего осуществляются с помощью кривошипно-шатунной передачи (рис. 299, в). На ведущий вал I, непрерывно вращающийся с определенной скоростью от привода станка, насажен диск 4 с кривошипным пальцем 5. При вращении диска шатун качает рычаг 8 с установленной на нем собачкой 1 вокруг оси вала II. Величину угла качания рычага 8 можно регулировать, перемещая палец 5 по радиальному пазу на заданное расстояние R. Угол поворота храпового колеса 2 можно регулировать с помощью щитка 6, перекрывающего на пути качания собачки несколько зубьев храпового колеса. Фиксирование щитка в нужном положении, при котором будет перекрыто необходимое число зубьев, осуществляется с помощью штифта 7.



Для периодического поворота валов на заданный угол применяют мальтийский механизм (рис. 300). Он состоит из кривошипа 1 с цевкой 2 на конце и диска 3, имеющего радиальные пазы. Кривошип вращается непрерывно. В определенный момент цевка входит в паз и, повернувшись на угол  $2\beta$  вместе с диском 3, выходит из него. Диск останавливается до попадания цевки в следующий паз. Условия безударной работы требуют, чтобы скорость цевки при заходе ее в паз совпадала с направлением поступательного. Это возможно, если угол  $\gamma = \pi/2$ . Угол поворота диска  $2\alpha = 2\pi/z$ , где  $z$  — число пазов. Угол рабочего поворота кривошипа  $2\beta = \pi - 2\alpha$ . Подставляя в это равенство значение  $2\alpha$ , получим

$$2\beta = \pi - \frac{2\pi}{z} = \frac{\pi(z-2)}{z}.$$

Если  $n$  — частота вращения кривошипа (об/с) и  $T$  — время (с) поворота диска на угол  $2\alpha$ , а кривошипа — на угол  $2\beta$ , то вал кривошипа поворачивается на угол  $2\pi$  за  $1/n$  с, на угол  $2\beta$  — за  $T = \frac{2\beta}{2\pi} \frac{1}{n}$  с. Отсюда частота вращения кривошипа  $n = \frac{\beta}{\pi T}$  об/с.

Подставляя значение  $\beta$ , определяем число пазов в диске:  $n = \frac{\beta}{\pi T}$  об/с.

В большинстве случаев  $z = 4-6$ .

В практике нередки случаи, когда вместо кривошипа 1 устанавливают диск с двумя и большим числом цевок 2. В результате этого за один оборот ведущего звена диск 3 сделает столько периодических поворотов, сколько цевок будет участвовать в работе.

Обычно длина кулисы  $l = \frac{4}{3}L$ , а расстояние между центром вращения кулисного колеса и центром качания кулисы  $a = (0,45 \div 0,55)L$ .

Пусть кулиса занимает некоторое положение, определяемое углами  $\alpha$  и  $\beta$  (рис. 303). Палец, находящийся в точке  $A$ , вращается с окружной скоростью  $v_0$ . Разлагаем ее на две составляющие:  $v_1$ , направленную перпендикулярно оси кулисы, и  $v_2$ , направленную вдоль нее. Из треугольника скоростей

$$v_1 = v_0 \cos \alpha; \quad v_2 = v_0 \sin \alpha. \quad (62)$$

Скорость качания конца кулисы

$$v_k = v_1 \frac{l}{AO}. \quad (63)$$

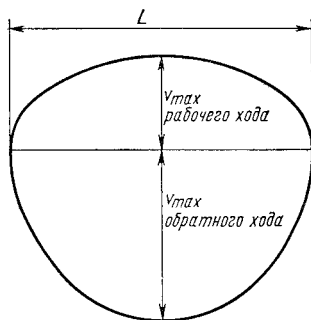
Искомая скорость движения ползуна  $v = v_k \cos \beta$ . Подставляя значения  $v_k$  и  $v_1$  из равенств (62) и (63), получим окончательно

$$v = \frac{v_0 l}{AO} \cos \alpha \cos \beta. \quad (64)$$

Рис. 304. Изменение скорости ползуна

В крайнем положении  $\alpha = 90^\circ$  и, следовательно,  $v = 0$ ; в среднем положении, во время рабочего хода  $\alpha = \beta = 0$ ;  $AO \rightarrow A_2O = a + R$ . Следовательно, согласно уравнению (64)

$$v = \frac{v_0 l}{a + R}.$$



При обратном ходе ползуна  $\alpha = \beta = 0$ ;  $AO \rightarrow A_3O = a - R$  и

$$v = \frac{v_0 l}{a - R}.$$

На рис. 304 показано изменение скорости ползуна на протяжении хода.

## 2. Реечный привод

**Кинематика привода.** Реечные приводы главного движения различают по способу преобразования вращательного движения ведущих звеньев привода в прямолинейное движение стола. Столы 3 (рис. 305), как правило, перемещаются при помощи реечной пары 1–2, состоящей из прямозубой или косозубой рейки, привернутой к столу, и реечного колеса (рис. 305,а) или червяка (рис. 305,б). Движение стола реверсируется электродвигателем (рис. 305,б) или специальной реверсивной муфтой 5 (рис. 305,а), которая во время рабочего хода связана с блоком 4, и при холостом ходе — с колесом 6. Скорость перемещения стола регулируют изменением частоты вращения



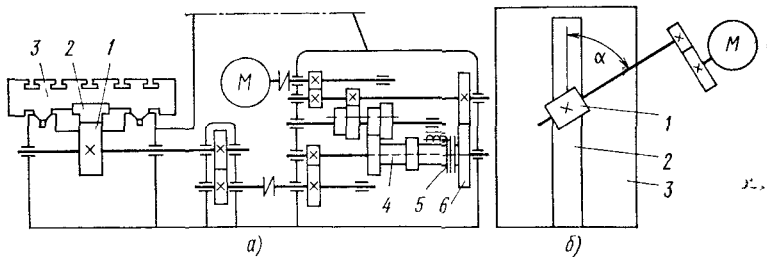


Рис. 305. Кинематические схемы реечного привода

вала электродвигателя (рис. 305,б) или с помощью ступенчатых коробок скоростей (рис. 305,а).

Большие реечные колеса изготавливают из серого чугуна СЧ 21-40, СЧ 28-48 и СЧ 38-60 или из стали 40ХФА. Для уменьшения размеров колес в механизмах подачи применяют легированную сталь, а для реек — легированную сталь или сталь 40ХФА. Червяки изготавливают из стали 15Х или 20Х с последующей цементацией, а рейки — из антифрикционного чугуна, в ответственных случаях — из бронзы.

Допустим, что на станке необходимо осуществить  $z$  рабочих скоростей движения стола (скоростей резания)  $v_1, v_2, \dots, v_z$  со знаменателем ряда  $\phi$ . Скорость движения рейки (стола) для передачи с реечным колесом (м/с)

$$v_k = \pi m z_k n_k, \quad (65)$$

где  $m$  — модуль, м;  $z_k$  — число зубьев колеса;  $n_k$  — частота вращения колеса, об/с.

Для передачи с червяком скорость движения рейки (м/с)

$$v_k = \frac{\pi m z_q n_q \cos \beta}{\cos(\alpha - \beta)}, \quad (66)$$

где  $m$  — модуль, м;  $z_q$  — число заходов червяка;  $n_q$  — частота вращения червяка, об/с;  $\alpha$  — угол между осью червяка и направлением движения стола;  $\beta$  — угол подъема витков червяка.

Из уравнений (65) и (66) можно определить необходимую частоту вращения реечного колеса или червяка (об/с):

$$n_k = v_k / C_k; \quad n_q = v_q / C_q,$$

где  $C_k, C_q$  — постоянные величины.

В общем виде ряд частот вращения реечного колеса или червяка будет представлен следующим образом:  $n_1 = C v_1 n_2 = C v_2 \dots n_z C v_z$ . Число ступеней скоростей в современных продольно-строгальных станках равно 4–6. Требуемая частота вращения реечного колеса или червяка при осуществлении обратного хода  $n_o = C_o v_o$ . Скорость обратного хода стола принимают исходя из соотношения  $v_o: v_p = 2:3$ .

Реечные приводы подачи проще приводов главного движения, однако ими труднее обеспечить равномерность медленных движений, особенно в точных станках. Отсутствие самоторможения затрудняет применение их для вертикальных перемещений. Вместе с тем большое передаточное отношение, простота и высокий КПД делают этот привод высокоэффективным

в токарных, револьверных, сверлильных станках, а также в приводе различных вспомогательных перемещений.

**Динамика привода.** Во время рабочего хода стол преодолевает составляющую  $P_z$  силы резания и силу трения в направляющих (Н)

$$P_p = P_z + (P_y + Q_c + Q_3)f; \quad (67)$$

здесь  $P_y$  — составляющая силы резания, направленная перпендикулярно плоскости стола, Н; обычно  $P_y = (0,4 \div 0,5) P_z$ ;  $Q_c, Q_3$  — вес стола и установленной на нем заготовки, Н;  $f$  — приведенный коэффициент трения в направляющих.

Во время обратного хода стол преодолевает только силу трения (Н)

$$P_o = (Q_c + Q_3)f. \quad (67')$$

Если обозначить:  $r$  — радиус начальной окружности реечного колеса или радиус начального цилиндра червяка (м);  $i$  — минимальное передаточное отношение цепи и  $\eta$  — ее КПД, то крутящие моменты рабочего и обратного ходов, приведенные к валу электродвигателя, составят (Н·м)

$$M_p = P_p r i / \eta \quad \text{и} \quad M_o = P_o r i / \eta. \quad (68)$$

Для продольно-строгальных станков электродвигатель обычно выбирают по эффективному моменту; для наиболее тяжелых режимов работы станка [17] (Н·м)

$$M_j = \sqrt{\frac{M_p^2 t_p + M_o^2 t_o}{t_p + t_o}}; \quad (69)$$

здесь  $t_p, t_o$  — время рабочего и время обратного ходов, соответствующие данному режиму, с.

Такой расчет позволяет с достаточной для практики точностью выбрать приводные электродвигатели стола. Более уточненный расчет, с учетом динамики привода необходим для определения допустимых режимов работы станка, без перегрузки электродвигателя.

Для учета переходных процессов в приводе строят диаграмму изменения скоростей стола за время цикла.

Если обработка на станке производится со скоростью резания более 0,2 м/с, то для предохранения от поломки инструмента в начале хода и выкрашивания кромки обрабатываемой детали при выходе инструмента из металла скорость стола автоматически понижают до 0,2 м/с с последующим повышением до заданной скорости. Это приводит к увеличению общего времени двойного хода. Сокращение указанного времени может быть достигнуто за счет увеличения перегрузочной способности электродвигателя.

Продолжительность переходного процесса при изменении скорости  $\omega_1$  до  $\omega_2$  определяется по формуле

$$t = \frac{J(\omega_2 - \omega_1)}{kM_H - M_c},$$

где  $J$  — суммарный приведенный момент инерции якоря электродвигателя, механизма привода и стола;  $M_H$  — номинальный момент, развиваемый двигателем;  $M_c$  — момент статической нагрузки;  $k = 1,4$  — коэффициент перегрузки электродвигателя [17].

На рис. 306 показан график изменения частоты вращения привода за рабочий и обратный ходы стола. Здесь  $\omega_{\max}$  — максимальная допустимая частота вращения электродвигателя. В данном случае мы имеем десять различных участков. На участках 1 и 2 происходит разгон стола, на участках 4 и 5 — торможение и остановка. Аналогично происходит движение в обратном направлении, только без резания. На участках 3 и 8 движение равномерное. Время двойного хода с учетом времени разгона и торможения

$$t_{\text{дв х}} = t_p + t_o + \sum t_{\text{п}}$$

где  $\sum t_{\text{п}} = t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}} + t_{\text{п3}} + t_{\text{п4}}$

В практике находят распространение станки с длиной строгания от 2 до 10 м. Пределы скоростей рабочего хода колеблются широко — от 0,025 до 1,5 м/с, обратного хода — от 1,25 до 1,5 м/с. Подача горизонтальных суппортов 0,5–25 мм дв. ход, подача вертикальных суппортов вдвое меньше. Мощность станков 40–100 кВт, наибольший вес, приходящийся на 1 м длины строгания, составляет 15–20 кН/м.

Пример. Рассчитать привод главного движения продольно строгального станка по следующим данным: длина строгания  $L = 4$  м, привод стола осуществляет червяк — рейка, модуль  $m = 12$  мм, число заходов  $z = 10$ , наружный диаметр червяка  $d = 150$  мм, предел рабочих скоростей 0,1–1,3 м/с, скорость обратного хода 1,5 м/с, электродвигатель с регулируемым приводом  $n_3 = 125 - 1500$  об/мин = 2,083–25 об/с (см. рис. 58)

1. Определяем угол подъема червяка

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z m \pi}{\pi d} = \frac{z m}{d} = \frac{10 \cdot 12}{150} = 0,8, \lambda = 38^\circ 40'$$

2. Из уравнения (66) определяем частоту вращения червяка, приняв  $\alpha = 45^\circ$ :

$$n_{\text{ч}} = \frac{\cos(\alpha - \lambda) i_{\text{ч}}}{\pi z \cos \lambda} = \frac{\cos(45 - 38,40) i_{\text{ч}}}{3,14 \cdot 0,012 \cdot 10 \cdot 0,78079} = 3,38 i_{\text{ч}} \text{ об/с}$$

Подставляя пределы значения  $i_{\text{ч}}$  0,1 и 1,5 м/с, получим

$$n_{\text{min}} = 3,38 \cdot 0,1 = 0,338 \text{ об/с}, \quad n_{\text{max}} = 3,38 \cdot 1,5 = 5,07 \text{ об/с}$$

3. Определяем число зубьев колес главного движения

$$i_{\text{min}} = \frac{n_{\text{min}}}{n_{3\text{min}}} = \frac{0,338}{0,083} = \frac{1}{6,16} \approx \frac{1}{6} = \frac{z_{39}}{z_{40}} \frac{z_{41}}{z_{46}} = \frac{1}{2} \frac{1}{3} = \frac{20}{40} \frac{20}{60};$$

$$i_{\text{max}} = \frac{n_{\text{max}}}{n_{3\text{max}}} = \frac{5,07}{25} = \frac{1}{4,93} \approx \frac{1}{5} = \frac{z_{39}}{z_{40}} \frac{z_{43}}{z_{46}} = \frac{1}{2} \frac{1}{2,5} = \frac{20}{40} \frac{26}{64}.$$

4. Определяем наибольшие силы, перемещающие стол. Пусть вес стола  $Q_c = 50$  кН. Поскольку  $L = 4$  м, наибольший вес заготовки  $Q_3 = 20 \cdot 4 = 80$  кН. По нормативам режимов реза-

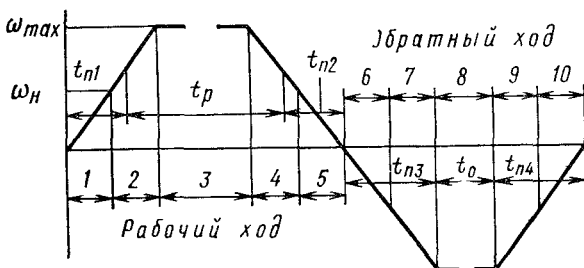


Рис. 306. График изменений угловой скорости электродвигателя за двойной ход стола

ния выбираем обтирочный режим для инструмента из твердого сплава ВК8 стойкостью  $T = 120$  мин при обработке серого чугуна  $HВ 200$  кгс/мм<sup>2</sup>, работа по корке  $t = 40$  мм,  $s = 1,5$  мм/дв ход,  $v = 0,26$  м/с,  $P_z = 90$  кН Составляющую силы резания, перпендикулярную к столу, принимаем  $P_y = 0,5P_z = 45$  кН

Силы, перемещающие стол во время рабочего и обратного ходов, согласно уравнениям (67) и (67)

$$P = P_z + (P_1 + Q_c + Q_3)f = 90 + (45 + 50 + 80) 0,1 = 107,5 \text{ кН,}$$

$$P_o = (Q_c + Q_3)f = (50 + 80) 0,1 = 13 \text{ кН.}$$

5 Находим КПД (см с 344)

$$\eta = \eta_3^2 \eta_r \eta_n^3 = 0,99^2 \cdot 0,81 \cdot 0,995^3 = 0,76$$

6 Наибольшие крутящие моменты, приведенные к валу электродвигателя, определяем из уравнения (68). Имея в виду радиус начального цилиндра червяка  $r = 60$  мм, получим

$$M_p = \frac{P r_{\max}}{\eta} = \frac{107\,500 \cdot 0,06}{0,76} = 1414,47 \text{ Н м,}$$

$$M_o = \frac{P_o r_{\max}}{\eta} = \frac{13\,000 \cdot 0,06}{0,76} = 205,26 \text{ Н м}$$

7 Определяем наибольшее время рабочего хода и время обратного хода:

$$t_p = \frac{L}{t_p} = \frac{4}{0,26} = 15,4 \text{ с, } t_o = \frac{L}{t_o} = \frac{4}{1,5} = 2,7 \text{ с.}$$

8. Эффективный момент на электродвигателе определяем по уравнению (69):

$$M_3 = \sqrt{\frac{M_p^2 t_p + M_o^2 t_o}{t_p + t_o}} = \sqrt{\frac{1414,47^2 \cdot 15,4 + 205,26^2 \cdot 2,7}{15,4 + 2,7}} = 1307,1 \text{ Н м.}$$

### 3. Передача ходовой винт — гайка

Передача ходовой винт — гайка получила широкое применение в приводах подачи станков. Основным преимуществом винтовых механизмов является высокая точность и плавность осуществляемых ими перемещений, возможность получения значительной редуции и самоторможение, позволяющее использовать эти механизмы в случае вертикальных перемещений.

Профиль резьбы винта стандартный, трапецеидальный, с углом профиля  $30^\circ$  (ГОСТ 9484—73), вследствие чего обеспечивается более легкое замыкание маточной гайки. Как правило, винты изготовляют одно- или двухзаходными с небольшим шагом (самотормозящимися). Недостатком данного профиля является возникновение погрешности шага резьбы при радиальном биении винта Поэтому в высокоточных станках трапецеидальную резьбу заменяют прямоугольной.

Конструкция гаек зависит от назначения узла Например, в токарных станках, где продольная подача может осуществляться от винта и от ходового вала, применяют гайку, показанную на рис 307,а. Она состоит из двух половин 1 и 2 и включается при помощи специального диска 3 (рис. 307,б). Если винт работает один, то применяют самоцентрирующую неразъемную гайку (рис. 307,в). Для регулирования зазора используют конструкцию, показанную на рис. 308. Здесь гайка состоит из двух частей: одна закреплена неподвижно, а другая может смещаться в осевом направлении при помощи винта 1 и клапана 2.

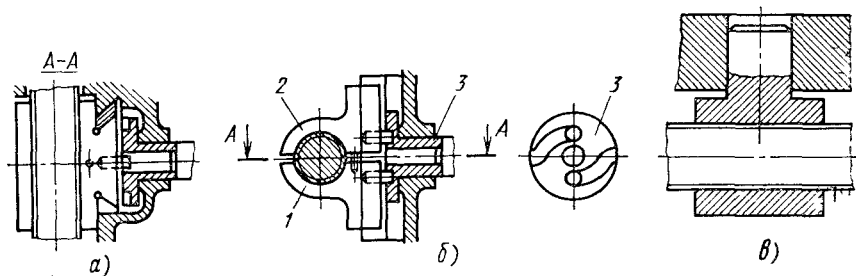


Рис. 307. Примеры конструкций маточных гаек

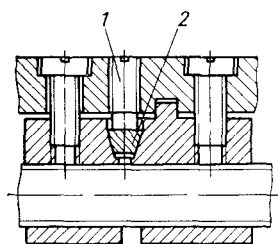


Рис. 308. Схема регулирования зазора между винтом и маточной гайкой

Для винтов и гаек установлено пять классов точности (0—4). Нормаль предусматривает отклонения шага, половины угла профиля резьбы, отклонения по овальности на среднем диаметре и биение по наружному диаметру. Материалы для ходовых винтов согласно той же нормали устанавливаются: сталь У10 и У12 — для винтов нулевого класса, сталь ХВГ и ХГ — для 1-го класса, сталь 45 и 50 — для винтов 2, 3 и 4-го классов. Гайки скольжения изготавливают: нулевого, 1-го и 2-го классов — из оловянистой бронзы, 3-го и 4-го классов — из антифрикционного чугуна. Распределение по классам примерно такое: нулевой класс — резьбы для прецизионных станков, 1-й класс — для резьбошлифовальных станков, 2-й класс — для токарно-винторезных станков нормальной точности, 3-й класс — для фрезерных и строгальных станков и 4-й класс — для установочных перемещений.

Механизмы винтовой передачи рассчитывают на износостойкость, прочность, жесткость и на устойчивость ходового винта [35].

Расчет на износостойкость ведут по среднему давлению (Па):

$$p = \frac{P}{\pi d_{cp} h_{cp} L k / t},$$

где  $P$  — наибольшая тяговая сила, Н;  $d_{cp}$  — средний диаметр резьбы, м;  $t$ ,  $k$  — шаг винтовой линии (м) и число заходов резьбы,  $h = 0,5t/k$  — рабочая высота гайки, м;  $L = \lambda d_{cp}$  — длина гайки, м ( $\lambda = 1,5 \div 4$ ; для маточных гаек  $\lambda = 3$ ).

Подставляя указанные выше значения в данное уравнение и решая его относительно  $d_{cp}(м)$ , получим

$$\sqrt{2P/\pi(\lambda p)} \approx 0,8 \sqrt{P/(\lambda p)}.$$

Для ходовых винтов с бронзовой гайкой, предназначенных для точных передач (токарно-винторезные, резьбонарезные станки),  $p = 3$  МПа, для прочих передач  $p = 12$  МПа, а для винтов с чугунной гайкой  $p = 8$  МПа.

Расчет на прочность производят по приведенному напряжению

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(P/F)^2 + 4(M_k/W_p)^2} \leq (0,28 - 0,33) \sigma_T,$$

где  $F = \pi d_1^2/4$  — площадь поперечного сечения стержня винта,  $\text{м}^2$ ;  $M_k$  — крутящий момент, передаваемый винтом,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $W_p = \pi d_1^3/16$  — момент сопротивления сечения при кручении,  $\text{м}^3$ ;  $\sigma_T$  — предел текучести материала винта,  $\text{Н}/\text{м}^2$ .

**Расчет на жесткость.** Основную роль в искажении шага резьбы играет осевая деформация, поэтому изменением шага от скручивания можно пренебречь. Расчет ведется по формуле

$$\Delta t = \pm \frac{Pt}{EF} M, \quad (70)$$

где  $E$  — модуль продольной упругости,  $\text{Н}/\text{м}^2$ .

Допустимые искажения шага резьбы принимают, учитывая допуск на неточность шага резьбы ходовых винтов соответствующего класса.

**Расчет на устойчивость** производят для винтов, работающих на сжатие при значительной длине по сравнению с диаметром. Критическая тяговая сила

$$P_{кр} = \pi^2 EJ_{\min}/(vl)^2, \quad (71)$$

где  $J_{\min}$  — наименьший момент инерции поперечного сечения,  $\text{м}^4$ ;  $vl$  — приведенная длина.

Расчетная формула для запаса устойчивости  $n_y$

$$n_y = P_{кр}/P.$$

При жестко заделанных концах винта коэффициент длины  $v = 0,5$ ; при одном заделанном и одном шарнирном конце  $v = 0,7$ ; при обоих шарнирных концах  $v = 1$ .

Для запаса устойчивости принимают значения  $n_y = 2,5 \div 4$ . Большие значения берут при действии на винт поперечных сил от привода. Устойчивость проверяют в тех случаях, когда  $vl > 7,5 \div 10$ .

**Пример** Проверить винт горизонтально-фрезерного станка по следующим данным: наружный диаметр  $d = 40$  мм, длина  $L = 1400$  мм, шаг винта  $t = 12$  мм. Наибольшая тяговая сила  $P = 24$  кН

1 Проверка на износостойкость. Принимаем  $\lambda = 4$ , средний диаметр резьбы  $d_{cp} = d - 0,5t = 40 - 0,5 \cdot 12 = 34$  мм. Среднее давление

$$p = \frac{2P}{\pi \lambda d_{cp}^2} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 4 \cdot 34^2 \cdot 10^{-6}} = 3443677 \text{ Па} \approx 3,45 \text{ МПа}.$$

Допустимо  $p = 12$  МПа.

2 Крутящий момент, передаваемый винтом. Шаг винта  $H = t = 12$  мм. На основании формулы (60)

$$M_k = \frac{PH}{2\pi} = \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14} = 47,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

3 Площадь поперечного сечения стержня винта при  $d_1 = d - t = 40 - 12 = 28$  мм

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 615 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

4 Момент сопротивления

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{3,14 \cdot (28 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 4,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

5. Расчет на прочность Приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\left(\frac{P}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M_K}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{25 \cdot 10^3}{615 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4\left(\frac{47,77}{4,308 \cdot 10^{-6}}\right)^2} = 46,3 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 46,3 \text{ МН/м}^2 < 0,3\sigma_T$$

Для стали 45  $\sigma_T = 550 \text{ МН/м}^2$

6 Расчет на жесткость Поскольку  $E = 10 \cdot 10^{10} \text{ Н м}^2$ , максимальная продольная деформация винта согласно уравнению (70)

$$\Delta l = \pm \frac{Pl}{EF} = \pm \frac{25 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{18 \cdot 10^{10} \cdot 615 \cdot 10^{-6}} = \pm 0,0257 \cdot 10^{-6} \text{ м} = \pm 0,0257 \text{ мм},$$

что допустимо

7 Расчет на устойчивость Рабочая длина винта  $l = 1200 \text{ мм}$   $l/d = 1 \cdot 1200 \cdot 10^{-3} = 1,2 < 7,5$ , т е не вызывает опасения

Определим запас устойчивости Момент инерции наименьшего сечения винта

$$J_{\text{min}} = 0,1d_1^4 = 0,1(28 \cdot 10^{-3})^4 = 0,0615 \cdot 10^{-6} \text{ МН}.$$

Критическая тяговая сила по уравнению (71)

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 EJ_{\text{min}}}{(\lambda l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 19 \cdot 10^{10} \cdot 0,0615 \cdot 10^{-6}}{1,2^2} = 80042 \text{ Н} \approx 80 \text{ кН}.$$

Запас устойчивости

$$n = \frac{P_{\text{кр}}}{P} = \frac{80}{25} = 3,2$$

**Передача винт — гайка качения** обеспечивает высокую осевую жесткость и равномерность движения. Она применяется в приводах подач точных станков, таких как шлифовальные, копировально-фрезерные, координатно-расточные и ряд станков с программным управлением. Преимуществом передачи являются возможность полного устранения зазора в резьбе, низкие потери на трение (КПД достигает 0,9–0,95) и почти полная независимость сил трения от скорости. Все это делает передачу прецизионной и обеспечивает возможность осуществления точного режима работы и повторяемости процесса.

Вместе с тем данная передача имеет весьма низкую нагрузочную способность в связи с существенным различием кривизны рабочих поверхностей, что вызывает высокие контактные напряжения. Сложность и трудоемкость изготовления в основном зависят от размеров передачи, ее точности, от материалов винта и гайки.

На рис. 309 представлен общий вид этой передачи. Между винтом и гайкой, нарезанными по специальному профилю, помещаются шарики, перекатывающиеся при вращении винта.

Конструкция передачи зависит от профиля резьбы, способа возврата шариков, от их комплектования и метода регулирования зазора. Широкое распространение получил полукруглый профиль, как наиболее простой (рис. 310,а). Обычно соотношение между  $r_1$  и  $r_2$  принимают равным 0,95–0,97. Для устранения зазора или создания натяга, как показано на рисунке, необходимо иметь дополнительное устройство, сдвигающее винт относительно гайки вдоль оси. Этого недостатка лишен стрелчатый профиль (рис. 310,б). Он имеет все преимущества полукруглого профиля и, кроме того, позволяет осуществлять передачу без зазора или с натягом путем применения шариков, диаметр которых несколько больше номинального.

Рис. 309. Шариковая винтовая передача

Сложность конструкции и трудность изготовления гаек определяются прежде всего способами перекачивания и возврата шариков в исходное положение. На рис. 311 представлены передачи, у которых по-разному решается этот вопрос. В одной из них (рис. 311,а) каналом возврата служит продольное отверстие, просверленное в гайке и соединяющееся с началом первого и концом последнего витков резьбы. В другом устройстве (рис. 311,б) канал возврата, соединяющий два соседних витка гайки, выполнен в виде специального вкладыша 1, который заставляет шарики циркулировать только в пределах одного шага резьбы. Обычно в гайке имеется три цепи шариков, расположенных по окружности под углом  $120^\circ$ . Преимуществами последней конструкции являются малые размеры, отсутствие быстроизнашивающихся деталей и малая длина каналов возврата. Недостаток конструкции — отсутствие возможности выполнять передачу с многозаходной резьбой.

Комплектация шариков имеет важное значение, так как их скорости в точках касания между собой противоположны по направлению. При небольшой длине циркулирующей цепочки (рис. 311,б) отрицательное влияние касания ничтожно. При большом числе витков (рис. 311,а) между рабочими шариками помещают меньшие по диаметру (на 0,025–0,075 мм) сепараторные шарики. Для отличия от рабочих их рекомендуется изготавливать с матовой или оксидированной поверхностью. Следует иметь в виду, что нагрузочная способность таких передач вдвое ниже, чем передач со всеми рабочими шариками.

Регулирование зазора или натяга при полукруглом профиле сводится к изменению расположения винта относительно гайки. На рис. 309 показана для примера такая конструкция. Обе гайки 2 снабжены зубчатыми

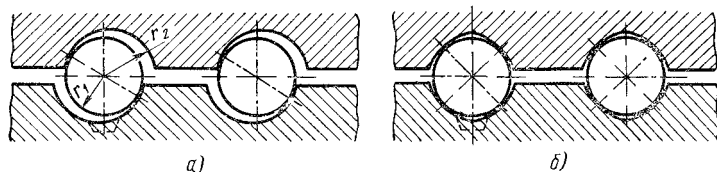
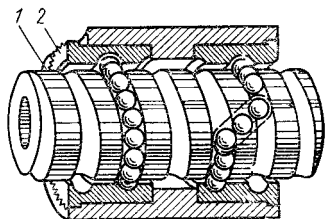


Рис. 310. Профили резьбовых канавок

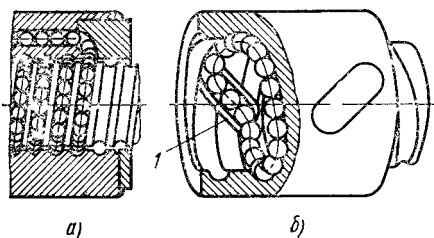


Рис. 311. Конструктивная схема шариковой винтовой передачи



венцами, которые входят в соответствующие внутренние зубчатые венцы втулки 1. Числа зубьев венцов различаются на единицу (например, 99 и 100), вследствие чего одну гайку относительно другой можно поворачивать на весьма малый угол. Благодаря этому имеется возможность регулировать осевой размер с точностью до долей микрона.

Размерный ряд передач и форма профилей резьбы винта и гайки установлена нормально станкостроения Н23-7.

Применение передачи винт — гайка качения позволяет устранять зазе в резьбе и создавать натяг, повышающий осевую жесткость в 2,5—3 раз, по сравнению с жесткостью винтов скольжения; резко возрастает продолжительность сохранения точности. В большинстве случаев для станков с программным управлением применение этой передачи является единственно возможным конструктивным решением.

Требования к материалу и термической обработке заключаются в высокой поверхностной твердости (не менее  $HRC\ 60$ ). При снижении твердости только на пять единиц нагрузочная способность передачи уменьшается более чем на 20%. Ходовой винт обычно изготавливают из стали ХВГ, а гайку — из стали 9ХС [25, 51, 60].

Передачи винт — гайка качения рассчитывают на статическую прочность и жесткость. Для нормализованных винтовых пар допустимая статическая нагрузка на один шарик (Н)

$$P_{ст} = 20d_{ш}^2,$$

где  $d_{ш}$  — диаметр шарика, мм.

Жесткость винтовой пары (Н/мм) по нормали Н23-7

$$J \approx \frac{3}{z_0^3 \sqrt{d_{ш} P_n}},$$

где  $z_0$  — расчетное число шариков, равное 0,7 от действительного;  $P_n$  — нормальная сила предварительного натяга, Н.

#### 4. Кулачковые механизмы

В приводах подач автоматических и полуавтоматических станков широко применяют кулачковые механизмы. Кулачки могут быть связаны с подвижным рабочим органом непосредственно (рис. 312,а) или через промежуточную передачу (рис. 312,б). Во втором случае кулачок 1 находится в контакте с роликом двуплечего рычага 2, имеющего в верхней части зубчатый сектор, связанный с рейкой 3. При повороте рычага с сектором вокруг точки  $O$  суппорт перемещается в направлении, показанном стрелкой. Пружина 4 обеспечивает контакт ролика с кулачком и осуществляет обратный ход суппорта.

Перемещение рабочего органа ( $m$ ) для передачи, изображенной на рис. 312,а,

$$l = \Delta R \theta,$$

а для передачи, изображенной на рис. 312,б,

$$l = \Delta R \theta i_p,$$

где  $\theta$  — угол поворота, рад;  $\Delta R$  — величина подъема кривой, профилирую-

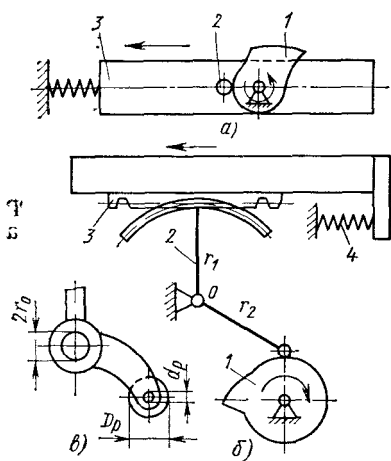


Рис. 312. Кулачковые механизмы

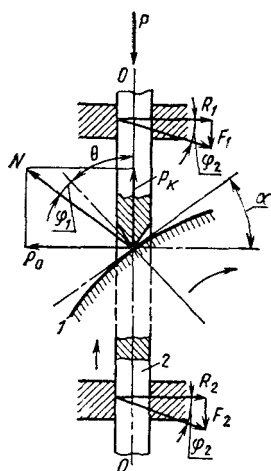


Рис. 313. Схема расчета кулачкового механизма

щей кулачок (м) при повороте его на 1 рад;  $i_p = r_1/r_2$  — передаточное отношение.

Профиль кулачков зависит от принятого закона движения исполнительного органа. Рабочие участки профиля, осуществляющего равномерное перемещение ведомого звена (например, движение подачи), очерчивают по спирали Архимеда. Работоспособность кулачкового механизма зависит от ряда принятых параметров, главнейшим из которых является угол давления.

Рассмотрим элементарный механизм (рис. 313), состоящий из кулачка 1 и сопряженного с ним толкателя 2, получающего прямолинейное перемещение в цилиндрических опорах [63]. Допустим, что центр вращения кулачка лежит на продолжении оси  $OO$ . Пусть  $P$  — сила, которую должен преодолеть кулачковый механизм. В процессе работы в точке контакта кулачка и толкателя возникает сила, которая отклоняется по направлению от нормали на угол трения  $\varphi_1$ . Разлагаем эту силу на две составляющие —  $P_n$  и  $P_k$ . Первая представляет собой окружную силу на кулачке, а вторая преодолевает силу  $P$  и силу трения  $F$ , возникающую в направляющих толкателя. Под действием силы  $P_0$  в опорах толкателя возникают реакции  $R_1$  и  $R_2$  и силы трения  $F_1$  и  $F_2$ . Если  $\varphi_2$  — угол трения, то величина силы трения

$$F = F_1 + F_2 = R_1 \operatorname{tg} \varphi_2 + R_2 \operatorname{tg} \varphi_2 = (R_1 + R_2) \operatorname{tg} \varphi_2 = P_0 \operatorname{tg} \varphi_2.$$

Вертикальная составляющая

$$P_k = P + F_1 + F_2 = P + P_0 \operatorname{tg} \varphi_2 = P_0 \operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1).$$

Отсюда потребная окружная сила на кулачке

$$P_0 = \frac{P}{\operatorname{ctg}(\theta + \varphi_1) - \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

Угол  $\theta$  между касательной к профилю кулачка и нормалью к оси толкателя называют углом давления. При высоких значениях  $\theta$  окружная сила может быть настолько большой, что возникающие под ее действием реакции  $R_1$ ,  $R_2$  и силы трения в опорах толкателя  $F_1$ ,  $F_2$  окажутся непреодолимыми даже при незначительной силе  $P$ . В этом случае может произойти «заклинивание» кулачкового механизма. Во избежание этого угол  $\theta$  должен быть ограничен.

Работоспособность кулачкового механизма характеризуется коэффициентом надежности

$$k_n = \operatorname{tg} \theta_3 / \operatorname{tg} \theta,$$

где  $\theta_3$  — угол давления, при котором происходит заклинивание.

Из схемы действия сил следует

$$N = \frac{P_0}{\sin(\theta + \varphi_1)} = \frac{P}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_2}.$$

После преобразования получим

$$\frac{N}{P} = \frac{1}{\cos(\theta + \varphi_1) - \sin(\theta + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_2} = \frac{\cos \varphi_2}{\cos(\theta + \varphi_1 + \varphi_2)} = \varepsilon.$$

Это отношение называют коэффициентом возрастания сил. Г. А. Шаурия [63] установил функциональную зависимость между  $\varepsilon$  и  $k_n$  и показал, что она характеризует работу кулачкового механизма. На основе выведенной зависимости  $\varepsilon - f(k_n)$  им предложена номограмма (рис. 314), позволяющая по заданной сумме коэффициентов  $f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1$  и  $f_2 = \operatorname{tg} \varphi_2$  найти оптимальное значение коэффициента надежности  $k_n$  и угла давления  $\theta$ .

Пусть, например,  $f_1 + f_2 = 0,25$ ; тогда по номограмме (указано штриховыми линиями) находим:  $\theta = 35^\circ$ ,  $\varepsilon = 1,47$  и  $k_n = 5,9$ . Если приняты другие схемы кулачкового механизма, то вместо  $f_1$  и  $f_2$  принимают  $f_{1п}$  и  $f_{2п}$  — приведенные коэффициенты трения. Например, если вместо толкателя в контакте с кулачком будет находиться ролик (см. рис. 312, б, в), то

$$f_{1п} = f_1 \frac{d_p}{D_p},$$

где  $d_p$ ,  $D_p$  — диаметры соответственно цапфы и ролика.

Значение  $f_{2п}$  для передачи, изображенной на рис. 312, а, равно  $f'_2$ , а с промежуточной передачей (см. рис. 312, б) при передаточном отношении ее  $r_1/r_2 = 1$

$$f_{2п} = f_2 \frac{r_0}{r_2},$$

где  $r_0$  — радиус цапфы (см. рис. 312, в).

Механизмы с цилиндрическим кулачком (рис. 315) подобны винтовой передаче. Кулачок 1 имеет винтовую рабочую поверхность. В контакте с ней находится ролик 2, который непосредственно связан с ведомым элементом 3 (рис. 315, а) или с промежуточной передачей, например, в виде рычага 4 (рис. 315, б). Скорость движения рабочего органа можно регулиро-

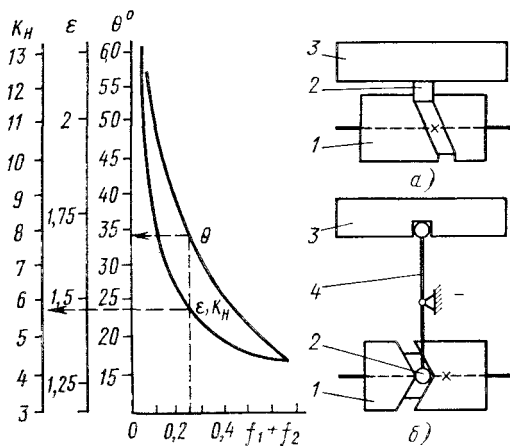


Рис. 314. Номограмма для расчета кулачковых механизмов

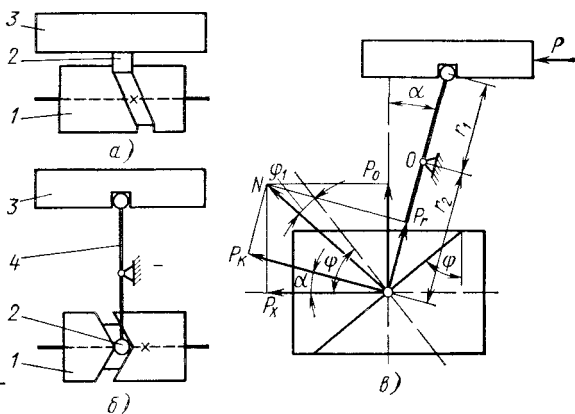


Рис. 315. Элементарный механизм с цилиндрическим кулачком

вать, изменяя частоту вращения кулачка или угол подъема рабочей поверхности.

Допустим, что  $P$  (рис. 315, в) — сила, которую должна преодолевать кулачковая передача. В процессе работы между кулачком и роликом возникает сила  $N$ , имеющая две составляющие:  $P_K$  — качающую рычаг и  $P_r$  — воспринимаемую опорой  $O$ . Из условия равновесия  $P \cos \alpha r_1 = P_K r_2$ . Отсюда

$$P_K = \frac{P r_1 \cos \alpha}{r_2}.$$

Из треугольника сил

$$N = \frac{P_K}{\cos(\varphi - \alpha - \varphi_1)}, \quad (72)$$

где  $\varphi$  — угол подъема кулачка;  $\alpha$  — угол, определяющий положение оси рычага;  $\varphi_1$  — угол трения ролика рычага о рабочую поверхность кулачка.

Разлагая силу  $N$  на составляющие, направленные вдоль оси кулачка и перпендикулярно к ней, получим силу  $P_K$ , создающую осевое давление, и  $P_o$  — окружную силу на кулачке. Пренебрегая трением в опорах, можем написать  $P_o = N \sin(\varphi - \varphi_1)$ . Подставляя значение  $N$  из уравнения (72), получим

$$P_o = \frac{P_K \sin(\varphi - \varphi_1)}{\cos(\varphi - \alpha - \varphi_1)}.$$

Если ось рычага перпендикулярна оси кулачка (рис. 315, б), то  $\alpha = 0$  и  $P_o = P_K \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_1)$ .

## Корпусные детали и узлы

### 1. Классификация корпусных узлов и основные компоновки станков

Корпусными узлами станков являются станины, стойки, поперечины и другие детали, образующие контур станка и служащие базой для размещения его основных узлов. К корпусным деталям относятся также корпуса коробок скоростей и подач, суппорты, столы и планшайбы станков, которые, воспринимая силы резания, передают их станине и стойкам. Корпусные детали могут быть подвижными и неподвижными. Неподвижные детали, такие как станина и стойки, а также траверсы, могут устанавливаться в различные положения, но неподвижно закрепляются во время обработки. Подвижные детали — столы, суппорты, планшайбы во время обработки перемещаются по направляющим станины или стойки.

К корпусным деталям станка предъявляются следующие требования: высокая жесткость и виброустойчивость, длительное сохранение точности, технологичность конструкции, минимально возможные вес, удобное взаимное расположение отдельных узлов, наличие резервуаров для смазки и охлаждения и ниш для электроаппаратуры. Корпусные детали современных станков — это в большинстве случаев отливки достаточно сложной конфигурации. Они имеют ребра жесткости, базовые поверхности для крепления к другим узлам, направляющие для перемещения подвижных узлов, окна, ниши и проемы различного назначения. Соотношение размеров деталей (длины, ширины, высоты) может быть самое разнообразное.

На рис. 316 показаны наиболее характерные корпусные детали горизонтально-расточного станка. Станина (рис. 316, а) представляет собой жесткую конструкцию с длиной, значительно превышающей другие ее размеры. По направляющим станины перемещается стол (на рис. 316, б перевернут). Стойка (рис. 316, в) крепится к станине и имеет направляющие для передней бабки станка. Корпусные узлы создают основу и определяют пространственную компоновку станка.

Компоновку станка следует рассматривать как целесообразное размещение узлов станка по отношению к обрабатываемой детали (рис. 317). Если  $X$  — главная ось (по длине станка),  $Y$  — вспомогательная ось (по ширине станка) и  $Z$  — вертикальная ось (по высоте станка), то можно указать на четыре основные компоновки однопозиционных станков.

1. Узел инструмента 1 расположен спереди или сзади детали 2 (рис. 317, а). К этой группе относятся токарные, круглошлифовальные, зубофрезерные станки для нарезания реек и др. Для этих станков характерна горизонтальная станина, вытянутая вдоль оси, и компоновка на ней узлов для

привода детали (бабок или стола). Если узел инструмента невелик, он крепится на станине обычно спереди (суппорт токарного станка).

2. Узел инструмента 1 расположен сбоку (с торца детали 2) (рис. 317, б). К этой группе относятся зубофрезерные, горизонтально-расточные, зубо-

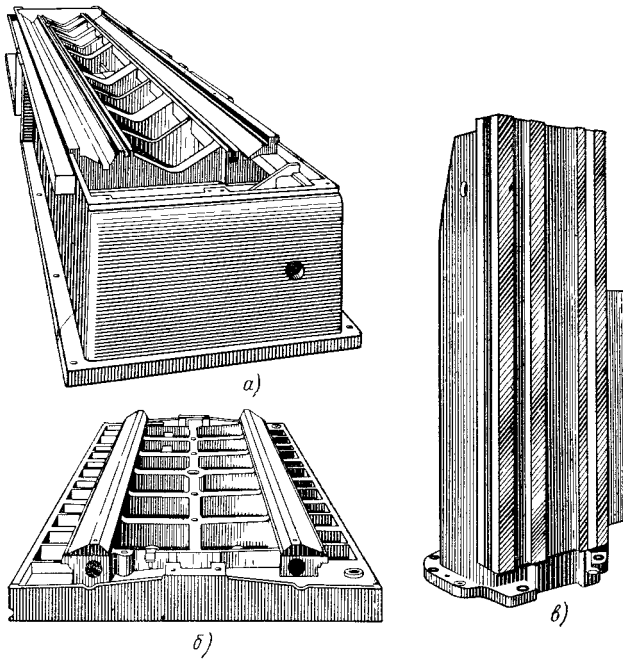


Рис. 316. Основные типы корпусных деталей станка

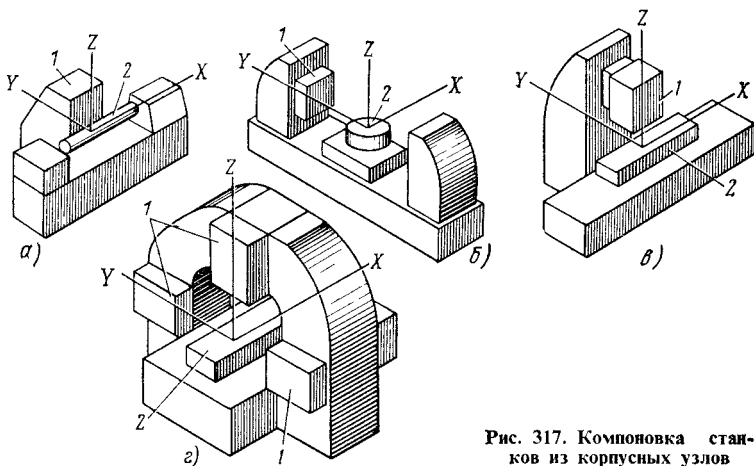


Рис. 317. Компоновка станков из корпусных узлов

строгальные, горизонтально-протяжные и другие станки. Для этих станков характерна компоновка всех основных узлов вдоль оси  $Y$  и отсутствие выступающих по направлению оси  $X$  корпусных деталей. В них достигается хорошая доступность детали и возможность создавать рамные конструкции.

3. Узел инструмента  $1$  расположен над деталью  $2$  (рис. 317, в). К этой группе относится большое число типов станков; горизонтально- и вертикально-фрезерные, плоскошлифовальные, сверлильные, долбежные, зубодолбежные, координатно-расточные, хонинговальные и др. Верхнее расположение инструмента удобно с точки зрения доступности детали, ее транспортабельности и наблюдения за процессом обработки. Для этих станков характерна вертикальная компоновка по оси  $Z$  и, соответственно, вертикальная форма станин.

4. Веерообразное расположение узлов инструмента  $1$  по отношению к детали  $2$  (рис. 317, г). Станки этой группы имеют несколько узлов инструмента, которые одновременно обрабатывают деталь с разных сторон. В группу входят карусельные, продольно-строгальные, продольно-фрезерные и некоторые типы координатно-расточных станков. Для них характерно наличие жесткой рамы (портала), на которой крепятся узлы инструмента (строгальные, суппорты, фрезерные бабки и др.). Для менее мощных станков используется и незамкнутая рама, состоящая из стойки и траверсы (хобота).

Встречаются и другие компоновки станков, не столь распространенные и характерные.

## 2. Неподвижные корпусные детали и узлы

Одной из наиболее ответственных неподвижных корпусных деталей станка является станина, которая определяет многие его эксплуатационные качества. Станины могут быть горизонтальными и вертикальными (стойки). Горизонтальные станины тяжелых станков устанавливают непосредственно на фундамент по всей опорной поверхности. Станины легких станков устанавливают на ножки, как, например, у токарных, револьверных, многих инструментальных и других станков, или на небольшую опорную поверхность основания станины (фрезерные, шлифовальные, сверлильные и другие станки).

Сложные станины обычно состоят из отдельных частей (секций горизонтальной станины, стоек). По своей конфигурации станина с корпусными деталями может образовать незамкнутый (открытый) контур станка или, для повышения жесткости, совместно с перекладинами, траверсами и другими деталями иметь замкнутый контур (портальные станины). Форма станины обычно приближается к коробчатой с внутренними стенками и перегородками для повышения жесткости и образования полостей и отсеков. Для большей жесткости часто применяют ребра специальной конфигурации (см. рис. 316, а).

В поперечном сечении станины и стойки могут иметь различный профиль. Замкнутый профиль (рис. 318, а) характерен для стоек фрезерных, сверлильных и других станков. Для горизонтальных станин применяют

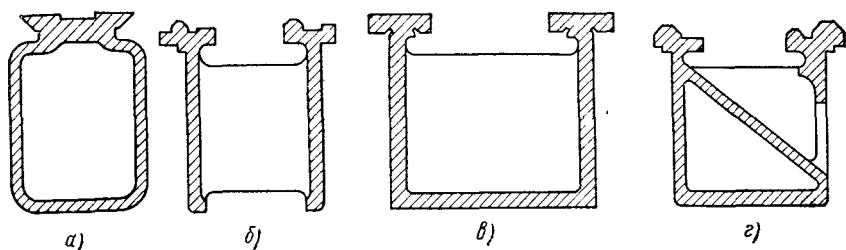


Рис. 318. Профили поперечного сечения станин

либо открытый профиль (рис. 318,б), когда две стенки соединены ребрами той или иной формы (токарные, револьверные, расточные и другие станки), либо полукрытый (строгальные, фрезерные и другие станки), когда у станины имеется верхняя или нижняя стенка (рис. 318,в). При необходимости отводить большое количество стружки станине придают специальную форму, например с наклонной стенкой и окнами в боковой стенке (рис. 318,г).

Большинство станин выполняют литыми из чугуна СЧ 21-40 и СЧ 32-52. В особо ответственных случаях применяют высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Литые станины при прочих равных условиях более виброустойчивы, так как чугун имеет большой коэффициент внутреннего трения и обладает способностью гасить возникающие колебания. Однако для того, чтобы снизить массу станины, достигающую в литых конструкциях 30% массы станка, применяют сварные станины. Они могут быть изготовлены в более короткие сроки, поддаются модернизации и исправлению путем приварки дополнительных ребер и допускают использование для направляющих более качественных материалов, чем для всей станины. Для тяжелых уникальных станков иногда делают железобетонные станины.

Главным критерием оценки работоспособности станины является ее жесткость. Основные расчеты станин относятся к оценке деформаций при действии на нее рабочих нагрузок. Из-за сложности конструктивных форм станин аналитическое решение этой задачи затруднительно и возможно лишь при определенных предпосылках и упрощениях.

Расчет станин на жесткость складывается из следующих этапов: выбор расчетной схемы станины и определение действующих на нее сил; расчет деформаций станины под действием этих сил; сравнение величины полученных деформаций с допустимыми и уточнение конструктивных параметров станины для повышения ее жесткости.

Расчетную схему станин выбирают обычно как для балок или рам. Для простых станин — это двухопорные балки с расчетной длиной  $l_p$  (рис. 319,а), равной расстоянию между ножками станины или между опорными точками, на которые устанавливается станок с горизонтальной станиной. Вертикальные станины (стойки) заменяют консольными балками или открытыми рамами (рис. 319,б) с расчетной длиной  $l_p = l_{p1} + l_{p2}$  деформируемой части. Для порталных станин расчетной схемой будет жесткая статически неопределимая рама. Силы, действующие на станину, опреде-



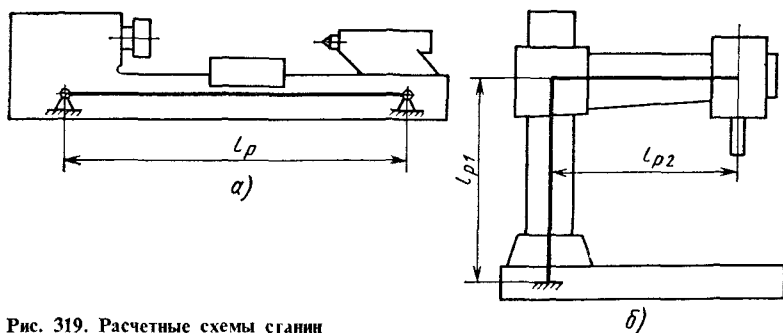


Рис. 319. Расчетные схемы станин

ляются силами резания, весом узлов и обрабатываемых заготовок, инерционными нагрузками.

Рассмотрим в качестве примера расчет сил, действующих на корпусные детали токарного станка (рис 320,а) Силы резания действуют на переднюю и заднюю бабки и на суппорт. При обтачивании в центрах силы, действующие на передний и задний центры, будут изменяться в процессе резания. Подсчитаем реакции  $A$  и  $B$ , возникающие в плоскости, перпендикулярной к оси детали. Если  $G$  – вес детали, а  $d$  – диаметр, то на передней опоре

$$Z_A = P_z \frac{b}{l} - \frac{G}{2}, \quad Y_A = P_y \frac{b}{l} + P_x \frac{d}{2l}, \quad A = \sqrt{Z_A^2 + Y_A^2};$$

на задней опоре

$$Z_B = P_z \frac{a}{l} - \frac{G}{2}, \quad Y_B = P_y \frac{a}{l} - P_x \frac{d}{2l}, \quad B = \sqrt{Z_B^2 + Y_B^2}.$$

Осевая сила  $X_A$ , действующая на переднюю бабку, складывается из составляющей силы резания  $P_x$ , из осевой составляющей полной реакции на цен-

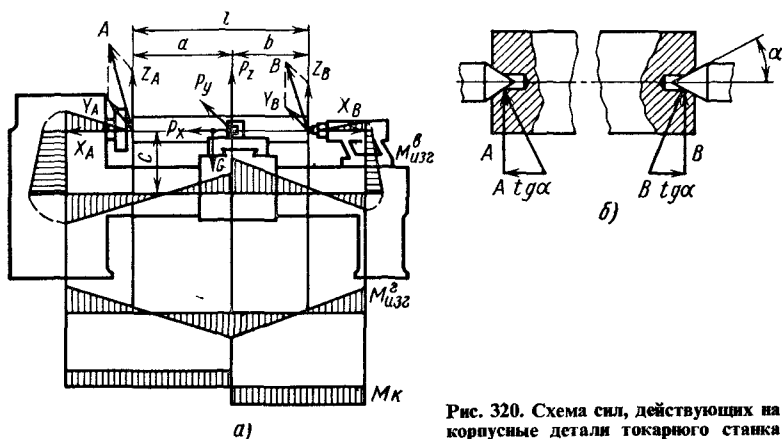


Рис. 320. Схема сил, действующих на корпусные детали токарного станка

тре (рис. 320,б) равнои  $A \operatorname{tg} \alpha$ , и из силы предварительной затяжки  $C_0 \approx 0,25P_x$ , т. е.

$$X_A = P_x + A \operatorname{tg} \alpha + C_0.$$

Осевая сила  $X_B$ , действующая на заднюю бабку, изменяется в процессе резания, так как сила  $P_x$  разгружает задний центр, ослабляя предварительную затяжку  $C_0$ . Для расчета можно принять максимально возможное значение осевой силы

$$X_B = B \operatorname{tg} \alpha + C_0.$$

Силы резания, действующие на суппорт, передаются на станину и создают относительно ее оси изгибающие и крутящие моменты. В вертикальной плоскости станины приложен внешний изгибающий момент  $M = P_x c$ , где  $c$  — расстояние от оси центров станка до оси станины. Максимальный скручивающий момент  $M_x = P_y c$ .

На рис. 320,а показаны эпюры изгибающих моментов в вертикальной ( $M_{\text{изг}}^B$ ) и горизонтальной ( $M_{\text{изг}}^Г$ ) плоскостях и эпюра крутящих моментов  $M_k$ . Эти эпюры необходимы для расчета деформации станины и других узлов.

Расчет деформаций станины под действием внешних сил является сложной задачей. В случае замкнутого профиля (рис. 318,а) деформации могут быть рассчитаны обычными методами сопротивления материалов на основании расчета соответствующих моментов инерции сечения. Если по длине  $L$  балка имеет переменное сечение, то за расчетное берут сечение, находящееся на расстоянии  $1/3 L$  от наибольшего. Влияние поперечных ребер и перегородок на жесткость изгиба и кручение при замкнутом контуре сечения невелико и может не учитываться.

Окна в стенках станин и стоек, необходимые для размещения механизмов и аппаратуры, снижают жесткость станины. При изгибе наибольшее влияние оказывают окна, расположенные в стенках, перпендикулярных к плоскости изгиба и максимально удаленных от нейтральной оси сечения. При кручении больше ослабляют сечение окна, расположенные в узкой стенке. Влияние окон при большой их длине весьма значительно и может понижать жесткость на кручение в 2–10 раз. Коэффициент понижения жесткости определяют расчетом или по графикам.

При расчете деформаций станин незамкнутого профиля (см. рис. 318,б) необходимо учитывать влияние ребер, соединяющих стенки станины. Как показали экспериментальные исследования ЭНИМСа, наличие ребер не оказывает существенного влияния при изгибе станины в вертикальной плоскости, и при определении деформации можно брать момент инерции сечения  $J$ , относительно нейтральной оси  $Y-Y$  (рис. 321.а). При необходимости увеличения жесткости в вертикальной плоскости следует выполнять приливы (ребра) на внутренней стенке станины либо ее стенки делать двойными.

При изгибе станины в горизонтальной плоскости наличие ребер существенно отражается на жесткости. Если бы ребер не было, то изгиб стенок происходил бы относительно нейтральной оси сечения каждой стенки  $Z_1$  и жесткость была бы очень низкой. Наоборот, при абсолютно жестких ребрах обе стенки станины будут работать за одно целое, и момент инер-

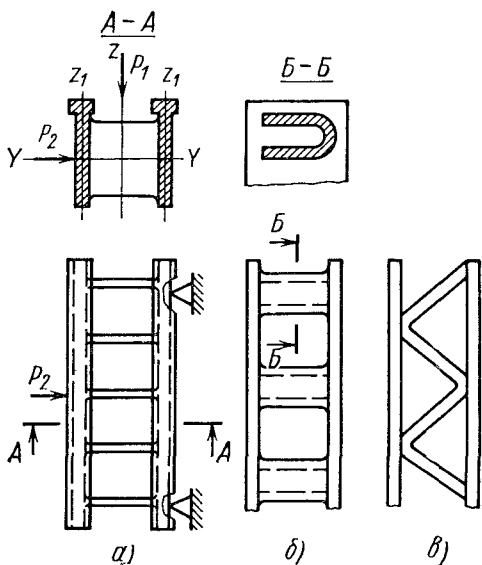


Рис. 321. Формы ребер станины

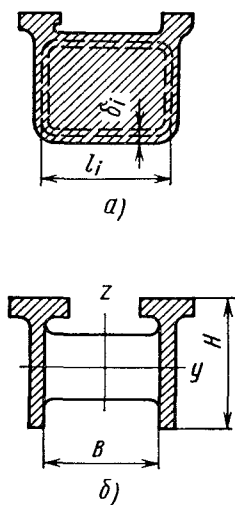


Рис. 322. Схема для расчета станины на кручение

ции  $J_z$  должен быть подсчитан относительно оси  $Z$ . В действительности ребра, соединяющие стенки станины, не обеспечивают работы двух стенок как одного сечения, и расчетный момент инерции  $J_p$  может быть в первом приближении получен с использованием экспериментального коэффициента  $k_{изг}$ , оценивающего жесткость ребер при работе на изгиб  $J_p = k_{изг} J_z$ . Для прямоугольных (поперечных) ребер  $k_{изг} = 0,1 \div 0,2$  (рис. 321, а), для П-образных ребер  $k_{изг} = 0,3 \div 0,45$  (рис. 321, б) и для диагональных ребер  $k_{изг} = 0,4 \div 0,5$  (рис. 321, в). Из этих данных, полученных для станин токарных станков, видно существенное влияние типа ребер на жесткость станины при изгибе.

При уточненных расчетах станины рассматриваются как плоские рамы (поперечные ребра) или фермы (диагональные ребра).

При расчете на кручение замкнутых профилей станины можно пользоваться соответствующими формулами для тонкостенных профилей (рис. 322, а), например

$$\varphi = \frac{M_{кр} l_p}{4GF^2} \sum \frac{l_i}{\delta_i},$$

где  $\varphi$  — угол закручивания, рад;  $l_p$  — расчетная длина станины, м;  $G$  — модуль упругости второго рода, Па;  $M_{кр}$  — крутящий момент, Н·м;  $F$  — площадь, ограниченная средней линией стенок, м<sup>2</sup>;  $l_i$  — длина участка контура, м;  $\delta_i$  — толщина участка контура, м.

При одинаковой толщине  $\delta$  стенок  $\sum \frac{l_i}{\delta_i} = \frac{\Pi}{\delta}$ , где  $\Pi$  — параметр профиля по средней линии.

Незамкнутые профили имеют более низкую жесткость на кручение, чем замкнутые. Если сравнить жесткость на кручение двух профилей одинакового размера — замкнутого и состоящего из двух стенок, соединенных ребрами, то получим следующие коэффициенты понижения жесткости на кручение  $k_{кр}$  (для токарных станков):  $k_{кр} = 0,1 \div 0,2$  для прямоугольных (поперечных) ребер;  $k_{кр} = 0,15 \div 0,3$  для П-образных ребер;  $k_{кр} = 0,25 \div 0,4$  для диагональных ребер.

Допустимые значения деформаций станины должны определяться в первую очередь из условия высокой точности обработки. Поэтому рассчитывают перемещение инструмента (или детали) в направлении, влияющем на точность обработки. Так, для токарных станков следует подсчитать суммарное перемещение резца  $f_c$  (м) в радиальном направлении в результате деформации станины:

$$f_c = f_r + \varphi c,$$

где  $f_r$  — деформация станины от изгиба в горизонтальной плоскости под резцом, м;  $\varphi$  — угол закручивания станины в сечении под резцом, рад;  $c$  — расстояние от оси станины до линии центров станка, м (см. рис. 320).

Деформация станины должна составлять лишь часть допустимых деформаций инструмента (не более 10%). Для токарных станков средних размеров суммарная деформация станин, приведенная к инструменту,  $f_c = (0,04 \div 0,07)$  м. Деформация (мм) пропорциональна радиальной составляющей силы резания  $P_y$ :

$$f_c = k \frac{P_y}{E}.$$

Для точных токарных станков коэффициент  $k$  имеет следующие значения:  $k = 105$  для мод. 1А62;  $k = 84$  для мод. 1К62 и  $k = 68$  для мод. 1620. Как видно, станины станков более новых моделей и прецизионных станков имеют повышенную жесткость.

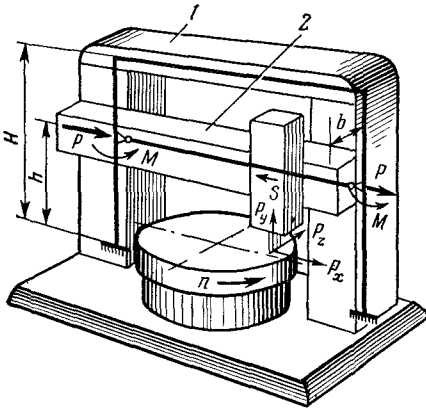
Расчеты и анализ жесткости станин позволяют сделать выводы о выборе их рациональных конструктивных параметров. Так, на жесткость станин токарных станков существенно влияет ширина станины  $B$ , которую следует выбирать примерно равной высоте  $H$  (рис. 322, б). Для коротких станин влияние конструкции ребер невелико, а для длинных станин лучшие показатели имеют диагональные ребра. При любом типе ребер жесткость станин с замкнутым профилем всегда выше жесткости станин с незамкнутым профилем.

Необходимо отметить, что при упрощенных расчетах станин можно вместо деформаций определить наибольшие напряжения, которые не должны превышать 10–12 МПа. Такие низкие значения допустимых напряжений диктуются условием длительного сохранения точности станин и косвенно учитывают условие жесткости.

Перекладыны и траверсы как элементы портальной (рамной) конструкции также рассчитывают из условия их жесткости. При этом следует выявить то направление деформаций элементов портала, которое более всего влияет на точность обработки.

Исследование баланса упругих перемещений в портальных станках показало, что жесткость портала оказывает существенное влияние на точ-

Рис. 323. Расчетная схема портала



ность обработки в основном при перемещении инструмента в направлении оси  $X$  (рис. 323). При выборе расчетной схемы соединение поперечины со стойками должно быть шарнирным, а портал рассматривается как симметричная рама. Жесткость стоек порталного типа рекомендуется рассчитывать при таком положении верхнего суппорта, когда точка приложения силы расположена на оси стола или планшайбы.

При нагружении системы силой  $P_x$  стойки портала будут испытывать изгиб в плоскости меньшей жесткости под действием силы  $P = P_x/2$  и кручение под действием момента  $M = P_x b/2$ , где  $b$  — расстояние от оси, проходящей через центры тяжести сечений стойки, до плоскости направляющих стойки. Под действием этой нагрузки и определяют перемещения стоек в месте соединения с траверсой (поперечиной), характеризующие жесткость портала.

Жесткость перекладины 1 оценивают совместно с работой всей рамы. Для повышения жесткости перекладины можно применять более развитую верхнюю стенку, как это принято в продольно-фрезерных станках. Жесткость траверсы 2 (поперечины) можно в первом приближении рассматривать как для балки на двух шарнирных опорах.

### 3. Подвижные корпусные детали и узлы

Подвижные корпусные узлы предназначены либо для закрепления и рабочего перемещения обрабатываемой детали (столы фрезерных, строгальных, расточных, шлифовальных станков, планшайбы карусельных и зубофрезерных станков), либо для установки и рабочего перемещения режущего инструмента (суппорты токарных, револьверных и зубофрезерных станков, ползуны поперечно-строгальных и долбежных станков). Все эти узлы имеют прямолинейные или круговые направляющие, которые оказывают большое влияние на точность и долговечность станка и рассмотрены отдельно в гл. XXIV.

**Столы.** Для столов станков характерна коробчатая форма и наличие плоскости с пазами для установки и закрепления детали. С целью повышения жесткости тело стола, как правило, усиливают продольными и поперечными ребрами. Тяжелые столы, например, продольно-строгальных станков часто делают составными.

Узел стола может быть относительно простым и состоять из одного стола, перемещающегося по направляющим станины, или из нескольких корпусных деталей (салазок, стола, поворотной части), перемещающихся относительно друг друга и образующих общий сложный узел.

На стол станка действуют изгибающие и крутящие моменты, поэтому целесообразно применять для стола сечения замкнутого профиля. В первом приближении расчет столов на жесткость можно вести без учета ребер.

Полученный результат будет соответствовать заниженной жесткости, и поэтому при наличии ребер будет дополнительная гарантия правильной работы стола. Допустимые значения деформации стола выбирают исходя из требований к прямолинейности его рабочей поверхности, на которую устанавливается деталь, и из условия нормальной работы направляющих прямолинейного движения.

Суппорты станков отличаются большим разнообразием конструкций. При необходимости обеспечить перемещение инструмента (продольное, поперечное, поворот) суппорт должен состоять из каретки (салазок) и собственно суппорта с поворотной частью. В этом случае размеры и форму корпусных деталей выбирают исходя из требования получения минимальной высоты всей конструкции. Примером таких конструкций являются суппорты токарных станков средних размеров. Узел суппорта в этом случае состоит из каретки, перемещающейся по направляющим станины; нижней части суппорта, которая перемещается в поперечном направлении по направляющим каретки; поворотной части и верхних салазок, несущих резцовую головку.

Жесткость суппортной группы определяют как статические перемещения инструмента относительно заготовки, так и виброустойчивость системы в процессе обработки. Упругая система суппортной группы может быть упрощенно представлена как имеющая постоянный центр тяжести (рис. 324), относительно которого момент внутренних упругих сил равен нулю [22]. Если направление силы резания  $P$ , действующей на суппорт, проходит через центр жесткости, то смещение резца определяется деформациями суппорта по двум главным центральным осям жесткости ( $Z$  и  $Y$ ). Если сила резания не проходит через центр жесткости, то суппорт, помимо смещения по осям координат, будет поворачиваться вокруг центра жесткости. Смещение резца в результате поворота суппорта, которое является основным для оценки точности обработки, зависит от момента силы  $P$  относительно центра жесткости и крутильной жесткости суппорта  $C_0$ .

Жесткость системы суппорта можно привести к вершине резца и характеризовать эллипсом жесткости с максимальным значением последней, направленной к центру жесткости, и минимальным значением  $C_{\min}$  — перпендикулярно к ней. Так, для токарного станка 1А62 координаты центра тяжести  $y_c = 0,111$  м и  $z_c = 0,152$  м, а показатели жесткости имеют значение  $C_0 = 13 \cdot 10^5$  МН/м,  $C_{\max} = 7,4$  МН/м и  $C_{\min} = 24$  МН/м [22]. Направление перемещения вершины резца от силы  $P$  перпендикулярно касательной к эллипсу жесткости в точке пересечения его линией действия силы. Это направление может совпадать с действием силы  $P_y$  или в отдельных случаях иметь противоположное направление («отрицательная» технологическая жесткость). Эллипс жесткости дает подробную характеристику жесткости такого сложного узла, как суппорт.

В тяжелых и многорезцовых станках, где воспринимаются большие силы, стремясь к коробчатой, более жесткой форме суппортов. На жесткость суппортной группы основное влияние оказывает жесткость не кор-

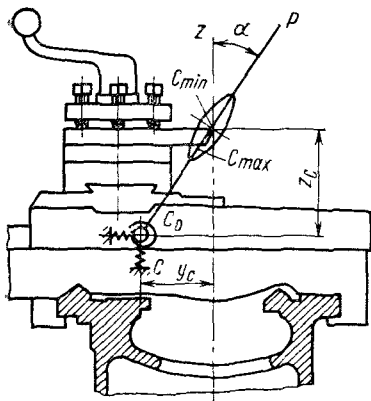


Рис. 324. Расчетная схема суппорта токарного станка

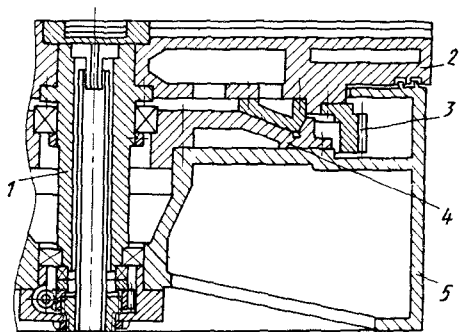


Рис. 325. Планшайба карусельного станка

пусных деталей, а стыков. Поэтому для повышения жесткости суппорта прежде всего упрощают его конструкцию и уменьшают число стыков, а затем уже повышают жесткость самих корпусных деталей.

Планшайбы станков обеспечивают непрерывное вращение заготовок у карусельных, зубофрезерных, плоскошлифовальных и других станков. Планшайба представляет собой круглый стол 2 коробчатой формы, усиленный радиальными и кольцевыми ребрами (рис. 325), который опирается на круговые направляющие 4 и жестко соединен со шпинделем 1. Для лучшей работы планшайбы, особенно при обработке высоких деталей, шпиндель выполняется удлиненным, так как его опоры воспринимают часть опрокидывающих моментов. При плоских направляющих опоры шпинделя воспринимают также сдвигающие силы. Планшайба карусельного станка вращается на призматических круговых направляющих, прикрепленных к станине 5. Привод планшайбы осуществляется от зубчатого венца 3. В нижней части шпиндельного узла 1 предусмотрена возможность регулировки опорных подшипников, благодаря чему воспринимается часть осевой нагрузки.

Планшайбы средних и тяжелых станков имеют короткий шпиндель и две направляющие кругового движения. В карусельных станках больших размеров применяют планшайбу из двух частей — внутренней и внешней, для того чтобы не вращать всю планшайбу при обработке деталей средних размеров и выбирать рациональные скорости резания. Привод небольших планшайб может осуществляться от зубчатого колеса или червячной пары (зубофрезерные станки), а средних и тяжелых — от венца. Рабочая поверхность планшайбы имеет пазы для установки и закрепления детали, а в ряде случаев и отверстие в шпинделе для установки оправки.

К планшайбам станков предъявляют повышенные требования по жесткости, так как их деформация приводит к нарушению точности обработки и правильного контакта в направляющих. На планшайбу действуют сила резания, вес детали и планшайбы, силы, возникающие при зажиме детали. Деформации планшайб могут быть подсчитаны по формулам, приме-

няемым для круглых пластин, если в них подставить вместо цилиндрической жесткости ее приведенное значение.

Оптимальная высота планшайбы с точки зрения жесткости должна быть не менее 0,12–0,16 диаметра. Длинные двухопорные шпиндели воспринимают некоторую часть опрокидывающего момента и тем самым увеличивают жесткость планшайбы. Работоспособность планшайб во многом определяется качеством их направляющих.

#### 4. Температурные деформации корпусных деталей

Температурные деформации корпусных деталей, особенно при неравномерном нагреве, могут существенно влиять на точность обработки. Неравномерность нагрева происходит от тепла, выделяемого при работе отдельных механизмов станка в процессе резания, при циркуляции охлаждающей жидкости и по другим причинам. В быстроходных станках важным источником тепловыделения является трение в направляющих.

Температурные деформации станин и стоек могут быть рассчитаны в предположении, что эти деформации пропорциональны средним температурам. Тогда линейные температурные деформации станин ( $m$ )

$$\Delta L = \varepsilon L t_{cp}, \quad (73)$$

где  $L$  — длина станины, м;  $\varepsilon$  — коэффициент линейного расширения,  $1/^\circ\text{C}$  (для чугуна  $\varepsilon = 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$ );  $t_{cp}$  — средняя температура,  $^\circ\text{C}$ .

Искажение нейтральной оси станины и стрела прогиба, вызванные неравномерным распределением температур, могут быть определены, если принять линейное распределение средних температур по высоте сечения станины и рассматривать станину как балку (рис. 326). При указанных допущениях стрела прогиба  $x$  и угол  $\varphi$  относительного поворота двух сечений на расстоянии  $L$  друг от друга определяются выражениями

$$x = \frac{\varepsilon L^2 \Delta t}{8H}; \quad \varphi = \frac{\varepsilon L \Delta t}{H}, \quad (74)$$

где  $\Delta t$  — разность средних температур верхней и нижней поверхностей станины,  $^\circ\text{C}$ ;  $H$  — высота станины, м.

Формулы (74) получены на основе тех же предпосылок, что и при рассмотрении температурных деформаций станины, скрепленной с фундаментом [см. формулу (75)]. Средние температуры верхней и нижней поверхностей (сечений) станины, определяющие величину деформаций, можно определить, если известно температурное поле станины. Поэтому при проектировании станин следует учитывать расположение источников тепла, с тем чтобы свести к минимуму температурные деформации станин. Теплообразование в быстроходных и нагруженных коробках скоростей может привести к таким температурным деформациям корпуса коробки, которые отразятся на точности обработки на станке.

Анализ температурных деформаций корпусов шпиндельных бабок показывает [57], что они определяются в основном температурными полями отдельных стенок, обычно — стенок, несущих опоры шпинделей. При этом температурные перемещения шпинделей пропорциональны средней избыточной температуре стенок на участках, входящих в размерную цепь ста-



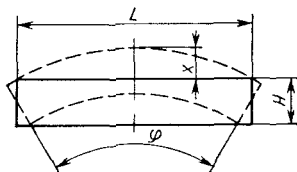


Рис. 326. Схема тепловых деформаций станины

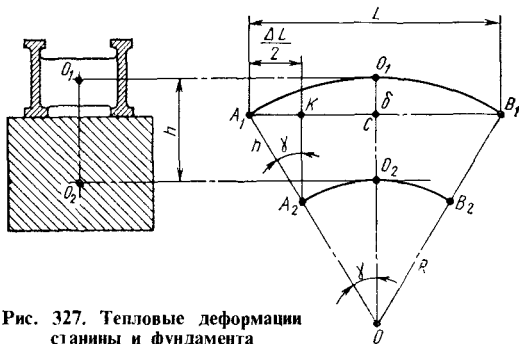


Рис. 327. Тепловые деформации станины и фундамента

нок — деталь — инструмент. Исходя из этого, для практических расчетов можно принять, что температурные изменения данного размера корпусной детали пропорциональны средней температуре на этом участке, т. е. можно пользоваться формулой (73).

В случае скрепления станины с фундаментом наиболее опасны те температурные деформации станины, которые могут возникнуть при колебании температуры окружающей среды. Эти деформации вызываются различием коэффициентов линейного расширения фундамента (бетон) и станины (чугун), вследствие чего при изменении температуры их длина становится неодинаковой и станина изгибается. Необходимо подсчитать искривление станины, так как от ее величины зависит точность обработки на станке. На рис. 327 приведена расчетная схема для определения величины  $\delta = O_1C$ . Станину и фундамент при расчете заменяем двумя скрепленными пластинами, выполненными из соответствующих материалов. Оси пластин проходят через центры тяжести станины  $O_1$  и фундамента  $O_2$ . Искривление осей  $A_1O_1B_1$  и  $A_2O_2B_2$  из-за разности тепловых приращений станины и фундамента составляет на каждый метр их длины

$$\Delta = \alpha_{ст}(t_1 - t_2) - \alpha_{ф}(t_1 - t_2) = (\alpha_{ст} - \alpha_{ф})(t_1 - t_2),$$

где  $\alpha_{ст}$  и  $\alpha_{ф}$  — коэффициенты линейного расширения материала станины и фундамента,  $1/^\circ\text{C}$ ;  $t_1, t_2$  — температуры в цехе при заливке фундамента и в данный момент,  $^\circ\text{C}$ .

Следовательно, разница длин фундамента и станины будет равна  $\Delta L$  или половине этой величины на каждую сторону (рис. 327):

$$\delta = R - R \cos \gamma = R(1 - \cos \gamma) = 2R \sin^2(\gamma/2).$$

Из треугольников  $A_1A_2K$  и  $OA_1C$  получим

$$\sin \gamma \approx \gamma = \frac{\Delta L}{h} \text{ и } R = \frac{L}{2 \sin \gamma}.$$

Подставляя значения  $\gamma$  и  $R$  в формулу для  $\delta$ , имеем (м)

$$\delta = \Delta L^2 / (8h). \quad (75)$$

Из данной формулы видно, что чем длиннее станина, тем больше искривление  $\delta$  ее направляющих. Поэтому длинные станины нельзя скреплять с фундаментом по всей длине, чтобы не лишить их возможности свободных тепловых расширений.

## Направляющие станков

Направляющие служат для обеспечения прямолинейного и кругового перемещения по станине подвижных узлов станка — суппортов, столов, планшайб, револьверных головок. От точности изготовления направляющих и их износостойкости во многом зависит точность работы всего станка.

### 1. Направляющие скольжения для прямолинейного движения

Конструктивные формы направляющих скольжения весьма разнообразны. Если поверхности скольжения имеют выпуклый профиль (рис. 328, а, в, д, ж), то на них плохо удерживается смазка, и поэтому направляющие такой формы чаще применяют при малых скоростях перемещения. Их преимущество — более простое изготовление, а также то, что на них не удерживается стружка. Направляющие, которые образуют в сечении внутренний профиль (рис. 328, б, г, з), более пригодны для высоких скоростей скольжения, так как хорошо удерживают смазку, однако их необходимо надежно защищать от попадания стружки и от загрязнения. Плоские (прямоугольные) направляющие (рис. 328, а) просты в изготовлении, но плохо удерживают смазку и легко засоряются. Их применяют при медленных перемещениях, например для силовых головок агрегатных станков.

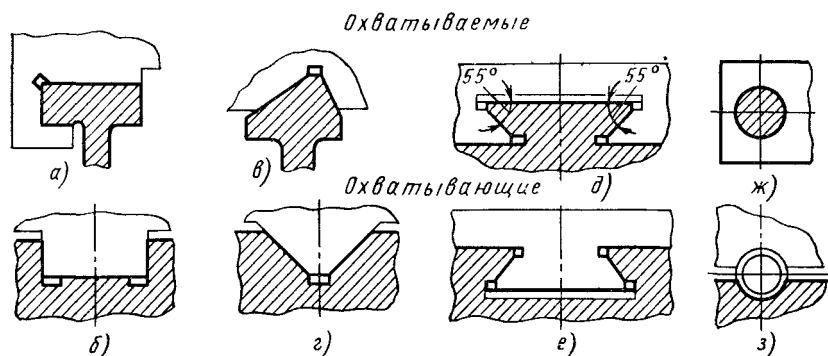


Рис. 328. Типы направляющих скольжения

Треугольные (призматические) направляющие (рис. 328,в) применяют при симметричной нагрузке и малых скоростях перемещения, например для салазок револьверной головки. V-образные направляющие (рис. 328,г), пригодны при больших скоростях, например для столов строгальных станков.

В направляющих типа ласточкина хвоста (рис. 328,д, е) достаточно четырех плоскостей скольжения, чтобы воспринимать нагрузки (включая опрокидывающие моменты) всеми направляющими. Для других типов направляющих, чтобы обеспечить восприятие опрокидывающих моментов, требуются специальные планки. Однако направляющие в виде ласточкина хвоста сложны в изготовлении, имеют недостаточную жесткость, и их применяют обычно при малых скоростях перемещения и при невысоких требованиях в отношении точности, например для поперечных салазок токарных и револьверных станков (рис. 328,д), столов фрезерных станков малых и средних размеров (рис. 328,е).

Комбинированные направляющие чаще всего применяют в виде сочетания плоской и треугольной направляющих. Они упрощают конструкцию и используются в токарных, шлифовальных и других станках. Несимметричная грань направляющей выполняется в ряде случаев при наличии одностороннего действия усилия, с тем чтобы основная грань была перпендикулярна последнему. Если по станине перемещается несколько суппортов, то в конструкции направляющих должно учитываться взаимное расположение суппортов.

Иногда применяют круглые направляющие (рис. 328, ж, з), простые в изготовлении и эксплуатации. Для перемещения суппортов и столов тяжелых станков часто применяют больше двух направляющих.

Основной критерий работоспособности направляющих — их износостойкость. Они должны длительно сохранять полученную при изготовлении точность. Износостойкость направляющих зависит от многих факторов, главными из которых являются материал и вид термообработки, давление и его распределение по граням и по длине направляющих, условия работы (смазка, загрязненность и др.), характер перемещения суппорта или стола (скорость, величина хода).

Направляющие скольжения станков работают обычно в условиях малых и средних скоростей скольжения (до 1—1,5 м/с) с небольшими давлениями (обычно до 1 Па).

При выборе материала для направляющих следует учитывать, что в большинстве случаев они составляют одно целое со станинами, суппортами, столами и т. д., которые отлиты из чугуна. Для повышения износостойкости направляющих, их следует закалять ТВЧ или другим способом. Можно также применять с этой целью метод электронского упрочнения твердыми сплавами.

В станках применяют также закаленные стальные направляющие из сталей 20Х и 40Х, выполняемые в виде планок, которые прикрепляются к чугунным или сварным стальным станинам.

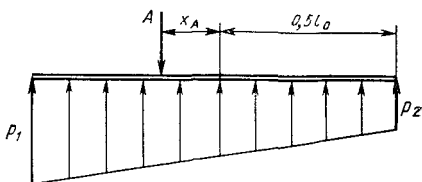
Для расчета направляющих скольжения необходимо в первую очередь знать характер эпюры давлений между гранями направляющих.

Если в направляющей действует сила (реакция)  $A$  (рис. 329), которая смещена от середины на некоторую величину  $x_A$ , то для определения эпюры давлений можно применять формулы [18]

Рис. 329. Расчетная схема направляющих

$$p_1 = \frac{A}{al_0} \left( 1 + 6 \frac{x_A}{l_0} \right);$$

$$p_2 = \frac{A}{al_0} \left( 1 - 6 \frac{x_A}{l_0} \right),$$



где  $p_1$  и  $p_2$  — наибольшее и наименьшее давления;  $l_0$  — длина направляющих.

Данные формулы получены в предположении линейности эпюры давлений. При  $x_A = 0$  получим прямоугольную эпюру  $p_1 = p_2 = A/(al_0) = p_{cp} = \text{const}$ ; при  $x_A = l_0/6$  эпюра давлений будет треугольной:  $p_2 = 0$  и  $p_1 = 2p_{cp}$ ; при  $x_A > l_0/6$  получим неполное касание по длине направляющих (раскрытие стыка), что является весьма нежелательным. Таким образом, эксцентриситет  $x_A$  приложения силы  $A$  оказывает большое влияние на характер эпюры давлений.

При перемещении суппорта или стола по направляющим станины на них действует сложная система сил. Внешними силами будут силы резания  $P_x, P_y$  и  $P_z$ , тяговое усилие  $Q$ , перемещающее суппорт, и вес суппорта  $G$ . В результате действия этих сил в направляющих возникают реакции  $A, B, C$ , которые определяют эпюру давлений в каждой направляющей.

Рассмотрим методику определения давлений в направляющих на примере направляющих токарного станка (рис. 330). Оси координат совпадают по направлению с соответствующими составляющими сил резания,

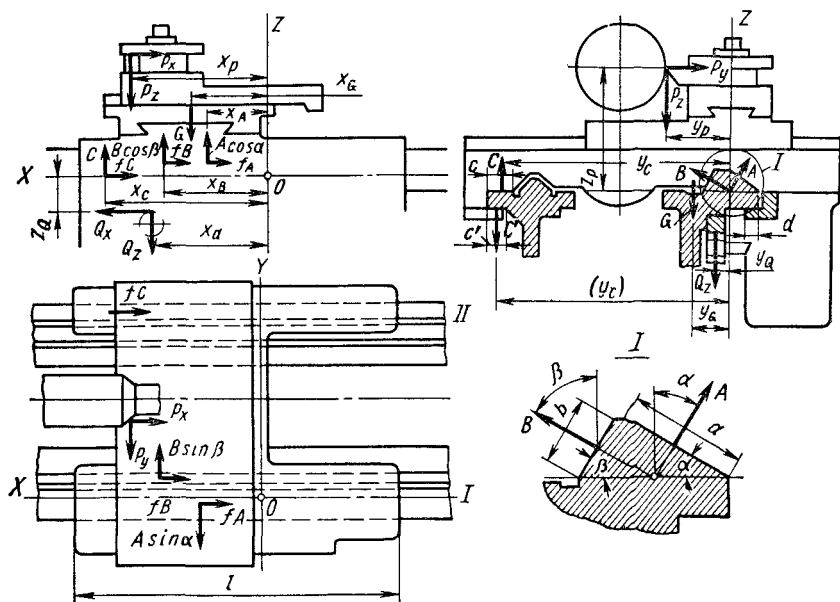


Рис. 330. Схема для расчета нагрузок, действующих в направляющих суппорта

начало координат находится в точке пересечения реакций на треугольной направляющей, а по длине — в середине направляющих. Координаты приложения реакций в направляющих обозначены через  $x_A, x_B, x_C$ . Проектируя все силы на оси и беря сумму моментов относительно осей, напишем шесть уравнений статики:

$$\Sigma X = -P_x + Q_x - (A + B + C)f = 0;$$

$$\Sigma Y = B \sin \beta - A \sin \alpha - P_y = 0;$$

$$\Sigma Z = B \cos \beta + A \cos \alpha + C - P_z - G - Q_z = 0;$$

$$\Sigma M_x = P_y z_p + C y_C - P_z y_p - G y_G = 0;$$

$$\Sigma M_y = P_x z_p + Q_z G - P_z x_p - Q_z x_G - G x_G + A \cos \alpha x_A + B \cos \beta x_B + C x_C = 0;$$

$$\Sigma M_z = P_y x_p + A \sin \alpha x_A - P_x y_p - B \sin \beta x_B - C f y_C = 0,$$

где  $f$  — коэффициент трения;  $f = 0,1 \div 0,2$  — при малых скоростях перемещения (токарные, фрезерные станки),  $f = 0,05 \div 0,08$  — при больших скоростях перемещения и хорошей смазке (строгальные, шлифовальные станки).

Неизвестными являются реакции в направляющих  $A, B$  и  $C$ , тяговое усилие  $Q$  и координаты. Поскольку имеется семь неизвестных, задача является статически неопределимой. Все силы могут быть определены из первых четырех уравнений, так как в них не входят искомые координаты  $x_A, x_B, x_C$ . Следовательно, на всех трех гранях направляющей можно определить средние давления  $p_{\text{ср}}$ .

В некоторых случаях при приближенных расчетах этим можно ограничиться и сравнить полученные значения давлений с допустимыми.

Для определения максимальных давлений и, главное, характера эпюры (имеется ли раскрытие стыка) необходимы полное решение статически неопределимой задачи и расчет координат  $x_A, x_B, x_C$ . Эти методы расчета рассмотрены в специальной литературе [35, 46].

После определения эпюр давлений на всех гранях и максимальных давлений необходимо их сравнить с допустимыми величинами  $p_{\text{доп}}$ .

Значения  $p_{\text{max}}$  получены из практики работы станков и соответствуют условиям длительной работы направляющих при нормальных условиях эксплуатации (хорошая смазка, минимальное загрязнение и т. п.). Для чугунных направляющих допускаются  $p_{\text{max}} = 2,5 \div 3,0$  МПа при малых скоростях скольжения (подачи) и до 0,8 МПа при больших скоростях скольжения (скорости резания). Для шлифовальных станков, где особенно тяжелые условия с точки зрения абразивного износа,  $p_{\text{max}} = 0,05 \div 0,8$  МПа. Для тяжелых станков эти значения понижаются в 2 раза, так как ремонт направляющих этих станков весьма сложен. При расчете по средним давлениям допустимые значения  $p_{\text{доп}}$  снижаются в 2 раза.

Данный расчет позволяет оценить условия работы направляющих с точки зрения распределения и величины давлений. Этим косвенно учитывается износ, который, помимо прочего, зависит и от давления. Однако при расчете надо учитывать все основные факторы, влияющие на износ направляющих и на распределение этого износа по поверхности трения и, главное, по длине направляющих.

Для увеличения срока службы направляющих универсальных станков с большим ходом суппорта следует обращать особое внимание на правильную загрузку станка и приемы работы, обеспечивающие более равномерный износ направляющих по длине. Нецелесообразно загружать станок изготовлением небольших деталей, которые можно обработать на станке меньших размеров. При больших ходах суппорта форма изношенной поверхности направляющей приближается к форме кривой распределения ходов суппорта, т. е. износ больше в тех зонах, где суппорт чаще перемещается.

Для увеличения срока службы направляющих станков с малым ходом необходимо принимать меры к тому, чтобы эпюра давлений была равномерной. Характер эпюры зависит главным образом от конструктивной формы суппорта и его направляющих. При малых ходах суппорта форма изношенных направляющих приближается к форме эпюры давлений.

Повышение износостойкости направляющих способствует сохранению точности и виброустойчивости станка. В практике применяют разнообразные методы повышения долговечности направляющих. Большое значение имеют правильный выбор материала направляющих, качество их смазки, конструктивные и эксплуатационные факторы. В большой степени влияют на долговечность направляющих условия эксплуатации. Предохранение направляющих от попадания на них пыли из воздуха, частиц обрабатываемого материала, абразивов повышает их износостойкость. Для защиты направляющих применяют обычные или телескопические щитки, а для шлифовальных станков, где абразив взвешен в воздухе, — щитки в виде гармоник (меха). Помимо щитков, используют различного рода уплотнения, предохраняющие поверхности трения от проникновения на них загрязнений.

## 2. Направляющие скольжения для кругового движения

Для вращения планшайб и столов станков применяют плоские, конические и V-образные направляющие скольжения. Плоские направляющие наиболее просты в изготовлении и используются в легких станках и в станках средних размеров, где радиальные составляющие усилия резания могут восприниматься только шпинделем станка. Конические направляющие относительно просты в изготовлении и вместе со шпинделем планшайбы воспринимают радиальные нагрузки. Их недостатком является трудность обеспечения соосности направляющих и опор шпинделя. V-образные направляющие наиболее часто применяют для направляющих планшайб, хотя технология их изготовления более сложна. Основную нагрузку воспринимает пологая (внутренняя) грань направляющих, так как между наружными гранями направляющих планшайбы и станины предусматривается небольшой зазор для температурных деформаций.

При рассмотрении нагрузок, действующих в направляющих кругового движения, необходимо учитывать работу подшипников шпинделя планшайбы, которые воспринимают часть радиальных, а в ряде случаев и осевых нагрузок.

Для круговых направляющих столов применяют те же материалы, что и для направляющих поступательного движения. Находят также примене-

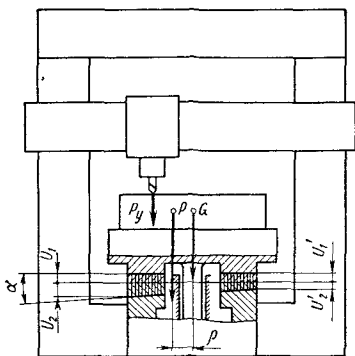


Рис. 331. Схема износа направляющих кругового движения

ние цветные сплавы в паре с чугуном; эта пара обеспечивает достаточную износостойкость направляющих и снижает возможность возникновения задиров. Перспективным для направляющих является применение пластмасс в виде накладных планок на суппорты и столы станков. Для этих целей применяются текстолит, кордолокнит, винипласт, а также полиамиды (капрон, нейлон).

Круговые направляющие скольжения рассчитывают обычно по среднему давлению  $p$  и максимальной окружной скорости скольжения  $v_{\max}$ . Средние давления определяют с учетом веса всех вращающихся частей (узел планшайбы, обрабатываемая деталь) и вертикальных составляющих сил резания. Для чугунных направляющих планшайб допустимое давление при диаметре планшайб до 3 м принимается  $p_{\text{доп}} = 0,3 \div 0,4$  МПа, при диаметре планшайб свыше 3 м  $p_{\text{доп}} = 0,15 \div 0,2$  МПа.

Низкие давления выбирают для уменьшения износа направляющих. Увеличение скорости скольжения положительно влияет на обеспечение жидкостного трения, но может способствовать появлению нежелательных форм износа при смешанном трении. В последнем случае следует ограничивать  $v_{\max}$  до 3–3,5 м/с.

Износ направляющих кругового движения в случае эксцентричной нагрузки (рис. 331) будет равномерным по окружности для вращающейся планшайбы ( $U_1 > U_1'$ ) и неравномерным для направляющих станины ( $U_2 > U_2'$ ).

Направляющие станины испытывают неодинаковую нагрузку, и в зоне действия силы резания их износ будет наибольшим. При износе направляющих планшайба будет стремиться занять наклонное положение, что отразится на точности обработки.

Угол наклона  $\alpha$  плоских круговых направляющих при закономерностях абразивного изнашивания можно подсчитать по формуле [45]

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{6kPn\rho}{R^3 - r^3} t, \quad (76)$$

где  $k$  — коэффициент абразивного изнашивания направляющих станины,  $\text{см}^2/\text{Н}$ ;  $P$  — вертикальная нагрузка на планшайбу, Н;  $n$  — частота вращения планшайбы, об/мин;  $R, r$  — наибольший и наименьший радиусы круговых направляющих, см;  $\rho$  — эксцентриситет приложения силы, см;  $t$  — время работы планшайбы, мин.

Формула (76) показывает, что угол поворота планшайбы увеличивается с течением времени и его значение зависит от режимов работы ( $P, n$ ) и эксцентриситета нагрузки. При широких направляющих угол поворота планшайбы меньше.

При высоких скоростях вращения планшайбы в направляющих скольжения может иметь место жидкостное трение, которое обеспечит длительную работу направляющих без износа. Для создания гидродинамического эффекта на направляющих станины выполняют специальные скосы, а каждый сегмент направляющей имеет горизонтальный и наклонный участки [46]. Недостатком в этом случае является «всплывание» планшайб, поскольку толщина масляного слоя зависит от нагрузки и частоты вращения.

На работу направляющих кругового движения оказывают влияние и температурные деформации. При V-образных направляющих температурные деформации планшайбы приводят к возрастанию давлений на внутренней крутой направляющей, появлению задиров и заклиниванию. Выполнением специальных ребер между направляющей и противоположными стенками планшайбы можно увеличить теплоотвод от направляющих и уменьшить температурные деформации.

Ведутся исследования аэростатических направляющих, в которых между направляющими суппорта и станины создается воздушная подушка при подаче воздуха давлением 3–6 ат. Воздух подается по каналам суппорта и через жиклеры попадает в специальные карманы, где создаются локальные аэростатические подушки. Коэффициент трения аэростатических направляющих очень мал и может достигать значений 0,0005, зазор в направляющих порядка 2–4 мкм, а жесткость больше 100 Н/мкм. Чем меньше объем подводящего кармана (канавки), тем устойчивее аэростатические опоры.

### 3. Направляющие качения

В последние годы в станках все шире применяют направляющие качения, в которых трение скольжения заменено трением качения шариков или роликов по закаленному направляющим (планкам) станины и стола или суппорта. Характерно применение направляющих качения в координатно-расточных, шлифовальных, копировальных, карусельных и других станках, особенно в станках с программным управлением. При этом значительно уменьшаются силы трения (коэффициент трения покоя для направляющих качения в 20 раз меньше, чем для направляющих скольжения), прерывистость движения, вызванная при скольжении эффектом прилипания, и износ сопряжения.

На рис. 332 показаны поперечные сечения стола с шариковыми и роликовыми направляющими качения. Тела качения, помещенные в плоский сепаратор, располагают

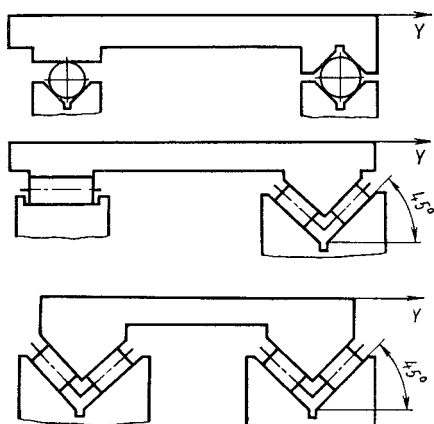


Рис. 332. Направляющие качения стола



между калеными направляющими стола и станины. При движении стола качение шариков происходит по направляющей станины, поэтому они проходят лишь половину пути, на который перемещается стол станка. Ввиду этого сепаратор с шариками делают короче стола на половину его хода. Для больших перемещений стола применяют конструкцию, в которой шарики не имеют сепаратора, при перемещении стола попадают в специальные желобки и непрерывно циркулируют по замкнутому контуру.

Направляющие качения для планшайб выполняют в виде обычных специальных подшипников качения.

Расчет направляющих качения, как правило, производят на основании формул для контактных напряжений и деформаций по теории Герца — Беляева.

Для уменьшения износа направляющих качения допустимые напряжения, выбираемые по общим правилам, занижаются и составляют, например, для роликовых направляющих точных станков (координатно-расточных, шлифовальных) 100–150 МПа.

С точки зрения контактной жесткости направляющие скольжения и шариковые направляющие качения примерно равноценны, однако на жесткость последних большое влияние оказывает предварительный натяг. С увеличением натяга жесткость направляющих сначала резко увеличивается, а затем, по достижении определенной величины натяга, изменяется мало.

Жесткость направляющих качения лучших форм с предварительным натягом (при оптимальной его величине) может превышать жесткость направляющих скольжения в несколько раз.

Эксперименты показали [24], что направление качения позволяют осуществлять малые установочные перемещения с высокой точностью. При высокой жесткости привода погрешность установки характеризуется величинами порядка 0,1–0,2 мкм. При малой жесткости привода точность установки понижается.

## Шпиндельные узлы

### 1. Шпиндели станков и компоновка шпиндельных узлов

Шпиндель является одной из наиболее ответственных деталей станка. От него во многом зависит точность обработки. Поэтому к шпинделю предъявляется ряд повышенных требований. Конструкцию шпинделя определяют: а) требуемая жесткость, расстояние между опорами, наличие отверстия (для пропуска материалов и для других целей); б) конструкция приводных деталей (зубчатые колеса, шкивы) и их расположение на шпинделе; в) тип подшипников и посадочные места под них; г) метод крепления патрона для детали или инструмента (определяет конструкцию переднего конца шпинделя).

Шпиндели современных станков имеют довольно сложную форму. К ним предъявляются высокие требования по точности изготовления; часто до половины всех проверок на точность, проводимых при изготовлении станка, приходится на шпиндельный узел. Технические условия на изготовление шпинделей устанавливаются ГОСТом для станков данного класса. Так, для шпинделей прецизионных станков средних размеров биение поверхностей под подшипники относительно оси шпинделя не должно превышать 1 мкм, овальность и конусность шейки — 2 мкм. Это говорит о высоких требованиях к шпинделю станка и ко всему шпиндельному узлу.

Компоновка шпиндельных узлов связана с компоновкой всего станка, так как шпиндель является одним из главных его элементов. Вариант расположения шпиндельной бабки однопозиционных станков можно видеть на рис. 331. В прецизионных станках (токарных, координатно-расточных и др.) стремятся выделить шпиндель в самостоятельный конструктивный узел, отделив его от коробки скоростей. Этим значительно уменьшается передача на шпиндель вибраций и динамических нагрузок, возникающих в приводе. Компоновка шпиндельных узлов многошпиндельных станков имеет свою специфику. Здесь расположение узла шпинделя зависит от положения в пространстве оси станка  $X - X$  (вертикальная или горизонтальная) и расположения по отношению к ней осей вращения шпинделей  $Z - Z$  (рис. 333). Ось станка  $X - X$  обычно совпадает с осью вращающегося стола или шпиндельного барабана.

Для сокращения площадей и удобства обслуживания в многопозиционных станках широко распространена вертикальная компоновка. Если деталь в период обработки вращается, то удобнее располагать ось вращения шпинделя  $Z$  параллельно оси стола (рис. 333,а). К этой группе относятся многошпиндельные автоматы и полуавтоматы последовательного и параллельного действия для токарной обработки и сверлильно-расточных

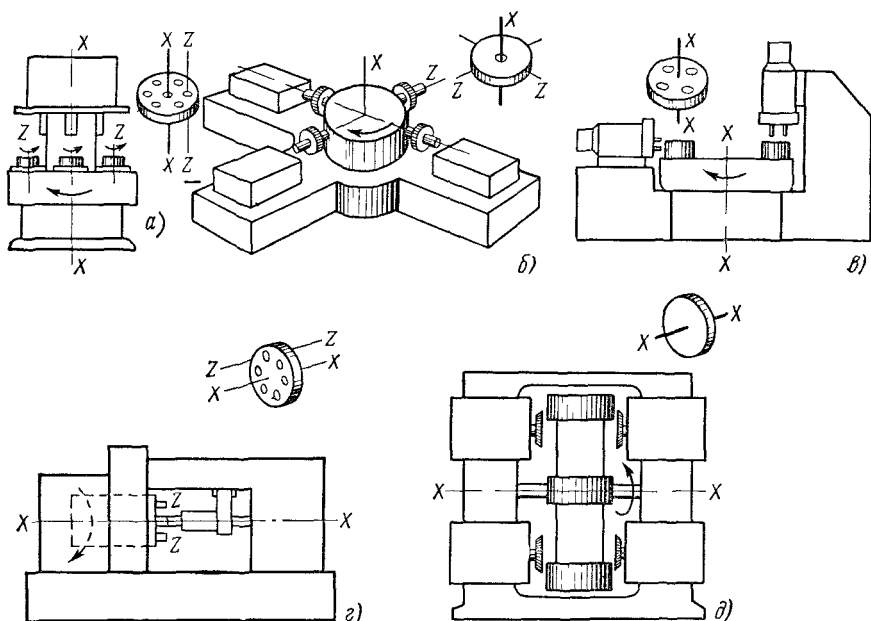


Рис. 333. Расположение шпиндельных узлов в многопозиционных станках

работ. Расположение оси вращения шпинделя перпендикулярно оси стола (рис. 333,б) — более редкий случай. Обработка неподвижных деталей характерна для агрегатных сверлильно-расточных станков с поворотным столом (рис. 333,в), где шпиндели компонуют в многошпиндельных головках.

Горизонтальное расположение оси стола, когда стол превращается в шпиндельный барабан, характерно для большой группы многошпиндельных токарных автоматов и полуавтоматов (рис. 333,з), а обработка неподвижных деталей на барабане с горизонтальной осью вращения производится, например, на барабанно-фрезерных станках (рис. 333,д) с непрерывным вращением барабана или на многопозиционных станках с компоновкой, подобной представленной на рис. 333,з.

Весьма важным является выбор материала шпинделя. Средненагруженные шпиндели изготавливают обычно из стали 45 с улучшением (закалка и высокий отпуск). При повышенных силовых нагрузках применяют сталь 45 с низким отпуском. Для шпинделей, требующих высокой поверхностной твердости и вязкой сердцевины, применяют сталь 45 с закалкой ТВЧ и низким отпуском. При повышенных требованиях применяют стали 40Х, 38ХМЮА, 38ХВФЮА (шпиндели быстроходных станков), 20Х с цементацией, закалкой и отпуском, 12ХНЗ (быстроходные и тяжело нагруженные шпиндели) и другие малолегированные стали. Сталь 65Г применяют для крупных шпинделей.

В качестве примера конструктивного оформления шпиндельного узла на рис. 334 показан шпиндель пруткового автомата на подшипниках качения с приводом от зубчатых колес, а на рис. 335 — узел передней бабки

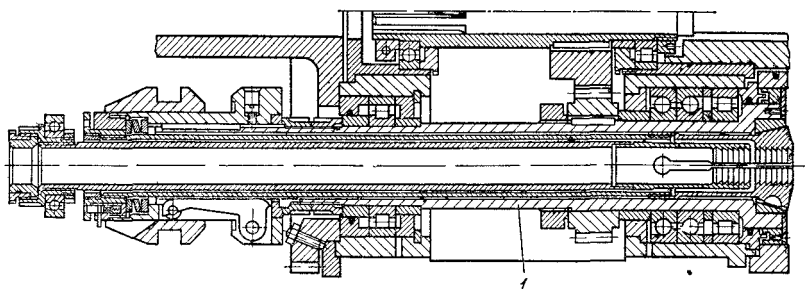


Рис. 334. Шпиндельный узел многошпиндельного пруткового автомата

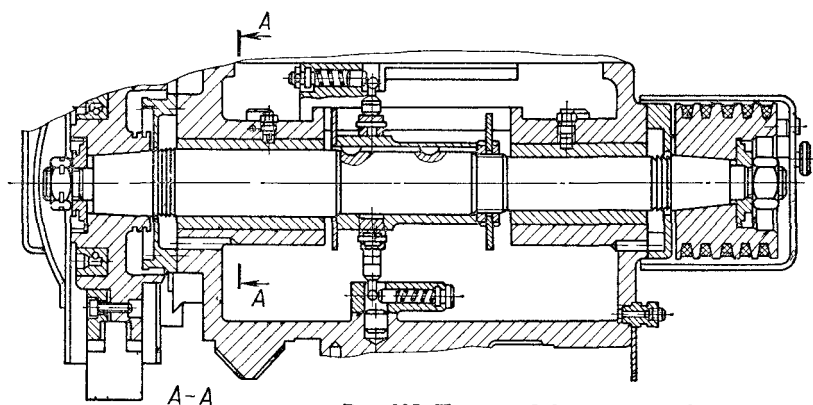


Рис. 335. Передняя баяка круглошлифовального станка

круглошлифовального станка со шпинделем в подшипниках скольжения и с клиноременным приводом.

В первом случае (рис. 334) шпиндель 1 несет внутри и на своем конце механизмы зажима и подачи прутка. Опоры шпинделя, особенно на его переднем конце, воспринимают значительные осевые и радиальные нагрузки при высокой точности вращения. Шпиндель шлифовального станка (рис. 335) должен обеспечивать высокую виброустойчивость, поэтому здесь применены подшипники скольжения и ременный привод. Шпиндель выполнен сплошным, он воспринимает в основном только радиальные нагрузки.

Из этих примеров видно, что шпиндельные узлы достаточно разнообразны по конструкции и к ним предъявляются требования, специфичные для данного типа станка.

Весьма важным при конструктивном оформлении узла является выбор передач на шпиндель. Он зависит в первую очередь от частоты вращения и передаваемой силы. Зубчатая передача более проста и компактна и передает значительные крутящие моменты, однако из-за ошибок шага она не

всегда обеспечивает низкую шероховатость обработанной поверхности и, как правило, не применяется на шлифовальных, координатно-расточных, отделочно-токарных и других станках. В станках с переменными силами резания (например, во фрезерных) с зубчатыми передачами уменьшается плавность вращения шпинделя и возрастают динамические нагрузки в деталях коробки скоростей. Поэтому зубчатая передача применяется для частот вращения не выше 35 об/с.

Для привода шпинделя применяют как плоскоременные, так и клиноременные передачи. При расчете привода характер нагрузки на шпиндель учитывается коэффициентом  $k$ , на который умножается значение окружной силы:  $k = 1$  при спокойной работе (токарные, сверлильные, шлифовальные станки),  $k = 1,15$  при значительных колебаниях нагрузки (фрезерные, зубофрезерные станки) и  $k = 1,4$  при ударной нагрузке (долбежные, зубодолбежные, строгальные станки).

Ременная передача может обеспечивать частоту вращения шпинделя 100 об/с и выше, когда скорости ремня достигают 60–100 м/с. Однако для привода более скоростных шпинделей (например, внутришлифовальных станков) ременная передача уже не может обеспечить передачу требуемых нагрузок, так как под ремнем создается «воздушный мешок» и возможна его неустойчивая работа. В этом случае привод шпинделя может осуществляться пневматической турбиной до частоты вращения 1667 об/с или электршпинделем, который применяется при частотах вращения 2500 об/с и выше. Высокочастотные электршпиндели, которые представляют собой асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором на 200–800 Гц, несущие шлифовальный круг, наиболее полно удовлетворяют требованиям передачи для быстрходных шпинделей.

## 2. Расчет шпинделей

Шпиндели, как правило, рассчитывают на жесткость, и лишь для тяжело нагруженных шпинделей производят поверочный расчет на прочность. Основным видом деформации шпинделя, влияющим на точность работы станка, является изгиб.

Опоры шпинделей в зависимости от их типа обеспечивают различные условия для поворота шпинделя при его изгибе. Поэтому при расчете на жесткость шпиндель рассматривается как балка на двух опорах, причем тип опоры выбирают в зависимости от типа подшипника (рис. 336).

При опоре шпинделя на двух подшипниках качения расчетная схема в первом приближении принимается в виде балки на двух ножевых опорах (рис. 336,а). Если передняя опора имеет два шариковых подшипника или один роликовый, то можно считать, что шпиндель в этом сечении не поворачивается (рис. 336,б). Если передняя опора на подшипнике скольжения (рис. 336,в), то он создает определенный реактивный момент  $M_p$ , который в первом приближении равен 0,3–0,35 изгибающего момента в опоре.

При опоре на двух подшипниках скольжения (рис. 336,г) следует вначале определить прогиб  $y_1$  при деформации шпинделя в пределах радиального зазора подшипников. Если нагрузка на шпиндель вызывает большую деформацию, то следует подсчитать прогиб  $y_2$  конца шпинделя под действием той части силы, которая деформирует его как консольную балку с за-

Рис. 336. Расчетные схемы шпинделей

делкой в передней опоре. Суммарный прогиб  $y = y_1 + y_2$ . К прогибу шпинделя следует добавлять его деформацию на упругих опорах, рассматривая при этом шпиндель как жесткое тело.

При определении прогиба шпинделя в первом приближении допустимо брать средний момент инерции по основному участку шпинделя или определять его по расчетному среднему диаметру

$$d_{\text{ср}} = \sum d_i l_i / L,$$

где  $d_i$ ,  $l_i$  — диаметры и длины участков шпинделя;  $L$  — общая длина шпинделя.

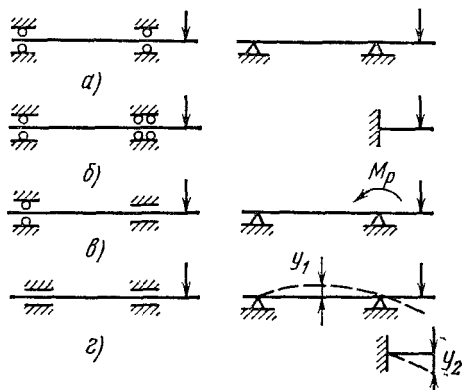
Для шпинделей с резкими переходами сечений при уточненных расчетах следует строить упругую линию шпинделя как ступенчатого вала со своим моментом инерции сечения на каждом участке. При расчетах шпинделей на жесткость необходимо в первую очередь составить схему сил, действующих на шпиндель, и оценить их величину. Внешние силы, действующие на шпиндель, включают силы резания  $P = \bar{P}_x + \bar{P}_y + \bar{P}_z$ , которые зависят от режима резания; давление на шкив от натяжения ремня или реакцию от приводного колеса; силы тяжести шпинделя; дисбаланс вращающейся системы шпинделя; центробежные силы, действующие на тела качения (для быстроходных шпинделей); предварительный натяг в подшипниках (для подшипников качения). Данные силы вызывают реакции в опорах, при расчете которых часто можно пренебречь силами тяжести шпинделя и центробежными силами.

При расчете жесткости шпинделя необходимо учитывать деформацию его переднего конца, на котором закреплен инструмент или заготовка. Допустимая величина прогиба должна определяться исходя из точности обработки на станке. Погрешности обработки, вызываемые прогибом, составляют некоторую долю допуска обрабатываемой детали. Если трудно произвести аналитический расчет всех погрешностей, возникающих при обработке, допустимый прогиб шпинделя берут исходя из опыта эксплуатации станков. Можно принимать его равным  $\frac{1}{3}$  допустимого биения шпинделя. Часто пользуются также зависимостью

$$y_{\text{доп}} = (0,0001 - 0,0002) l,$$

где  $y_{\text{доп}}$  — допустимый прогиб конца шпинделя;  $l$  — расстояние между опорами шпинделя.

Максимально допустимый угол поворота конца шпинделя  $Q_{\text{max}} = 0,001$  рад. На величины деформации шпинделя и реакции в опорах влияет поло-



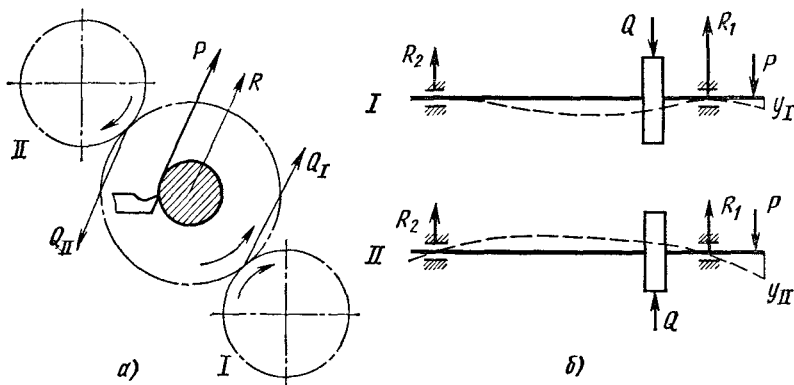


Рис. 337. Варианты расположения приводной шестерни шпинделя

жение приводного колеса, сцепленного с зубчатым колесом шпинделя (рис. 337,а). В положении I (рис. 337,б) результирующая сила  $R$ , которая определяет величины реакции  $R_1$  и  $R_2$  в передней и задней опорах, получается как сумма силы резания  $P$  и силы на колесе  $Q_I$ , т. е.  $R = P + Q_I$ . В положении II  $R = P - Q_{II}$ . Схема II выгоднее по величине возникающей реакции, а схема I — по величине прогиба конца шпинделя ( $y_I < y_{II}$ ). Поэтому схему I чаще применяют в точных станках, а схему II — в станках для черновой обработки.

Высокоскоростные шпиндели шлифовальных, токарных, сверлильных и других станков должны быть виброустойчивыми, так как вибрации шпинделя сказываются на шероховатости обрабатываемой поверхности.

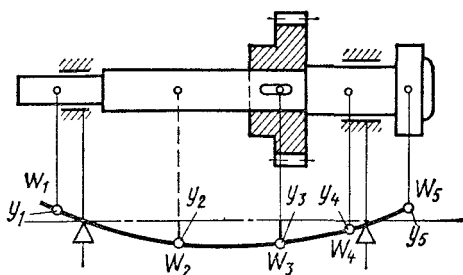
В шпинделях станков наблюдаются как поперечные, так и крутильные колебания. По характеру они могут быть вынужденными и автоматическими. Основной характеристикой шпинделя для оценки его виброустойчивости является частота его собственных колебаний  $f_c$ . Обычно чем ниже частота колебаний, тем меньше виброустойчивость, так как для возбуждения колебаний на низкой частоте нужна меньшая энергия.

Поскольку шпиндель и закрепленные на нем детали (колесо или шкив, патрон) имеют сложную конфигурацию, частота  $f_c$  собственных колебаний может быть определена лишь приближенно. Расчетная схема для определения  $f_c$  показана на рис. 338. Если исходить из предпосылки, что упругие линии прогиба шпинделя от силы его тяжести и центробежных сил подобны, то низшую частоту собственных колебаний можно определить по формуле

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \sum W_i y_i}{\sum W_i y_i^2}},$$

где  $W_i$  — силы тяжести отдельных элементов, на которые разбита колеблющаяся система;  $y_i$  — прогибы под действием силы тяжести всей системы в точке приложения силы, включая деформации опор;  $g$  — ускорение свободного падения.

Рис. 338. Расчетная схема для определения частоты собственных колебаний шпинделя



Применение шкивов из легких сплавов, а также дополнительных опор для приводного шкива, когда его масса не соединена с массой шпинделя, существенно повышают значение  $f_c$ . Применение более жестких опор (предварительный натяг подшипников качения), увеличение жесткости самого шпинделя и, в ряде случаев, применение третьей опоры также повышают частоту собственных колебаний шпинделя.

Расчет шпинделей на виброустойчивость заключается в сравнении частот собственных колебаний шпинделя и вынужденных колебаний с целью избежания их резонанса. Инженерных методов расчета шпинделей с учетом явлений автоколебаний не разработано, хотя известны основные способы борьбы с автоколебаниями.

Расчет шпинделей на виброустойчивость заключается в сравнении частот собственных колебаний шпинделя и вынужденных колебаний с целью избежания их резонанса. Инженерных методов расчета шпинделей с учетом явлений автоколебаний не разработано, хотя известны основные способы борьбы с автоколебаниями.

В шпиндельных узлах с подшипниками качения источником колебаний может явиться переменная жесткость опор. Частота возмущения  $f_b$  будет равна числу шариков или роликов, проходящих в 1 с в направлении действующей силы:

$$f_b = \frac{nDz}{2(D+d)},$$

где  $n$  — частота вращения шпинделя, об/с;  $D$  — диаметр беговой дорожки внутреннего кольца, м;  $d, z$  — диаметр (м) и число тел качения.

Если источником вынужденных колебаний является дисбаланс шпинделя, то частота возмущающей силы будет равняться частоте его вращения, т. е.  $f_b = n$ . Во избежание резонанса необходимо, чтобы частота собственных колебаний шпинделя  $f_c$  и частота возмущающей силы  $f_b$  различались не менее чем на  $\pm 20-30\%$ . Однако, если точность определения  $f_c$  невелика, желательно, чтобы частоты  $f_c$  и  $f_b$  различались в несколько раз.

Крутильные колебания шпинделей обычно имеют для работы шпиндельной группы меньшее значение. Однако для станков с прерывистым резанием, таких как фрезерные, зубофрезерные и др., крутильные колебания шпинделя и всего привода могут привести к неравномерности вращения шпинделя и дополнительным динамическим нагрузкам.

### 3. Подшипники качения

Работа шпинделя зависит от типа его опор. Как было указано, жесткость шпиндельного узла, его виброустойчивость, а также точность вращения связаны с конструкцией опор. В качестве опор шпинделей применяют подшипники качения и скольжения с жидкостным трением. В большинстве случаев условия работы шпинделя определяют и наиболее целесообразный тип подшипников.



К опорам шпинделей предъявляются следующие основные требования.

1. Высокая точность вращения шпинделя, поскольку биение его оси непосредственно отражается на точности обработки. Поэтому подшипники шпинделей должны удовлетворять более высоким требованиям по сравнению с подшипниками обычных валов. Биение шпинделя станков средних размеров находится в пределах 0,01—0,03 мм, а шпинделя прецизионных станков — в пределах до нескольких микрон.

2. Долговечность опор. Нормальный срок службы подшипников качения принимается до 5000 ч.

3. Виброустойчивость опор. Это требование особенно важно для работы высокоскоростных шпинделей. Современные прецизионные подшипники качения отвечают требованиям виброустойчивости, подшипники скольжения обладают способностью гасить колебания благодаря масляному слою.

4. Надежность работы подшипников опор универсальных станков во всем диапазоне применяемых скоростей и нагрузок. В этом отношении преимущество имеют подшипники качения.

5. Высокие эксплуатационные свойства (легкость замены, меньший уход и т. п.). Наибольшее распространение получили подшипники качения. В станках с более постоянным режимом работы и редкими пусками, где требуется высокая виброустойчивость шпинделя, применяют подшипники скольжения (например, в шлифовальных станках).

На точность вращения шпинделей и их жесткость в опорах большое влияние оказывает точность шейки шпинделя. Из-за овальности шейки при вращении шпинделя в подшипниках скольжения происходит искажение формы обрабатываемой детали. При работе шпинделя в подшипниках качения малая скорость внутреннего кольца подшипника приводит к тому, что погрешность формы шейки шпинделя почти полностью переходит на дорожки качения. Поэтому допуски на форму и размер шейки шпинделя должны соответствовать допускам прилегающего элемента подшипника.

Анализ конструкций шпиндельных узлов показывает, что для шпинделей применяют все основные типы подшипников качения: шариковые радиальные и радиально-упорные, роликовые с коническими и цилиндрическими роликами, а также специальной конструкции. Для обеспечения высокой точности вращения шпинделей применяют подшипники повышенных классов точности. Выбор последних зависит от допуска на точность вращения (биение) шпинделя, которая, в свою очередь, определяется требуемой точностью обработки.

Для повышения жесткости шпиндельных опор и устранения зазоров между отдельными телами качения и кольцами применяют так называемый предварительный натяг подшипников качения — осевое смещение внутренних колец относительно наружных. Существует несколько способов создания натяга. Он осуществляется на заводе-изготовителе подшипников. Внутреннее кольцо смещается относительно наружного силой  $A_n$  (рис. 339,а, б), и выступающая часть  $a$  кольца сошлифовывается. Когда будут смонтированы два подшипника (рис. 339,в), то внутренние кольца относительно наружных будут сдвинуты на величину  $a$ . Относительного смещения колец достигают также постановкой между подшипниками втулок неравной длины (рис. 339,г). Кольца могут быть смещены пружинами (рис.

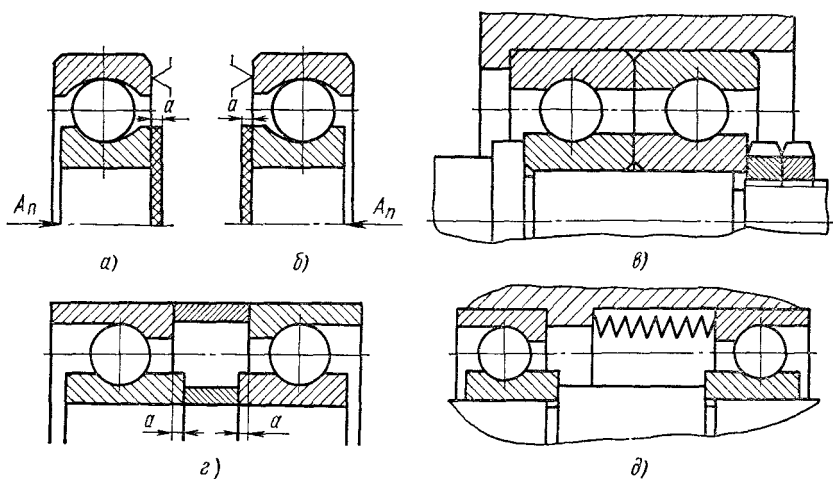


Рис. 339. Схемы подшипников с натягом

339, д). Этот способ является наиболее совершенным. У подшипников с цилиндрическими роликами предварительный натяг создается деформацией внутреннего кольца подшипника.

В станкостроении применяют также специальные типы шпиндельных подшипников качения, которые отличаются от обычных не только повышенной точностью, но и конструктивными особенностями. Так, двухрядный подшипник с цилиндрическими роликами выпущен специально для шпиндельных опор станков (рис. 340). Двойной ряд роликов и их шахматное расположение повышают грузоподъемность подшипника. Обработка внутреннего кольца на конус позволяет создавать предварительный натяг в подшипнике. Подшипники данного типа все шире применяют для шпиндельных узлов различных станков, обеспечивая этим высокую точность, жесткость и долговечность опор.

При работе шпиндельного узла главную роль играет передняя опора шпинделя. Она воспринимает основные нагрузки и находится ближе к месту обработки. Поэтому компоновка шпиндельного узла осуществляется обычно таким образом, чтобы передняя опора имела более точные подшипники, часто — двойные для увеличения жесткости. Точность передних подшипников обычно выбирают на класс выше, чем задних. Если осевые нагрузки воспринимаются передней опорой, задняя опора выполняется плавающей, т. е. незакрепленной в осевом направлении.

Установка упорного подшипника в зад-

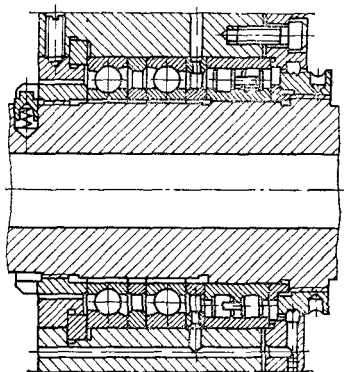


Рис. 340. Передняя опора шпинделя расточного станка

ней опоре шпинделя уменьшает точность обработки в осевом направлении из-за тепловых деформаций шпинделя. В случае применения цилиндрических подшипников осевые нагрузки могут восприниматься упорными или радиально-упорными подшипниками, установленными в передней опоре (см. рис. 334 и 340). На выбор типа опор влияют величина и направление действующих сил, частоты вращения шпинделя, требования точности, условия монтажа и другие факторы. Поэтому можно указать лишь общие положения по выбору типа опор.

Шарикоподшипники применяют чаще для быстроходных ( $n \geq 20$  об/с) малонагруженных опор (шпиндели внутришлифовальных станков, небольших токарных станков и автоматов, сверлильных станков). При повышенных нагрузках и прецизионности целесообразно применять подшипники с цилиндрическими роликами (шпиндели токарных и револьверных станков и автоматов, быстроходных фрезерных станков средних размеров, тяжелых шлифовальных и резьбошлифовальных станков, планшайбы быстроходных карусельных станков). При повышенных нагрузках на шпиндель ( $P > 3$  кН) и средних частотах вращения ( $n \leq 20$  об/с) широко применяют конические роликовые подшипники (шпиндели многорезцовых, фрезерных и других станков). Во многих случаях шпиндель одного и того же типа может устанавливаться на разных подшипниках, причем в зависимости от конструктивного решения при тех же размерах станка обеспечиваются его различные эксплуатационные характеристики. В некоторых конструкциях длинных шпинделей для увеличения жесткости применяется третья опора.

Подшипники качения шпинделей рассчитывают по формуле курса «Детали машин». При определении нагрузок, во-первых, следует учитывать условия работы шпинделя станка, поскольку работа происходит при различных частотах вращения и нагрузках. Во-вторых, следует учитывать, что шпиндель, несущий инструмент или заготовку, подвергается дополнительным динамическим нагрузкам, возникающим в процессе резания, особенно при обработке многолезвийным инструментом (фрезерование, зубофрезерование, протягивание). Это учитывается коэффициентом динамичности  $k_d$ , который в первом приближении для токарных, сверлильных и шлифовальных станков может быть принят 1,5 и для фрезерных станков — 2.

Сила предварительного натяга подшипников  $A_n$  увеличивает осевую нагрузку  $A$ , которая становится равной  $A + A_n$ . Как показали исследования, при малых значениях предварительного натяга жесткость шпиндельных опор в большой степени зависит от величины натяга. Однако, начиная с некоторого значения  $A_n$ , его влияние на жесткость перестает сказываться, и дальнейшее увеличение предварительного натяга приводит лишь к дополнительной нагрузке на подшипники и соответствующему снижению их долговечности. Минимальное значение предварительного натяга должно определяться из условия, чтобы после приложения к шпинделю полезной нагрузки в подшипнике не образовывался зазор. Исходя из этого условия (H),

$$A_n > 1,58R \operatorname{tg} \beta \pm 0,5 A,$$

где  $R$  — внешняя радиальная нагрузка,  $H$ ;  $A$  — внешняя осевая нагрузка,  $H$  (знак плюс берется, если она ослабляет натяг, знак минус — если она его увеличивает);  $\beta$  — угол контакта тел качения с кольцом.

#### 4. Подшипники скольжения

Подшипники скольжения применяют в опорах шпинделей шлифовальных и токарных станков, автоматов и т. д. Для надежной работы подшипника необходимо, чтобы несущий масляный слой между шейкой шпинделя и подшипником имел необходимую толщину и жесткость во всем диапазоне скоростей и нагрузок. При износе и значительном изменении режима работы станка должна быть предусмотрена возможность регулирования зазора в подшипнике. Желательно, чтобы при этом не произошло искажения формы подшипника, так как это может повлиять на условия жидкостного трения и точность вращения шпинделя.

Пример подшипника скольжения, состоящего из двух вкладышей и работающего в сопряжении с цилиндрической шейкой шпинделя, показан на рис. 335. Подвижный вкладыш прижимается к шейке пружиной. Он установлен в ненагруженной зоне подшипника.

В станках широко применяют специальные подшипники скольжения разнообразной конструкции (рис. 341). В этих подшипниках стремятся обеспечить не один, а несколько масляных клиньев и этим стабилизировать положение оси шпинделя. Кроме того, конструкция подшипника не должна допускать кромочных давлений, которые возникают при изгибе шпинделя. На рис. 341,а показана схема подшипника, втулка которого имеет фасонную внутреннюю поверхность, обеспечивающую образование трех масляных клиньев. Однако здесь не предусмотрено регулирование радиального зазора. Подшипник, имеющий три опорных сектора (рис. 341,б), связанных тонкими стенками, обеспечивает не только регулирование радиального зазора путем осевого перемещения в конической поверхности корпуса, но и некоторую самоустановку опор в направлении вращения.

Стремление обеспечить надежную самоустановку вкладышей не только в направлении вращения, но и по оси, во избежание кромочных давлений привело к созданию ряда оригинальных конструкций многоклиновых под-

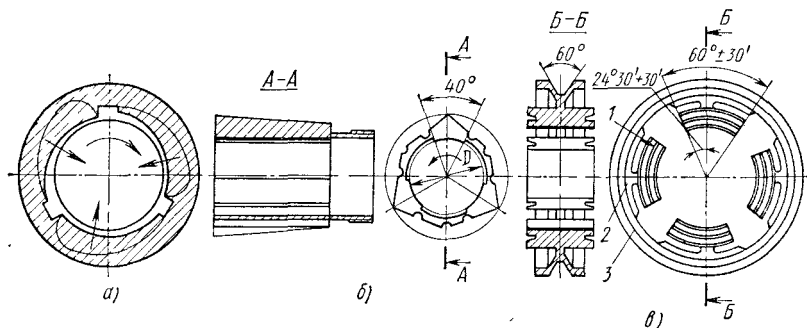


Рис. 341. Специальные подшипники скольжения шпинделей

шипников скольжения, предназначенных для шпинделей прецизионных станков. Подшипник, разработанный в ЭНИМСе (автор Ю. Н. Соколов), показан на рис. 341,в. Опорные сегменты 1 этого подшипника соединяются с основанием 3 с помощью упругих элементов 2, которые допускают самоустановку сегментов как в направлении вращения, так и в осевом направлении. Основание 3 представляет собой упругое кольцо с поперечным сечением в форме арки. Осевой зазор подшипника регулируется сжатием основания, в результате чего происходит радиальное сближение сегментов на одинаковую величину. Радиальная жесткость подшипника достаточно высока в результате того, что сегмент, упругие элементы и кольцо представляют собой одно целое.

Во всех конструкциях подшипников скольжения должна быть обеспечена их надежная смазка, лучше — циркуляционная.

Для шпиндельных подшипников тяжелых станков применяют баббиты марок Б83, Б16, БН и свинцовистые бронзы (типа Бр. С30). Обычно баббиты и свинцовистые бронзы, залитые во втулку подшипников, применяют для значения  $pv < 10$  Па·м/с. Для ответственных подшипников средних размеров применяют оловянные бронзы, например Бр. ОФ 6,5-0,15 и Бр. ОЦС 5-6-5 при окружных скоростях до  $v = 10$  м/с. Эти бронзы обладают хорошими антифрикционными свойствами, но имеют в своем составе дефицитные цветные металлы (олово). Поэтому желательно применять бронзы, не имеющие в своем составе олова. Такие бронзы, как Бр. АЖ9-4, применяют для подшипников скольжения при скоростях  $v \leq 5$  м/с. Для этого типа бронз ввиду их повышенной твердости обязательно требуется термическая обработка шеек вала до твердости  $HRC \geq 45$ .

Подшипники скольжения шпинделей рассчитывают на обеспечение жидкостного трения. Расчет состоит из двух этапов.

Первый этап заключается в выборе ориентировочных размеров подшипника — его длины  $l$  и диаметра  $d$ , исходя из характеристики  $pv$  и условного давления

$$p = P/dl,$$

где  $P$  — реакция в опоре;  $v$  — окружная скорость.

Характеристика  $pv$  связана в первую очередь с тепловым режимом работы подшипника скольжения, а при смешанном трении — с износостойкостью сопряжения. Для шпинделей станков со средней частотой вращения обычно  $p \leq 3$  МПа и  $pv = 1 \div 2$  Па·м/с. Рекомендуются следующие максимально допустимые значения  $pv$  для различных материалов подшипников скольжения: антифрикционный чугун (при  $v \leq 2$  м/с)  $pv \leq 2$  Па·м/с; цинковый сплав ЦАМ 10-5 (при  $v \leq 2,5$  м/с)  $pv \leq 4$  Па·м/с; альхугин ( $v < 5$  м/с)  $pv \leq 6$  Па·м/с; бронза Бр. ОЦС 5-6-5 ( $v < 5$  м/с)  $pv \leq 8$  Па·м/с. Соотношение  $l:d$  лежит обычно в пределах 1—2. Однако для обеспечения жидкостного трения необходимо не только определить размеры подшипника, но и выбрать другие его параметры: диаметральный зазор между шпинделем и подшипником  $\Delta = D - d$ , шероховатость поверхности шейки шпинделя и подшипника, вязкость смазки и др.

Второй этап расчета заключается в выборе параметров подшипника на основе зависимостей гидродинамической теории смазки и в уточнении значений  $d$  и  $l$ . Положение вала в подшипнике и минимальная толщина мас-

ляного слоя  $h_{\min}$  зависят от безразмерной характеристики режима

$$\lambda = \omega\mu/p,$$

где  $\omega$  — угловая скорость вала,  $\text{с}^{-1}$ ;  $\mu$  — динамическая вязкость масла,  $\text{МН}\cdot\text{с}/\text{м}^2$ .

Минимальная толщина масляного слоя находится в пределах  $0 < h_{\min} < 0,5\Delta$  ( $\Delta$  — диаметральный зазор) и имеет тем большее значение, чем больше частота вращения вала, выше вязкость масла и меньше нагрузка. Связь между несущей способностью масляного слоя и параметрами подшипника может быть выражена формулой, содержащей следующие безразмерные величины [60]:

$$\Phi = \Psi^2/\lambda, \quad (77)$$

где  $\Phi$  — коэффициент нагруженности;  $\Psi = \Delta/d$  — относительный диаметральный зазор (зависит от выбранной посадки); для предварительных расчетов можно принимать  $\Psi = 0,001 \div 0,002$ .

Относительный эксцентриситет зависит от соотношения  $e/d$  и величины  $\Phi$ :

$$\chi = 2e/\Delta,$$

где  $e$  — эксцентриситет.

Для расчетов можно пользоваться данными Коровчинского М. В. (табл. 28).

Относительный эксцентриситет  $\chi$  определяет толщину масляного слоя:

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2}(1 - \chi). \quad (78)$$

Значение диаметрального зазора  $\Delta$  в шпиндельном подшипнике влияет также на точность обработки деталей и имеет следующие средние значения (в  $\mu\text{км}$ ) для различных станков: высокоточных 5—10, шлифовальных 10—15, токарных 15—25, револьверных, сверлильных и фрезерных нормальной точности 20—30.

Расчет подшипников скольжения на жидкостное трение заключается в определении минимальной толщины масляного слоя  $h_{\min}$  при данных условиях работы подшипника. Для этого по формуле (77) подсчитывают коэффициент нагруженности  $\Phi$  в зависимости от характеристики режима  $\lambda$  и относительного зазора  $\Psi$ . Затем по табл. 28 определяют относительный эксцентриситет  $\chi$  и по нему величину  $h_{\min}$  по формуле (78). На поверхностях шейки шпинделя и подшипника имеются микронеровности, максимальное значение которых  $\delta_{1\max}$  и  $\delta_{2\max}$  (рис. 342) определяет возможность разрыва масляной пленки.

Таблица 28

Значение коэффициента нагруженности

$e/d$	Коэффициент $\Phi$ при величинах $\chi$						
	0,5	0,7	0,8	0,9	0,95	0,975	0,99
1	0,81	1,76	2,93	6,47	14,8	31,8	88,6
1,2	1,04	2,16	3,50	7,35	16,5	34,9	94,5
1,5	1,34	2,66	4,20	8,45	18,4	38,0	100,4

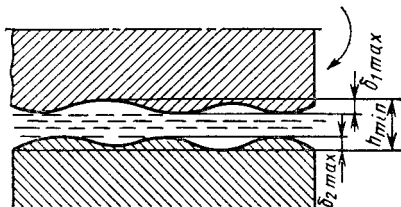


Рис. 342. Схема расположения масляного слоя между шпинделем и подшипником



ческого эффекта не будет. Поэтому выполняют специальные поддерживающие карманы, к которым масло подается через тонкие капиллярные трубки — дроссель 2. Так как карманов несколько, то обеспечивается устойчивое положение вала.

Гидростатические подшипники рекомендуется применять для шпинделей как особо точных станков, так и тяжело нагруженных станков с низкой частотой вращения шпинделя, где затруднено образование масляного слоя за счет гидродинамического эффекта. Обычно выполняют четыре кармана, длину подшипника — равной его диаметру и  $\Delta/d = 0,0006 - 0,00065$ , что обеспечивает высокую жесткость и устойчивость движения при окружных скоростях до 15 м/с.

Исследования показали, что гидростатические подшипники могут обладать высокой жесткостью и большой несущей способностью. Однако при высоких скоростях скольжения применение подшипников с жидкостным трением ограничивается как тепловыделением, так и возрастанием момента трения в смазочном слое. Уменьшение этого момента применением шпинделей меньших диаметров приводит к снижению их жесткости и виброустойчивости. Использование смазок с малой вязкостью (например, керосина) расширяет область работы подшипников скольжения до скоростей порядка  $v = 10$  м/с [12].

В связи с этим большой интерес представляет применение подшипников с газовой смазкой (аэродинамических подшипников). Ее малая вязкость уменьшает момент трения и соответственно тепловыделение, поэтому не требуется специальных устройств для отвода тепла, кроме вентиляции. Температура и давление воздуха практически не влияют на его вязкость, что обеспечивает стабильность работы подшипника. В ЭНИМСе разработаны электрошпиндели на аэродинамических опорах с частотой вращения до 2400 об/с.



# Механизмы зажима и подачи заготовок

Для надежного закрепления заготовок в процессе обработки в станках применяют разнообразные зажимные механизмы (патроны, цанговые механизмы, приспособления для закрепления заготовки на столе и др.). Их тип и конструкция зависят в первую очередь от конфигурации заготовки, требований точности и степени автоматизации станка. В станках-автоматах, кроме того, необходимо осуществлять автоматическую подачу заготовки к месту обработки и съем обработанных деталей. Конструкции механизма подачи штучных заготовок включают ряд специальных устройств — бункера, магазины, транспортеры и др.

## 1. Механизмы зажима

Для зажима штучных заготовок в шпинделях токарных, шлифовальных и других станков широко применяют различные зажимные патроны. Большое применение получили самоцентрирующие патроны с одновременным перемещением всех кулачков. При зажиме деталей неправильной формы применяют патроны с независимым приводом кулачков. При зажиме легкодеформирующихся деталей применяют бескулачковые мембранные патроны, патроны с магнитами, а также специальные цанговые патроны.

Для зажима заготовок, кроме ручного привода, применяют электро-механический, гидравлический и пневматический механизмы. В качестве примера на рис. 344 показан шпиндель многолезцового полуавтомата

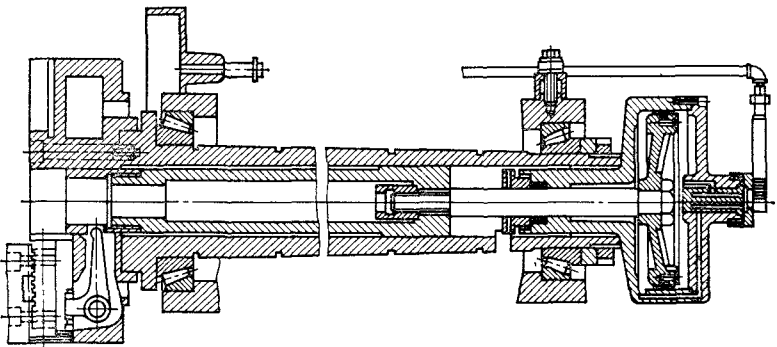


Рис. 344. Шпиндель с трехкулачковым патроном и пневматическим зажимом

с трехкулачковым патроном и пневматическим зажимом. Пневматический цилиндр несет поршень, шток которого соединен с тягой и рычагами патрона. Подачей сжатого воздуха в правую или левую полость цилиндра осуществляется зажим заготовки и ее разжим. Аналогично работают механизмы с гидрозажимом.

Для зажима прутков и штучных заготовок большое распространение получили цанговые зажимные механизмы [13]. Их применяют в револьверных станках, прутковых автоматах и других станках для зажима как прутков различного профиля (круглого, квадратного, шестигранного), так и штучных заготовок. Цанговые механизмы обеспечивают высокое быстродействие и удобны для закрепления обрабатываемой детали при автоматизации. Основным звеном механизма является зажимная цанга (рис. 345), представляющая собой стальной стакан с лепестками (их обычно три), которые имеют утолщенную головку с конической частью и зажимными губками. При втягивании цанги в коническое отверстие шпинделя ее лепестки сходятся и зажимают заготовку. Цанговые механизмы имеют небольшие размеры и размещаются внутри шпинделя. Наиболее распространены цанги с диаметром отверстия 2–60 мм.

Мелкие зажимные цанги обычно изготавливают из стали У6А, У7, У8, У10 и 9ХС. Для цанг сложной конфигурации и больших размеров применяют стали 4ХС, Х, 12ХН3А. Цанги подвергают закалке или цементации, рабочая часть цанги (ее губка) должна иметь повышенную твердость (до  $HRC\ 60$ ). Для обеспечения необходимой износостойкости лепестки цанги отпускают до более низкой твердости, чтобы повысить их пружинящие свойства; отверстия цанги и посадочные поверхности шлифуют.

Схемы работы цангового механизма показана на рис. 346, а. От кулачка 1 перемещается зажимная муфта 2, которая своими рычагами 3 втягивает зажимную трубу 4 с цангой 5. Лепестки цанги сходятся и зажимают пруток 6. В системе привода от кулачка к цанге часто помещают упругое звено 7 (пружины, специальные упругие шайбы) для уменьшения перегрузок, возникающих в механизме при зажиме деталей с наибольшими (в пределах допуска) размерами. Конструктивное оформление цангового зажимного механизма многошпиндельного автомата показано на рис. 334.

Рис. 345. Зажимные цанги

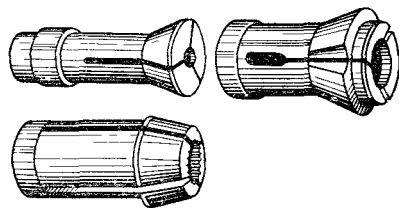
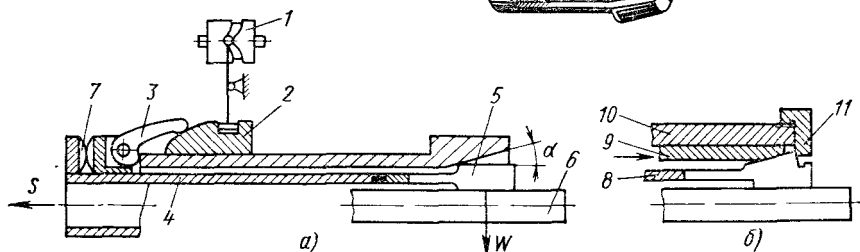


Рис. 346. Схема цангового зажимного механизма



Широкое распространение получили цанговые зажимные механизмы, в которых цанга 8 (рис. 346, б) упирается своим торцом в специальную гайку 11, навинченную на шпиндель 10. Зажимная труба 9 перемещается вдоль оси и сжимает лепестки цанги. Этот метод обеспечивает большую точность зажима по длине.

Силу  $W$ , необходимую для зажима детали, выбирают из условия удержания последней в процессе обработки. В первом приближении эта сила может быть подсчитана по формуле

$$W = f \sqrt{P_z^2 + P_x^2},$$

где  $P_z$ ,  $P_x$  — тангенциальная и осевая составляющие силы резания;  $f$  — коэффициент трения (сцепления) между кулачками патрона и обрабатываемой заготовкой. Значение  $f$  зависит от вида поверхности кулачка. При гладких поверхностях  $f = 0,25$ ; при насечках на кулачках  $f = 0,3 \div 0,5$ ; при кулачках с острой насечкой  $f = 0,8 \div 1$ .

Осевая сила  $S$ , приложенная к зажимной трубе,

$$S = W \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + S_0, \quad (79)$$

где  $\alpha$  — угол конуса лепестка цанги (обычно  $\alpha = 15^\circ$ );  $\varphi$  — угол трения между конусом цанги и шпинделем (в среднем  $\varphi = 5^\circ$ );  $S_0$  — дополнительная сила, необходимая для деформации лепестка [обычно  $S_0 = (0,01 \div 0,06) S$ ] [13].

Формулу (79) получили, рассматривая работу лепестка цанги как клина. Сила  $S$  должна быть обеспечена при зажиме прутка минимального размера с тем, чтобы не было его провертывания в цанге [63].

Следует иметь в виду, что с точки зрения жесткости системы узел цанги является часто наиболее слабым. Для повышения жесткости следует выбирать рациональные размеры и форму цанги. Целесообразно применение цанг с нечетным числом лепестков; угловой зазор между конусом цанги и отверстием должен быть порядка  $10 - 15'$ , оптимальная длина губок обычно равна  $1,5d$  (для отверстия диаметром  $d < 20$  мм) [13].

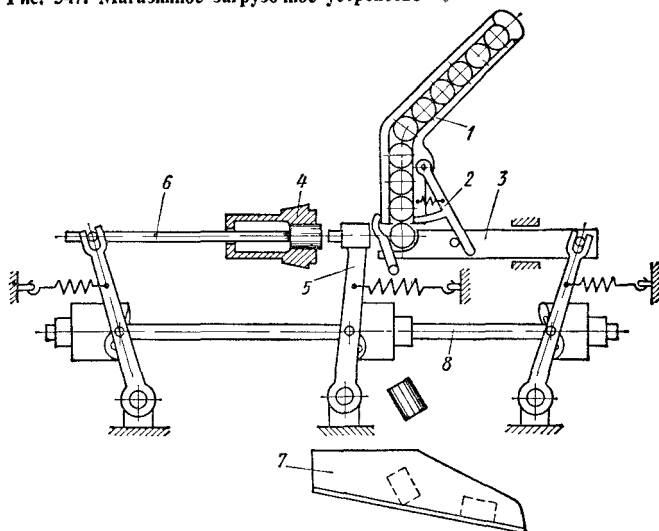
## 2. Механизмы подачи заготовок

Конструкция механизма питания зависит в первую очередь от вида заготовки. Если заготовкой является пруток, то применяют прутковые механизмы питания с использованием цанг для подачи и зажима прутка. Для подачи к месту обработки штучных заготовок различной конфигурации применяют так называемое магазинное питание, когда заготовки укладывают в специальный лоток (магазин), откуда они автоматически подаются в рабочую позицию станка.

Для подачи к месту обработки мелких заготовок применяют бункерное питание. Заготовки засыпают в специальный бункер, при подаче из которого они автоматически ориентируются и направляются к месту обработки. Для заготовок сложного профиля и при серийном их изготовлении часто применяют ручное питание. Рассмотрим принцип работы наиболее характерных механизмов питания.

В прутковых автоматах подача прутка при каждом цикле работы производится при помощи цангового механизма. Он состоит из зажимной цанги и подающей трубы, которые помещаются внутри механизма зажима

Рис. 347. Магазинное загрузочное устройство



(см. рис. 334). Подающая цанга состоит обычно из двух лепестков, которые сведены на размер, меньший диаметра прутка. Когда в шпиндель станка вставляется пруток, он раздвигает лепестки цанги, и сила на пруток передается силой упругости лепестков. Конец трубы соединен с механизмом подачи, кулачок которого обеспечивает необходимый цикл работы механизма.

Большую сложность представляет подача штучных заготовок, так как они имеют разнообразную форму и размеры. Для этой цели применяют так называемые магазинные устройства, в которых детали предварительно укладываются в ориентированном положении в специальные лотки-магазины и оттуда подаются к механизму подачи.

На рис. 347 показана схема магазинного загрузочного устройства. В магазине 1 детали удерживает специальный отсекатель 2. Для подачи детали в зону обработки от кулачка распределительного вала 8 перемещается питатель 3, в захват которого отсекатель пропускает одну деталь. Заталкиватель 5 посылает деталь в цангу 4, где она зажимается (магазин условно показан повернутым; он расположен перпендикулярно плоскости чертежа). После окончания обработки выталкиватель 6 выталкивает деталь из зажимной цанги, и она падает в лоток 7.

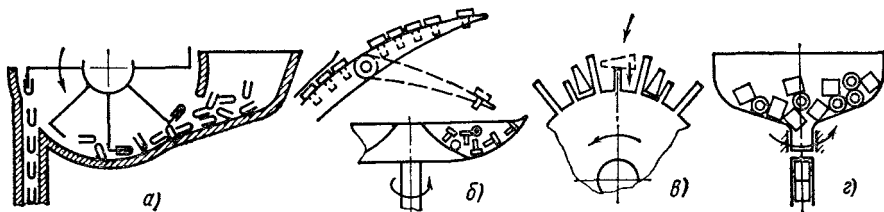


Рис. 348. Схемы ориентации заготовок

Магазин должен вмещать такой запас заготовок, который позволяет работать станку без загрузки не менее 15—30 мин. Для увеличения емкости магазинов их выполняют в виде дисков, бункеров, криволинейных и спиральных лотков, а также применяют специальные кассеты [63].

Магазинное питание повышает производительность труда и обеспечивает автоматизацию процессов обработки. Однако сохраняется ручная операция укладки деталей в магазины. Полная автоматизация может быть при использовании бункерного питания, когда заготовки свободно подаются (насыпаются) в специальное устройство — бункер, затем на выходе из бункера автоматически ориентируются и подаются в лоток, откуда, как и при магазинном питании, передаются к месту обработки. Бункерное питание широко применяют при массовом производстве небольших деталей, когда их форма не изменится длительное время (например, при изготовлении крепежа). Бункерное устройство имеет бункер, механизм ориентации и подающий лоток. Остальные механизмы при бункерном питании те же, что и при питании из магазина.

Наиболее ответствен механизм ориентации, который, используя те или иные особенности заготовки, должен автоматически ориентировать ее в требуемом положении. На рис. 348 показано несколько распространенных схем ориентации. Если заготовка имеет форму колпачка (рис. 348, а), то применяют крючковые механизмы. Вращающиеся крючки ворошат заготовки в бункере, в результате чего они надеваются на крючки и в ориентированном положении подаются в лоток (трубку). Если заготовка имеет шляпку (рис. 348, б), то можно применить механизмы с качающимся сектором, имеющим щель. Заготовки западают в щель и повисают на шляпке. В таком положении они направляются в лоток.

Часто при ориентации используется смещение центра тяжести заготовки относительно ее середины. В этом случае в карманах вращающегося диска имеются перегородки (рис. 348, в), и заготовка попадает в одну из половин кармана всегда в одном положении. Для простых деталей используют вращение бункера и западание их в трубку (рис. 348, г). Часто используют фасонные отверстия по профилю заготовки, в которые она может попасть только в определенном положении.

В бункерных устройствах при переполнении лотка предусматривается отвод лишних заготовок. Для создания запаса заготовок делают специальные лотки-накопители.

В последние годы значительное распространение получили вибрационные бункерные устройства. Бункер здесь представляет собой цилиндр с внутренней спиралью для движения по ней заготовок. Корпус при помощи электромагнитов совершает направленные колебательные движения вокруг оси, благодаря чему заготовки перемещаются (ползут) вверх по спирали.

Для передачи деталей от станка к станку применяют различные транспортеры. Особую специфику имеют транспортеры в автоматических линиях и зачастую являющиеся тем механизмом, который связывает отдельные станки линии в единую технологическую систему.

## Предохранительные устройства

---

Предохранительными называются устройства, которые защищают механизмы станка от поломок при превышении заданных величин различных физических параметров. Эти устройства разделяются на предохранительные и блокировочные. Первые предохраняют от воздействия повышенных сил, крутящих моментов, давления в гидро- и пневмосистемах и т. п. Вторые не допускают одновременного включения несовместимых движений, либо прекращают действие определенного рабочего органа, если нарушен порядок включения (например, прекращение подачи стола в фрезерном станке при остановке шпинделя).

Препятствия, встречающиеся на пути движения столов, суппортов и других движущихся частей станка, являются причиной чрезмерного повышения напряжений. К перегрузке станков приводят неправильно выбранные режимы резания, отклонения твердости материала от установленной, биение заготовок, затупление режущего инструмента. В некоторых случаях перегрузка создается искусственно, например при работе с жесткими упорами в системах зажимных устройств и приспособлений и подвижных узлов тяжелых станков (поперечин, колонн, траверс и др.). Причиной перегрузки могут быть также неправильные включения несовместимых движений, нарушение заданной последовательности включения в работу рабочих органов и др.

Предохранительные устройства могут быть механические, гидравлические и электрические. Последние рассматриваются в соответствующих разделах курса; в настоящей главе приведены механические устройства.

### 1. Предохранительные устройства от перегрузки

**Срезные устройства** представляют собой штифты или шпонки, которые при перегрузке разрушаются, разрывая кинематическую цепь и предотвращая тем самым перегрузку. Простота конструкции — основное их преимущество. Недостатки: низкая точность срабатывания и необходимость менять штифты или шпонки после разрушения.

Конструкция предохранителя по нормам станкостроения Р95-1 показана на рис. 349, а. На вал насажены две полумуфты: левая 2 жестко, правая 6 свободно. На ее ступице могут быть установлены на шпонке зубчатые колеса и другие детали передач. Вращение последних связано с валом 1 через штифт 4, вставленный в стальные закаленные втулки 3 и 5. Штифты —

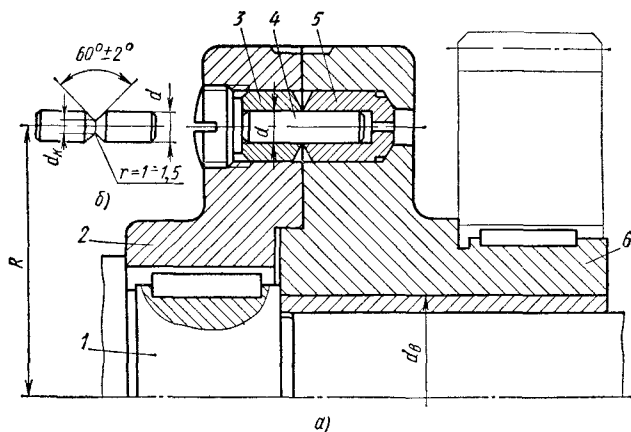


Рис. 349. Срезная предохранительная муфта

цилиндрические, обычно гладкие, реже с V-образной кольцевой канавкой (рис. 349, б); изготавливают их из сталей У8А, У10А, 40, 45, 50.

Величина предельного крутящего момента

$$M_{\text{пр}} = \frac{\pi d^2}{4} k_0 \sigma_{\text{в.р}} R, \quad (80)$$

где  $d$  — диаметр штифта (обычно  $d = 2 \div 8$  мм);  $R$  — радиус расположения штифта [ $R = 0,75 d_{\text{в}} + (15 \div 20)$  мм];  $k_0 = \tau_{\text{в.ср}} / \sigma_{\text{в.р}}$  — коэффициент пропорциональности между пределом прочности при срезе  $\tau_{\text{в.ср}}$  и пределом прочности при растяжении  $\sigma_{\text{в.р}}$ . Для гладких штифтов  $k_0 = 0,7 \div 0,8$ ; для штифтов с канавкой  $k_0 = 0,9 \div 1,1$ ; меньшие значения — для  $d = d_{\text{к}} = 4 \div 8$  мм; бóльшие — для  $d = d_{\text{к}} = 2 \div 3$  мм.

Пример. Рассчитать срезное предохранительное устройство по следующим исходным данным:  $M_{\text{в.р}} = 250$  Н·м; диаметр вала, на который насажена муфта,  $d_{\text{в}} = 40$  мм.

1. Радиус расположения штифта

$$R = 0,75 d_{\text{в}} + 15 \text{ мм} = 0,75 \cdot 40 + 15 = 45 \text{ мм.}$$

2. Выбираем в качестве материала для штифта сталь 45 по ГОСТ 1050—74. Предел прочности  $\sigma_{\text{в.р}} = 600 \div 700$  МПа; принимаем среднее значение  $\sigma_{\text{в.р}} = 650$  МПа.

3. Выбираем  $k_0 = 0,7$  и из уравнения (80) определяем диаметр гладкого штифта

$$d = \sqrt{\frac{4M_{\text{пр}}}{\pi R k_0 \sigma_{\text{в.р}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 250}{3,14 \cdot 0,045 \cdot 0,7 \cdot 650 \cdot 10^6}} = 0,00395 \text{ м} = 3,95 \text{ мм;}$$

принимаем  $d = 4$  мм.

**Кулачковые устройства** выполняют в виде муфт, связывающих два соосно расположенных вала, либо в виде самостоятельного узла, монтируемого на одном валу (рис. 350). Втулка 6, жестко сидящая на валу 1, несет все детали. Справа размещено свободно вращающееся зубчатое колесо 5, слева, на шлицах, — подвижная полу муфта 4. Обе детали имеют в торце скошенные кулачки. Контакт между ними поддерживается при помощи группы пружин 3. Если колесо 5 ведущее, то кулачки ведут полу муфту 4

Рис. 350. Кулачковая предохранительная муфта

и вал 1. Осевые силы, возникающие на кулачках, уравниваются пружинами, регулируемые гайкой 2.

При перегрузке ведомые звенья (вал 1 и полумуфта 4) останавливаются.

Пружины не в состоянии уравновесить возросшие осевые силы, поэтому кулачки выйдут из зацепления, перемещая полумуфту 4 влево. Это даст возможность колесу 5 продолжать вращение. Когда очередной выступ одного кулачка будет находиться против впадины другого, пружина переместит полумуфту 4 вправо. Кулачки войдут в зацепление, и цикл движений повторится до тех пор, пока не будет устранена причина перегрузки.

На рис. 351 показаны форма кулачков и профиль их в развертке. Рабочие поверхности контакта выполняют винтовыми и плоскими. Первые сложнее в изготовлении, но надежнее в работе. Угол наклона  $\alpha = 40 \div 50^\circ$ . Число кулачков берут нечетным, чаще всего — три. Располагают их обычно равномерно (рис. 351, а).

Условия равновесия элементов кулачковой муфты в момент выключения можно с достаточной точностью выразить равенством

$$P_{пр} = P_0 \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \Psi) - \frac{D_{ср} f}{d_{ср}} \right], \quad (81)$$

где  $P_{пр}$  — сила отдачи пружины;  $P_0$  — суммарная окружная сила (рис. 351, б);  $D_{ср}$  — средний диаметр кулачков с винтовой рабочей поверхностью (для кулачков с плоской рабочей поверхностью  $D_{ср}$  — их наружный диаметр);  $d_{ср}$  — средний диаметр контакта в шлицевом соединении;  $f = 0,15 \div 0,17$  — приведенный коэффициент трения в шлицевом соединении.

Соотношения основных размеров кулачковых предохранительных муфт приведены в табл. 29.

Пример. Рассчитать предохранительную муфту, установленную на шлицевом валу с внутренним диаметром  $d = 26$  мм и наружным  $D_{шл} = 30$  мм. Муфта должна выключаться при крутящем моменте  $M_{пр} = 20$  Н·м. Кулачки с винтовой рабочей поверхностью. Расчет ведем по данным табл. 29.

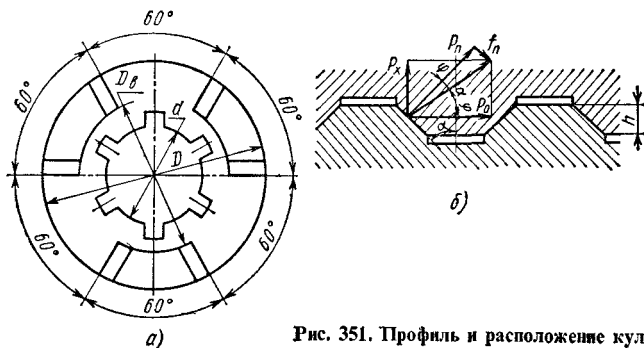
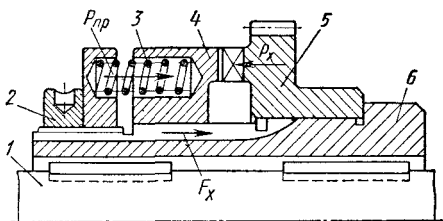


Рис. 351. Профиль и расположение кулачков



Параметры кулачковых предохранительных муфт

Элемент муфты	Обозначение	Рекомендуемые значения или соотношения
Диаметр вала или диаметр впадины шлицевого вала подвижной полумуфты	$d$	По заданию или по конструктивным соображениям
Наружный диаметр кулачка	$D$	$D \geq (1,6 \div 2)d$
Ширина кулачков	$b_k$	$b_k = (0,12 \div 0,2)D$
Средний диаметр кулачков	$D_{cp}$	$D_{cp} = D - b_k$
Высота кулачков	$h$	$h = (0,5 \div 0,8)b_k$
Длина подвижной втулки	$L$	$L = (0,25 \div 1)D$
Число кулачков	$z$	$z = \frac{P}{hb_k z}$ ; $P = 30$ МПа.

1. Наружный диаметр кулачков  $D = 2d = 2 \cdot 26 = 52$  мм.
2. Ширина кулачков  $b_k = 0,15 D = 0,15 \cdot 52 = 7,8$  мм; принимаем  $b_k = 8$  мм.
3. Проверяем величину внутреннего диаметра кулачка. Она должна быть больше значения наружного диаметра шлицев, т. е.  $D_B = D - 2b_k = 52 - 2 \cdot 8 = 36$  мм, что вполне достаточно.
4. Средний диаметр кулачков  $D_{cp} = D - b_k = 52 - 8 = 44$  мм.
5. Высота кулачков  $h = 0,5, b_k = 0,5 \cdot 8 = 4$  мм.
6. Длина подвижной втулки  $L = 0,4D = 0,4 \cdot 52 = 20,8$  мм. Принимаем  $L = 22$  мм.
7. Окружная сила на всех кулачках при выключении муфты

$$P_o = \frac{2M_{np}}{D_{cp}} = \frac{2 \cdot 20}{0,044} = 909 \text{ Н.}$$

8. Принимаем число кулачков  $z = 3$ .
9. Нормальная сила по месту контакта кулачков (см. табл. 29)

$$P = \frac{P_o}{hb_k z} = \frac{909}{4 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 3} = 9,5 \text{ МПа.}$$

10. Суммарная сила отдачи пружин согласно уравнению (81)

$$P_{np} = P_o \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_{cp} f}{d_{cp}} \right] = 909 \left[ \operatorname{tg}(45 - 5) - \frac{44}{28} \cdot 0,15 \right] = 549 \text{ Н.}$$

По ней подбираем пружины (размеры и количество).

**Шариковые устройства** аналогичны кулачковым. Одна из конструкций показана на рис. 352. Роль кулачков здесь играют стальные закаленные шарики 4, находящиеся в контакте с тороидальными или конусными поверхностями и призматическими пазами. При вращении колеса 5 шарики, прижатые к рабочей поверхности, вращают втулку 3 и вал 1. Во время перегрузки вал и втулка 6 останавливаются, а колесо 5 продолжает вращаться, выжимая шарики в отверстия втулки. Муфта регулируется гайкой 2. Суммарная сила сжатия пружин

$$P_{np} = P_o [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - f_n], \quad (82)$$

где  $\alpha$  — угол наклона касательной в точке контакта шарика с рабочей по-

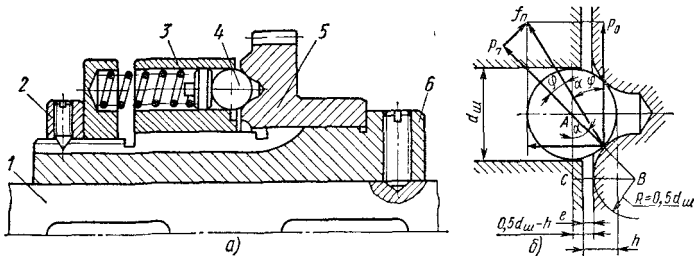


Рис. 352. Шариковая предохранительная муфта

верхностью;  $\varphi$  — угол трения между шариками и поверхностями контакта;  $f_{II}$  — приведенный коэффициент трения между шариками и стенками отверстия при осевом перемещении шариков.

Если шарики находятся в контакте с тороидальной поверхностью с  $R = 0,5 d_{ш}$  (рис. 352, б), то

$$\alpha = \arcsin \frac{BC}{AB} = \arcsin \frac{d_{ш} - h}{d_{ш}}, \quad (83)$$

где  $d_{ш}$  — диаметр шарика;  $h$  — высота, на которую он выступает из отверстия.

Если  $e$  — зазор между торцами полумуфт в рабочем состоянии, то ход подвижной части муфты  $h_0 = h - e$ .

Из уравнений (82) и (83) следует, что величина окружной силы  $P_o$ , передаваемой муфтой, зависит и от расположения шариков относительно полая. Если при перегрузке шарики сместятся, то угол  $\alpha$  начнет увеличиваться, и сила  $P_o$ , которую в состоянии передать муфта, резко уменьшится, а это приведет к быстрому срабатыванию муфты.

Муфты работают удовлетворительно, если величина  $P_{II}$ , действующая на один шарик, берется в зависимости от диаметра шарика  $d_{ш}$ :

$d_{ш}$ , мм . . . . .	11	12	14	16	20	24	28	32
$P_{II}$ , Н . . . . .	110	120	136	150	190	230	270	340

Число шариков, необходимое для передачи заданной окружной силы  $P_o$  (см. рис. 352, б),

$$z = \frac{P_o}{P_{II}} \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)}. \quad (84)$$

Значения основных параметров шариковых предохранительных муфт представлены в табл. 30.

**Пример.** Рассчитать шариковую предохранительную муфту (см. рис. 352, а) по данным: размер шлицевого участка втулки 6 ( $z \times d \times D_{шл}$ ) = 8 · 36 · 40 мм: крутящий момент при выключении  $M_{пр}$  = 30 Н · м. Расчет ведем по табл. 30.

1. Диаметр шариков  $d_{ш} = 0,3d = 0,3 \cdot 36 = 10,8$  мм. Принимаем  $d_{ш} = 10,7$  мм.
2. Высота выступающей части шариков  $h = 0,4d_{ш} = 0,4 \cdot 10,7 = 4,2$  мм. Принимаем  $h = 4$  мм.

Параметры шариковых предохранительных муфт

Элемент муфты	Обозначение	Рекомендуемые значения или соотношения
Диаметр вала или внутренний диаметр шлицев подвижной полумуфты	$d$	По заданию или по конструктивным соображениям
Диаметр шариков	$d_{ш}$	$d_{ш} = (0,3 \div 0,5) d$
Высота выступающей части шарика	$h$	$h = (0,2 \div 0,4) d_{ш}$
Диаметры отверстий для шариков	$d_o$	$d_o = (0,3 \div 0,5) d_{ш}$
Диаметр окружности расположения центров отверстий под шарики	$D_o$	$D_o \geq (1,6 \div 2) d$

3. Диаметр отверстий под шарики  $d_o = d_{ш} + 0,5 = 10,7 + 0,5 = 11,2$  мм.

4. Диаметр окружности расположения центров отверстий под шарики  $D_o = 1,6d = 1,6 \cdot 36 = 57,7$  мм. Принимаем  $D_o = 58$  мм.

5. Диаметр окружности точек приложения окружной силы на шариках  $D \approx D_o = 58$  мм.

6. Окружная сила на шариках

$$P = \frac{2M_{пр}}{D_o} = \frac{2 \cdot 30}{58 \cdot 10^{-3}} = 1034 \text{ Н.}$$

7. Число шариков по уравнению (84)

$$z = \frac{P_o}{P_{II}} \frac{\cos \varphi}{\cos(\alpha - \varphi)} = \frac{1034}{160} \frac{\cos 6^\circ}{\cos(45^\circ - 6^\circ)} = 8,3;$$

принимаем  $z = 8$ .

8. Осевая сила на всех пружинах согласно уравнению (82)

$$P_{пр} = P [\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - f] = 1034 [\operatorname{tg}(45^\circ - 6^\circ) - 0,15] = 652 \text{ Н.}$$

9. Осевая сила, приходящаяся на одну пружину,

$$P_{пр} = \frac{P_{пр}}{z} = \frac{652}{8} \approx 82 \text{ Н.}$$

Фрикционные предохранительные муфты подобны сцепным и отличаются от них наличием винтовых или тарельчатых пружин, прижимающих фрикционные поверхности. Наиболее распространены дисковые муфты, как более надежные.

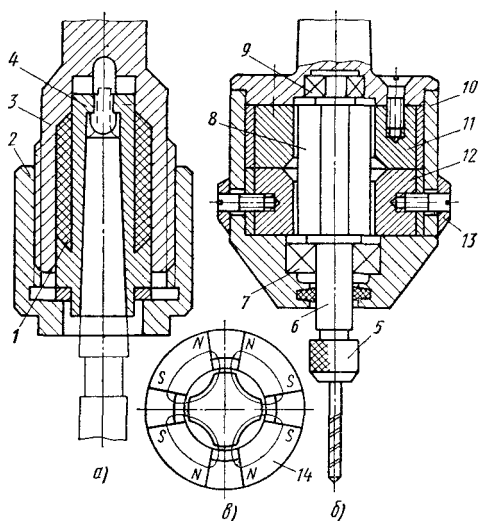
Простая конструкция патрона для установки и закрепления сверл и зенкеров диаметром 6–65 мм показана на рис. 353, а. Втулка 4 с внутренним конусом вставлена в отверстие корпуса 3. В пространстве между ними установлена резиновая втулка 1. Затягиванием гайки 2 регулируется сила прижатия резины к корпусу и втулке. Во время работы станка возникающая сила трения передает вращение от корпуса 3 к втулке 4. При перегрузке происходит проскальзывание по одной из поверхностей резиновой втулки.

Практика располагает разнообразными конструкциями сверлильных предохранительных патронов, применяемых в том случае, когда прочность сверла значительно отличается от прочности защищаемых механизмов [59]. При сверлении отверстий малых диаметров (1–3 мм) требуется огра-

Рис. 353. Предохранительные устройства

ничивать момент до 0,5 Н·м. Конструкция такого патрона с постоянными магнитами показана на рис. 353,б.

Предохранительное устройство имеет корпус 10, несущий в себе магнитную систему, которая состоит из двух блоков магнитов 11 и 12. Блок магнитов представляет собой зубчатый диск из магнитомягких полюсов-зубцов, между которыми расположены постоянные магниты 14, намагниченные, как показано на рис. 353,в. Блок магнитов 12 может поворачиваться относительно блока магнитов 11, вследствие чего изменяется внешнее магнитное поле системы и, следовательно, передаваемый крутящий момент. При настройке устройства на заданный крутящий момент для поворота и фиксирования магнитных систем в нужном положении используют лимб 13, соединенный с блоком магнитов 12. В центре устройства расположен зубчатый якорь 8 из магнитомягкого материала на немагнитной оси 6. Якорь центрируется в устройстве подшипниками 9 и 7. Свободный конец якоря оснащен инструментальным патроном 5.



## 2. Блокировочные устройства

Блокировочные устройства предназначены для предотвращения возможных аварий от одновременного включения двух или большего числа несовместимых движений, нарушения определенной последовательности включения органов управления др. Например, к аварии может привести одновременное включение в работу ходового винта и ходового вала токарно-винторезного станка, к выходу из строя механизма станка или инструмента приведет включение подачи стола при невращающемся инструменте (сверле, фрезе), сломается развертка или метчик, если предварительно не будет просверлено отверстие и не заблокирована подача.

В механизмы станков вводят большое количество блокировочных устройств. Электрические устройства наиболее эффективны, так как для них расстояние между блокируемыми органами управления не имеет значения. Механические блокировочные устройства обычно применяют при незначительном расстоянии между блокируемыми органами, поскольку в ином случае усложняется конструкция.

На рис. 354 показана блокировка двух параллельных валов 1 и 6, расположенных на близком расстоянии. На валу 1 закреплен диск 3 с вырезом *a*, очерченным по дуге окружности, а на валу 6 — диск 4 с вырезом *б*. Положение рукояток 2 и 5 дисков 3 и 4, показанное на рис. 354,а, нейтральное.

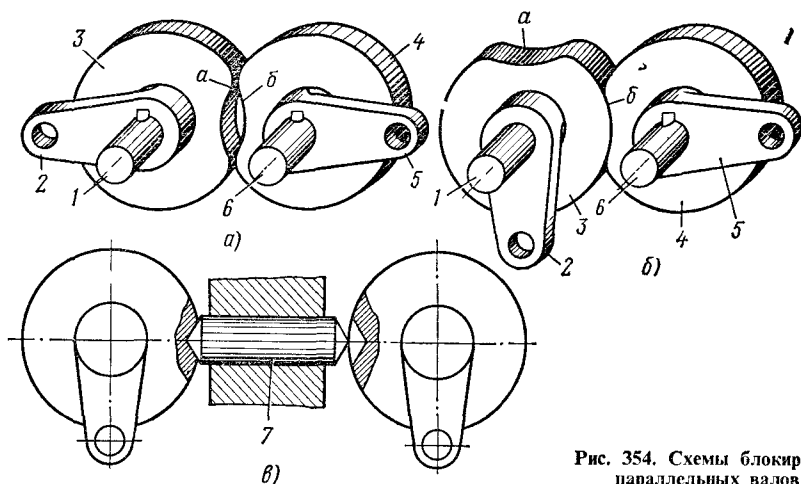


Рис. 354. Схемы блокировки параллельных валов

Из этого положения можно повернуть любую рукоятку. Если рукоятку 2 опустить вниз и включить этим самым какое-то движение в станке, то диск 3, войдя в вырез б диска 4 (рис. 354,б), заблокирует этот диск и рукоятку 5, и повернуть последнюю будет нельзя до возвращения рукоятки 2 в нейтральное положение.

Аналогично этому осуществлена блокировка двух параллельных валов, удаленных один от другого (рис. 354,в). Положение, изображенное на рисунке, является нейтральным. При повороте одного из дисков стержень 7 входит в углубление другого диска и блокирует его.

На рис. 355 показано устройство, блокирующее два вала с перпендикулярными осями. Нейтральным является положение дисков, при котором прямолинейные вырезы а и б находятся один против другого (рис. 355,а). При повороте одного из дисков другой блокируется (рис. 355,б).

Особое значение имеет блокировка в автоматических линиях. Она обеспечивает безаварийность работы оборудования, приспособлений и инструмента. Аппаратура системы блокирования отключает или не позволяет включать линию и соответствующие агрегаты при угрозе выхода их из строя. Нередко при этом включается сигнализация, указывающая место неполадки. Несмотря на большое разнообразие этих устройств, их можно разделить в основном на две группы.

К первой группе относятся устройства, контролирующие места нахождения отдельных объектов и разрешающие их взаимное перемещение только при определенных условиях. Например, устройства контроля участка в работе линии всех агрегатов, находящихся в исходном положении: вследствие возможной неисправности некоторые из них могут не включиться, что при последовательной работе станков приведет к браку обрабатываемых деталей или к поломке инструмента. Другими примерами использования рассматриваемых устройств могут быть проверка правильности положения деталей на позициях линии после их транспортирования, более точный контроль положения детали в приспособлении и др.

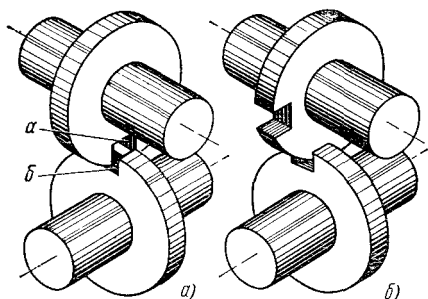


Рис. 355. Схемы блокировки перпендикулярных валов

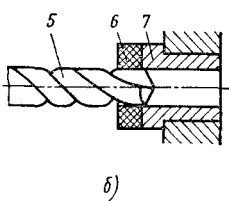
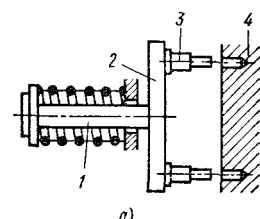


Рис. 356. Схемы контроля наличия отверстий

Вторая группа объединяет устройства, контролирующие состояние обрабатываемых деталей или отдельных агрегатов линии. Например, устройства блокировки последствий поломок сверл. В производственных условиях это чаще всего требуется для контроля наличия отверстий, предназначенных для нарезания резьбы метчиками, зенкерования, развертывания, для контроля отверстий, обрабатываемых за несколько переходов, и других операций.

Схема такого контроля показана на рис. 356,а. Здесь наличие отверстий в детали 4 проверяется с помощью щупов 3, закрепленных в плите 2. Последняя вместе со штоком 1 перемещается вправо. При наличии всех отверстий штифты беспрепятственно войдут в них, и одно из звеньев привода при перемещении, дойдя до упора, окажет воздействие на конечные переключатели. В результате будет подан сигнал, разрешающий дальнейшую обработку. При отсутствии какого-либо отверстия или при неполной глубине его это движение станет невозможным.

Другой метод, основанный на изменении индуктивного сопротивления катушки при введении в нее металлического сердечника, показан на рис. 356,б. Перед кондукторной втулкой 7 располагается электромагнитная катушка 6. Наличием, например, сверла 5 в катушке соответствует определенная величина ее индуктивного сопротивления. При поломке сверла отверстие будет не полностью занято сверлом, вследствие чего изменится

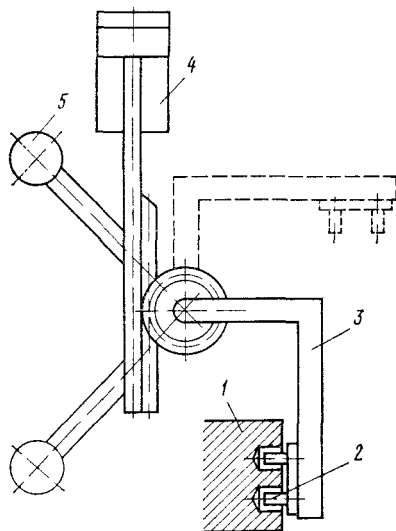


Рис. 357. Схема приспособления для контроля наличия отверстий

индуктивное сопротивление в цепи катушки, что будет соответствующим образом зарегистрировано.

Причиной поломки режущих инструментов может быть скопление стружки в глубоких отверстиях. Стружку обычно удаляют сжатым воздухом, подача которого в большинстве случаев производится с помощью полых щупов.

Схема приспособления для контроля наличия отверстий показана на рис. 357. Она состоит из Г-образной качалки 3, на конце которой укреплены щупы 2, заходящие в отверстия детали 1. Диаметр щупов меньше диаметра отверстий, благодаря чему щупы свободно проходят в последние, а сжатым воздухом можно выдувать стружку. После проверки отверстий поршень гидроцилиндра 4 опускается вниз, и благодаря реечной передаче качалка возвращается в исходное положение (показано штриховой линией) и не мешает обработке. Ход в исходное положение происходит под действием груза 5.

Существует много других конструкций блокировочных устройств. В их основе имеются датчики, преобразующие изменение контролируемых величин в изменение электрических параметров. С их помощью производится отключение объектов, представляющих угрозу для целостности того или иного механизма. Эти вопросы подробнее рассмотрены в курсах электрооборудования и автоматизации металлорежущих станков.

## Системы смазки и охлаждения

---

В современных станках, как правило, существуют две специальные гидравлические системы — смазки и охлаждения. Система смазки должна обеспечивать надежную смазку всех основных трущихся сопряжений станка. Благодаря этому снижается износ механизмов, уменьшается шум при работе станка и возрастает его КПД. Охлаждение режущего инструмента и обрабатываемой заготовки значительно повышает стойкость инструмента и влияет на точность обработки, уменьшая тепловые деформации заготовки и узлов станка. Чем совершеннее системы смазки и охлаждения станка, тем длительнее он сохраняет свою точность.

### 1. Смазка станков

Смазка трущихся поверхностей станков устраняет их непосредственный контакт, благодаря чему значительно уменьшаются силы трения и создаются условия для устранения или резкого уменьшения износа поверхностей. В сопряжениях станков имеют место различные виды трения.

Жидкостное трение, при котором трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки, наиболее желательно с точки зрения уменьшения износа. Оно может быть обеспечено двумя основными методами — гидродинамическим и гидростатическим (подача смазки под давлением).

Жидкостное трение в сопряжениях станков, помимо его положительных сторон, имеет ряд недостатков: оно связано с существенным усложнением системы смазки; наличие масляного слоя между поверхностями, величина которого зависит от нагрузки, может нарушить точность перемещения узла. Большинство сопряжений станков работает в условиях неполной смазки, когда между поверхностями имеет место граничное трение (слой смазки порядка 0,1 мкм и менее) или полужидкостное трение (смешанное трение, одновременно жидкостное и граничное или сухое). В этом случае износ поверхностей значительно меньше, чем при отсутствии смазки.

В качестве смазочных материалов в станках применяют жидкие минеральные масла и густые (консистентные) мази. Преимущественное распространение получили масла, наиболее приемлемые для смазки отечественных быстроходных сопряжений и позволяющие осуществлять централизованную смазку с циркуляцией и очисткой масла от загрязнения.



Выбор смазки зависит в первую очередь от скоростей относительного скольжения и нагрузок, действующих в сопряжениях. При прочих равных условиях чем выше скорость относительного скольжения и чем меньше давление в сопряжении, тем меньшей вязкости должно быть масло. Для прецизионных механизмов, как правило, выбирают смазку с меньшей вязкостью.

Выбор смазки для станков осложняется тем, что они имеют разнообразные пары трения, работающие при различных скоростях и нагрузках. Применение разных смазок неоправданно усложнило бы конструкцию смазочной системы и затруднило эксплуатацию такого станка. В станках применяют различные системы смазки, которые описаны в специальной литературе. Наиболее совершенна централизованная смазка, достаточно надежно обеспечивающая смазку всех основных узлов.

В качестве примера автоматической централизованной смазки на рис. 358 приведена схема смазки зубострогального полуавтомата для конических колес мод. 5A250. Смазочная система питается двумя насосами (Н). Резервуар вмещает 100 л масла. Включение смазочной системы заблокировано с включением всего станка. Подвод смазки обеспечивается ко всем основным узлам: к корпусу люльки (точки 4–8), к приводу (9–11), к распределительному барабану (12–17), к бабке изделия (18, 19), к гидропатрону (20), к направляющим суппортов (21). Точки 1–3 являются распределительными. Для очистки масла в системе предусмотрено пять фильтров (Ф1–Ф5). Пластинчатый фильтр Ф1 служит для очистки всего масла, поступающего в систему, фильтр Ф3 — для очистки масла, поступающего к шпинделю изделия.

Особое значение для станков имеет смазка шпинделей и направляющих скольжения поступательного и кругового движения. Для смазки направляющих, которая способствует значительному увеличению их долговечности, применяют разнообразные методы. Простейшими, но менее совершенными, являются смазка ручным способом и смазка при помощи индивидуальных масленок. Непрерывная подача масла может осуществляться специальными роликами, помещенными в масляных карманах станины, при помощи насоса или с использованием масляной ванны. Для распределения масла по всей поверхности трения на направляющих выполняют специальные смазочные канавки.

Гидростатическая смазка направляющих скольжения, когда масло под давлением непрерывно подается насосом на рабочие поверхности, может обеспечить жидкостное трение по всем диапазонам скоростей и нагрузок. Однако при этом возможно «всплывание» стола или суппорта на направляющих станины, а также возникновение опрокидывающих моментов, что нарушает точность движения. Во избежание этого применяют гидроразгрузку направляющих, при которой только часть нагрузки уравновешивается давлением масла. Для этого на направляющие подается определенное количество масла при точно установленном давлении. Однако при больших опрокидывающих моментах и переменных режимах работы более целесообразны замкнутые гидростатические направляющие с подачей смазки на основную грань и нижнюю грань, которая воспринимает опрокидывающий момент (рис. 359).

В ряде случаев для повышения работоспособности гидростатических

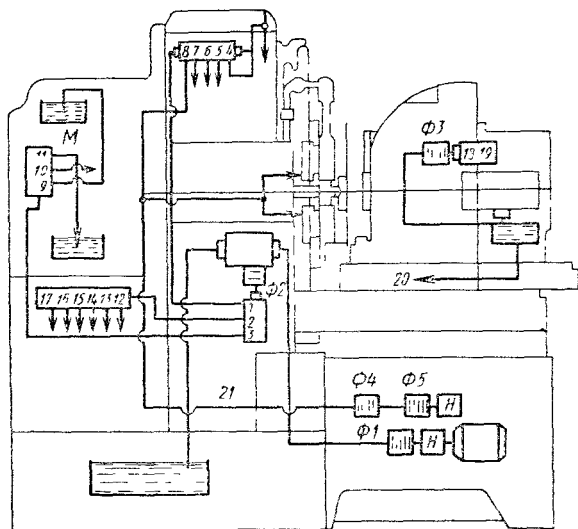
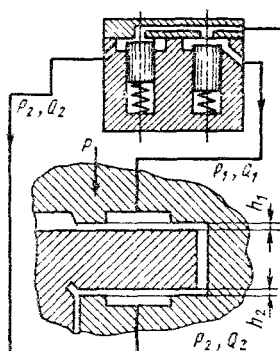


Рис. 358. Схема смазки зубо-строгального стола мод. 5A250

Рис. 359. Гидростатическая смазка направляющих



замкнутых направляющих целесообразно применять системы автоматического регулирования масляного давления  $p_1$  и  $p_2$  (рис. 359) из условия сохранения значений зазоров  $h_1$  и  $h_2$  независимо от внешних нагрузок.

Надежная смазка имеет большое значение для направляющих кругового движения. При больших окружных скоростях возможно жидкостное трение за счет гидродинамического эффекта. При трогании с места и больших нагрузках имеет место граничное трение. Для улучшения условия работы направляющих целесообразно применять комбинированный способ обеспечения жидкостного трения — гидростатический, к которому добавляется гидродинамический эффект при движении стола станка.

На рис. 360 показана комбинированная система смазки круговых направляющих тяжелых станков, разработанная ЭНИМС. От насоса 1 через фильтр 2 масло подается в канавки — открытые 5 с клинообразующими скосами для создания гидродинамического давления и закрытые 4 для создания гидростатического давления при пуске планшайбы и малых скоростях. В открытые канавки смазка подается обильно, что способствует от-

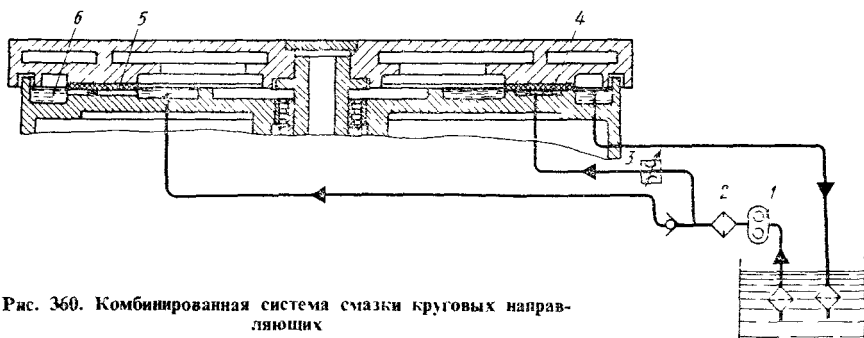


Рис. 360. Комбинированная система смазки круговых направляющих

воду тепла. В системе имеется дроссель 3, который позволяет регулировать гидростатическое давление, увеличивая его при обработке тяжелых деталей и уменьшая при точной обработке. В конструкции предусмотрена также масляная ванна 6, уровень масла в которой выше рабочей поверхности направляющих. Наличие ванн повышает надежность работы круговых направляющих в случае перебоев в подаче смазки.

Смазка шпинделей должна обеспечивать жидкостное трение в подшипниках скольжения и наличие тонкого слоя смазки в подшипниках качения. В случае циркуляции смазка выполняет также функции охлаждения. Для смазки шпинделей ввиду ее ответственности часто применяют специальную систему, которая обеспечивает подачу к шпиндельным подшипникам масла, соответствующего условиям их работы.

Для быстроходных шпинделей современных станков получают распространение смазка масляным туманом. Последний образуется раздроблением или распылением (механическим или пневматическим способом) струи масла на мелкие частицы (до 2 мкм в диаметре). При помощи воздушного потока частицы тумана при подаче их к трущимся поверхностям передвигаются по трубопроводу на расстояние нескольких метров. Для распыления масла применяют пульверизаторы, инжекторы или эжекторы.

Смазка масляным туманом имеет то преимущество, что воздух уносит тепло, выделяющееся при трении, а расход масла при этом незначителен (не превышает  $0,3 \text{ см}^3/\text{ч}$  на  $1 \text{ см}^2$  поверхности трения). Кроме того, течь масла через зазоры здесь практически отсутствует, что дает возможность сократить количество уплотнительных устройств. Подача распыленного масла осуществляется через влагоотделитель, осушитель и маслораспылитель.

На рис. 361 приведена схема установки для непрерывной подачи распыленного масла к узлу трения. Струя сжатого воздуха с распыленной смазкой подается к механизму станка 1 (столу, шпинделю). Воздух проходит через влагоотделитель 2, осушитель 3, реле давления 4 и регулятор давления 5, попадает в маслораспылитель 6, откуда масляный туман по гибкому рукаву 7 поступает в распределитель 8. После смазки узлов масло через воронку 9 собирается в сборник 10 масляного конденсата.

При работе смазочных систем большое значение имеет надежная фильтрация смазки, чтобы инородные частицы и продукты износа при циркуляции смазки не попадали на трущиеся поверхности, так как это приведет к их интенсивному изнашиванию.

Выбору смазки, конструкции смазочных систем, а также теоретическим основам смазки посвящена обширная литература.

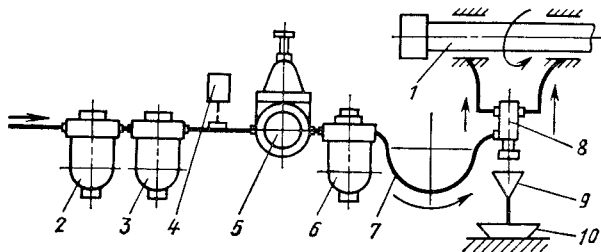


Рис. 361. Схема смазки масляным туманом

## 2. Система охлаждения

Как известно из курса теории резания металлов, для снижения тепловой напряженности процесса резания применяют смазывающе-охлаждающие вещества (СОВ), чаще всего — жидкости — эмульсии, масла с добавками твердых смазывающих веществ (графит, парафин, сернистый молибден и др.). Необходимо, чтобы СОВ наряду с высокими охлаждающими свойствами обладали хорошей маслянистостью и вымывающей способностью, были безвредны для рабочих и оборудования.

Охлаждающе-смазывающая жидкость может быть подведена в зону резания различными способами (рис. 362). Наиболее простой из них — полив свободно падающей струей (рис. 362,а). Однако в этом случае смазывающее действие жидкости снижено, так как она почти не попадает в зону контакта инструмента с изделием и со стружкой. Кроме того, имеет место сильное разбрызгивание жидкости. Лучший результат получается при подаче жидкости под давлением с направлением струи в зону резания (рис. 362,б).

Находит применение также подвод жидкости под давлением через отверстия в инструменте (рис. 362,в).

Хороший эффект дает, как правило, охлаждение жидкостью, распыленной сжатым воздухом [53].

Системы, применяемые в станках для подачи смазочно-охлаждающей жидкости, обычно включают следующие элементы.

Насос для подачи жидкости под давлением. Чаще применяют шестеренные и центробежные насосы; в последнем случае насос соединен с электродвигателем в одном агрегате.

Трубопроводы и арматура для подачи жидкости. Существенное значение имеет форма наконечника, который формирует и направляет струю жидкости в зону резания.

Фильтры. Их применяют для очистки жидкости от стружки, грязи, пыли. В случае большого скопления отходов (например, в шлифовальных станках) используют специальные установки для очистки эмульсии.

Резервуар для охлаждающей жидкости. Он должен иметь достаточную емкость и отстойники для частичной очистки жидкости. При малой скорости протекания жидкости из нее успевают выпасть примеси, которые осаждаются в отстойнике. Примеси, которые всплывают, также задерживаются в отстойнике.

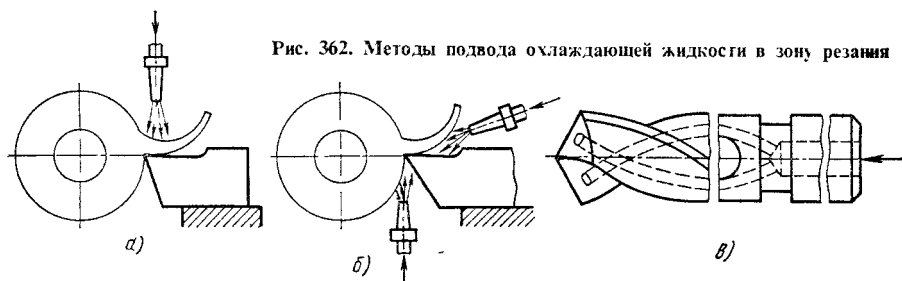
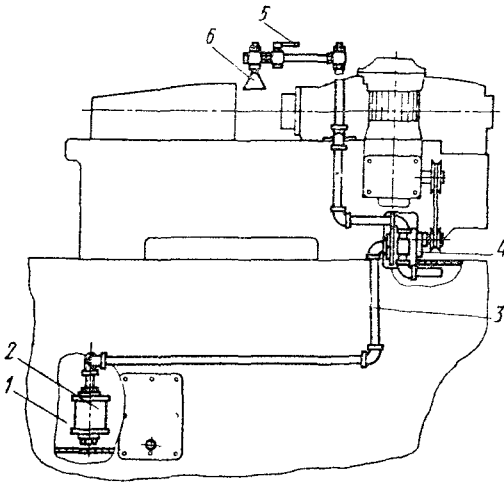


Рис. 362. Методы подвода охлаждающей жидкости в зону резания

Рис. 363. Система охлаждения револьверного автомата 1А136



Иногда применяют устройства для регулирования температуры охлаждающей жидкости.

На рис. 363 приведены общий вид и схема монтажа агрегатов простейшей системы охлаждения револьверного автомата мод. 1А136. Из резервуара станины 1 через фильтр 2 охлаждающая жидкость подается в зону обработки по трубопроводам 3. Давление в системе создается шестеренным насосом 4,

а регулирование количества подаваемой жидкости осуществляется краном 5. Наконечник 6 обеспечивает подачу жидкости к месту обработки широкой струей, что важно при многоинструментной обработке и в случае применения широких фасонных резцов. Оработавшая охлаждающая жидкость попадает в корыто станка и по специальным стокам и желобам возвращается в отстойники резервуара. Для защиты от брызг рабочего и пространства вокруг станка предусмотрены специальные щитки.

В станках также предусматривается защита уплотнениями гнущихся поверхностей и механизмов от попадания на них охлаждающей жидкости.

Количество подаваемой к месту обработки охлаждающей жидкости и емкость резервуаров должны быть таковы, чтобы обеспечивался отвод тепла из зоны резания и жидкость при циркуляции успевала остывать. Расчет системы охлаждения (в первую очередь определение подачи насоса) можно производить исходя из уравнения теплового баланса [1]

$$Q\gamma C\Delta t k = 75 \cdot 60N/427,$$

где  $Q$  — подача насоса охлаждения, л/мин;  $\gamma$  — удельная масса смазочно-охлаждающей жидкости (для минеральных масел  $\gamma = 0,88$  кг/л);  $C$  — удельная теплоемкость жидкости [ $C = 0,45$  ккал/(кг · град)];  $\Delta t$  — допустимое повышение температуры циркулирующей жидкости (обычно  $\Delta t = 10 \div 15^\circ\text{C}$ );  $N$  — мощность, затрачиваемая на резание, л. с.;  $k$  — коэффициент, учитывающий эффективность использования охлаждающей жидкости ( $k = 0,3 \div 0,5$  и ниже).

### 3. Устройства для отвода стружки

Широкое внедрение в массовом производстве высокопроизводительных металлорежущих станков и автоматических линий требует механизации и автоматизации операций по уборке и переработке стружки. В настоящее время отход металла в стружку составляет в среднем 20–25% массы обрабатываемых заготовок. Кроме этого, стружка загромождает и засоряет

оборудование, цехи и нередко приводит к остановке станков. На многих предприятиях стружка от станков и из цехов еще убирается вручную. Поэтому автоматизация и механизация уборки стружки является важной задачей.

Наиболее просто решается задача транспортировки сыпучей стружки, которая образуется при обработке деталей из хрупких материалов (чугуна, бронзы, алюминия), а также неметаллических материалов, например пластмасс. При обработке деталей из стальных заготовок образуется вьюнковая и сливная стружка, которая неудобна для транспортировки и переработки. Сливная стружка занимает большой объем при малой плотности, поэтому ее дробят на специальных стружкодробилках. Для дробления стальной стружки непосредственно на станках применяют всевозможные порошки на передней поверхности резца и стружколомы, а также прерывистое или вибрационное резание.

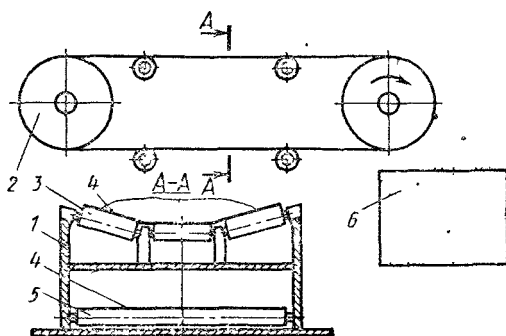
Каждый вид стружки имеет свои неудобства и трудности при транспортировке. Сливная стружка обволакивает механизмы и инструменты, снижает их надежность и долговечность, затрудняет доступ при обслуживании; мелкая стружка и пыль оседают на различных частях машины, загрязняют воздух.

Удаление стружки заключается прежде всего в отводе ее непосредственно из зоны обработки как вручную, так и при помощи транспортирующих устройств. Стружку из отдельных станков необходимо собирать и удалять из цеха для последующей очистки, сортировки и переработки. В принципе имеются две системы удаления стружки из механических цехов: а) автоматизированная, когда стружка из отдельных станков и автоматических линий удаляется конвейерами, расположенными под полом; б) механизированная (с использованием ручного труда и средств механизации) с транспортировкой стружки в конвейерах, ящиках и тележках. Существуют и промежуточные варианты, когда, например, имеются только магистральные конвейеры для стружки, а от станков она удаляется вручную и другими способами.

Таким образом, проблемы механизации и автоматизации транспортировки и переработки стружки делятся на ряд частных задач, а именно: удаление стружки от станков, отсос мелкой стружки и пыли из зоны обработки; удаление стружки от группы станков и из цехов; очистка и переработка стружки. Каждая из этих задач решается по-своему, путем применения разнообразных транспортирующих устройств, агрегатов для отсоса, очистки и брикетирования.

Для удаления стружки от групп станков и из цехов применяют ленточные, скребковые, ершовые, шнековые, вибрационные и импульсные конвейеры, а также гидроконвейеры и другие устройства.

Рис. 364. Ленточный конвейер



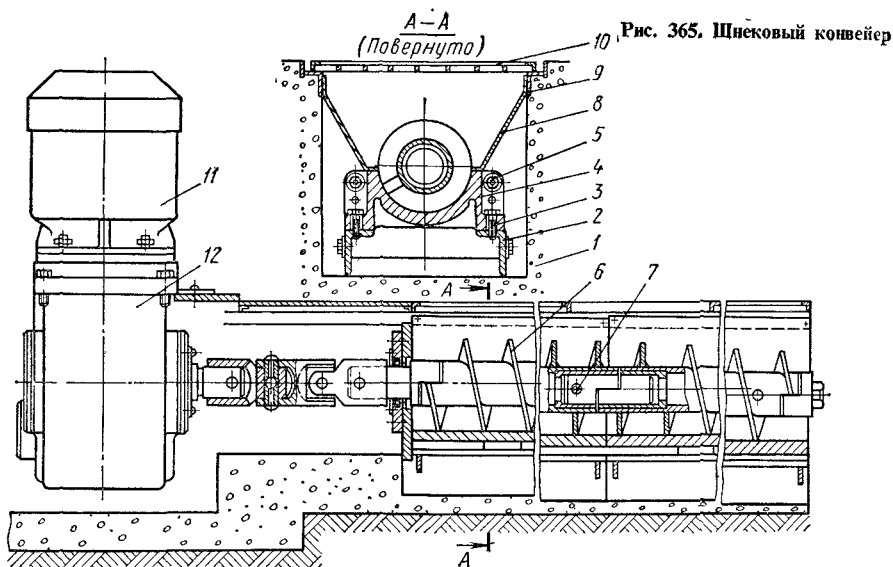


Рис. 365. Шнековый конвейер

Ленточные конвейеры применяют для транспортировки стружки в горизонтальном и наклонном (до  $25^\circ$ ) положениях. Они хорошо перемещают сухую сыпучую стружку из чугуна, бронзы и алюминия, а также стальную стружку, ломаную и мелкофлюнковую. Типовая схема ленточного конвейера показана на рис. 364. На стойках 1 закреплены барабаны 2. Между барабанами натягивается лента 4, которая сверху лежит на трех рядах роликов 3, а снизу — на роликах 5. Ролики устанавливаются по всей длине конвейера (через 1–2 м) с таким расчетом, чтобы лента не провисала. В месте сброса стружки с конвейера имеется яма, в которой устанавливается конвейер 6 объемом 1–2 м<sup>3</sup>. По мере эксплуатации транспортера его лента вытягивается, поэтому создается натяжная станция.

Шнековые конвейеры применяют при длине транспортировки до 100 м. Конвейеры компонуют из нормализованных винтов и корыт диаметром 0,15 и 0,2 м с длиной секций 1; 1,2 и 1,6 м. Наибольшая длина конвейеров 30–40 м. При такой их длине применяют чугунные корыта; при сварных стальных корытах и винтах (шнеках) диаметром 0,15 и 0,2 м длина конвейера не должна превышать 10 м. Конвейеры устанавливают под станками автоматической линии, в станинах станков или специальных бетонированных траншеях. В последнем случае применяют чугунные корыта (рис. 365).

Конвейер монтируют в бетонированной яме 1. К уголкам 2 болтами 3 крепятся чугунные корыта 4, которые скрепляются между собой болтами 5 и образуют ложе для винтовой спирали 6. Секции винтов между собой соединяются штифтами 7. Бортовые щитки 8, прикрепленные к корыту и уголкам 9, предохраняют яму от попадания в нее стружки. Сверху конвейер закрыт секциями решеток 10, а в зоне образования стружки под станками предусмотрены люки. Для вращения винта применяют электродвигатель 11 и редуктор 12.

# Проектирование металлорежущих станков

---

## 1. Стадии проектирования и подготовка станка к производству

Проектирование сложных агрегатов, какими являются современные металлорежущие станки, производится, как правило, на основе имеющихся прототипов или аналогичных конструктивных решений. При создании нового станка используются отработанные и всесторонне испытанные конструкции почти всех его основных узлов.

Конструирование станка начинают с подбора необходимых для выполнения проекта чертежей, технических описаний и других архивных материалов; просматривают техническую литературу и делают соответствующие заметки, изучают условия работы и характер эксплуатации других станков данного производства, проводят технические совещания по уточнению задания, выявлению особых требований и возможного конструктивного решения будущего станка.

Задание на проектирование станка должно определять его назначение, основные параметры и технико-экономические требования, характеризующие качество и возможности новой модели. Проектирование станка обычно осуществляют в виде разработки технического и рабочего проектов. Техническим проектом является предварительная конструктивная разработка станка, своего рода эскиз для предметного обсуждения и окончательного утверждения возможных вариантов новой конструкции. Рабочим проектом является разработка во всех деталях конструкции станка и оформление необходимой технической документации для подготовки и организации его изготовления.

По технической документации рабочего проекта для серийного производства изготавливают опытную партию (обычно 10) станков, которые подвергают всесторонним испытаниям и затем предъявляют государственной приемной комиссии. Последняя составляет акт приемки и дает заключение о возможности запуска принятой модели станка в серийное производство. После проведения испытаний производится исправление всей конструкторской документации с учетом изменений, выявленных в процессе изготовления и испытаний станка.

## 2. Основные требования к станкам, критерии их оценки и технико-экономические показатели

Одним из основных требований, которые предъявляются к современным металлорежущим станкам, является точность их работы. Под этим термином понимается стабильность обеспечения станком заданной



геометрической формы обработанной детали, качества ее поверхности и точности размеров, определяющих основные параметры формы. Точность работы станка зависит от многих факторов, связанных с проектированием и изготовлением станка, правильностью его эксплуатации и своевременным профилактическим ремонтом.

Различают два метода контроля точности станка: статический и динамический. Проверка станка статическим методом является косвенной проверкой точности работы станка, которая в известной мере характеризует качество изготовления деталей, их сборки, правильность установки и регулировки. Динамическим методом станок проверяют путем изготовления на нем контрольной детали и последующего ее измерения. Этот вид проверки является комплексным контролем всех узлов и деталей станка под нагрузкой и непосредственно характеризует точность работы станка. Повышение точности станка достигается совершенствованием технологии изготовления его деталей и сборки его узлов, а длительность первоначальной точности в эксплуатационных условиях — тщательностью ухода и регулярным профилактическим осмотром.

Другой не менее важной характеристикой станка является его производительность. Наиболее простым и наглядным показателем производительности является количество обработанных деталей за единицу времени. Этот показатель относителен, так как на одном и том же станке при различной его настройке и наличии тех или иных приспособлений (особенно на станке универсального назначения) можно обработать различное количество деталей за одно и то же время. Максимальная производительность достигается в основном сокращением вспомогательного времени, связанного со сменой заготовки, инструмента и управлением циклом обработки на станке. При прочих равных условиях многоинструментная обработка является одним из способов повышения производительности. Максимальное сокращение вспомогательного времени и возможность многоинструментной обработки обеспечиваются автоматизацией цикла работы станка.

На универсальных станках с ручным управлением производительность повышают путем рационального и удобного расположения органов управления и применения преселективного управления. Последнее позволяет сократить время на перестройку режимов обработки путем предварительного, в процессе рабочего хода на предыдущей операции, набора нужного сочегания блочных колес коробок скоростей и подач, требуемых на следующей операции. Автоматизация управления металлорежущим станком является основным направлением развития современного станкостроения.

Способность станка работать безотказно и обеспечивать бесперебойную обработку заготовок в заданных условиях эксплуатации называется коэффициентом надежности и определяется как отношение фактического времени работы станка к запланированному. Значение коэффициента надежности находится в пределах 0,8—0,98.

Под понятием долговечности подразумевается срок службы станка в заданных условиях эксплуатации, когда затраты на восстановление его исходных характеристик экономически целесообразны. Большое значение для обеспечения заданной шероховатости поверхности обрабатываемых заготовок, стабильности работы станка, его надежности и долговечности является высокая жесткость конструкции станка, которая позволяет исклю-

чить или снизить возможность появления в процессе работы станка вибраций нежелательной частоты. Виброустойчивость станка обеспечивается не только увеличением массы корпусных деталей, но также учетом возможных источников возникновения вибраций и созданием рациональных конструкций.

Рациональной в свете требований охраны труда считается такая конструкция станка и отдельных его механизмов, которая обеспечивает бесшумность его работы. При конструировании нового станка необходимо соблюдать технологичность конструкции, т. е. ряд условий, обеспечивающих возможность применения при обработке и сборке деталей станка наиболее прогрессивных и экономичных технологических процессов.

Технологичность конструкции характеризуется себестоимостью станка как суммарным показателем трудоемкости и металлоемкости конструкции; сроком оборачиваемости средств, связанным с длительностью производственного процесса изготовления станка; степенью унификации узлов станка и нормализацией его деталей. Вопросами технологичности конструкции необходимо заниматься на всех стадиях проектирования. При разработке детали той или иной формы следует представлять себе все стадии ее изменения, начиная с заготовки, учитывать возможности ее изготовления в серийном производстве, а также общие условия, характерные для будущего завода-изготовителя.

Большое значение при проектировании корпусных деталей имеет их форма, отвечающая современным требованиям. Поверхности этих деталей не должны подвергаться механической обработке, а только в основном декоративной отделке путем окраски. Последняя в соответствии с назначением детали не должна быть излишне пестрой, цвет окраски должен быть практичным. Помимо требований техники безопасности и гигиены труда, следует иметь в виду, что отношение обслуживающего персонала к станку в значительной степени определяется видом последнего.

Все наружные вращающиеся и другие подвижные части станка должны иметь форму, исключающую возможность захвата одежды или рук неопытного рабочего, иметь защитные ограждения, надежное заземление электросистем, экраны и щитки для улавливания отлетающей стружки, охлаждающей жидкости и т. д. Отвод и удаление стружки должны обеспечиваться соответствующим расположением узлов станка и, при необходимости, специальными устройствами.

Движения рукояток управления станком должны базироваться на мнемонических правилах, а аварийные устройства должны быть легко доступны и ярко окрашены. Взаимоисключающие переключения должны быть надежно заблокированы. Ручное управление станком не должно утомлять рабочего, рукоятки управления должны находиться на высоте, предусмотренной соответствующими правилами, а усилие воздействия на них должно быть возможно минимальным. Большое внимание следует уделять плавности движения рабочих органов, исключающей возможность возникновения вибраций, ударов и повышенного шума. Тормозные устройства должны быть автоматического действия и надежны в работе.

В конструкции нового станка должны быть учтены также требования эксплуатационного характера: удобство подготовки станка к работе, легкость осуществления текущего осмотра и смазки, периодического осмотра

ответственных узлов, удобство регулирования зазоров и т. п. Автоматические и полуавтоматические станки должны встраиваться в автоматические линии, даже если первоначально они для этого не предназначались.

Если в проекте нового станка были применены принципиально новые решения, то они должны быть оформлены в Государственном комитете СССР по делам изобретений и открытий. Патентование советских изобретений проводится с целью защиты отечественного приоритета на отдельные узлы станка или всю конструкцию, предупреждения использования изобретений без согласия советских органов, возможности обмена технической информацией или продажи лицензии. Для соблюдения условий патентной чистоты конструктор обязан знать все изобретения в своей области и принимать меры для своевременной регистрации оригинальных конструкций, не допуская опубликования незарегистрированных изобретений в открытой печати.

### 3. Исходные данные при проектировании станков

Проектирование металлорежущего станка начинается с разработки его принципиальной схемы, которая должна определить принимаемый метод обработки, возможность обработки с одной установки и ее последовательность, а также необходимость и возможность применения многоинструментной обработки. При этом уточняются данные для проектирования на основе анализа отдельных переходов технологического процесса обработки на проектируемом станке, с учетом формы заготовки, способов ее подачи на рабочее место и закрепления, конструкции режущего инструмента, допустимых максимальных режимов резания и т. д.

На первом этапе проектирования должны быть: а) выбран оптимальный вариант технологического процесса обработки; б) составлена принципиальная схема станка с учетом принятого варианта технологического процесса; в) определены формы и предельные размеры заготовки или полуфабриката; г) определены физико-технические характеристики обрабатываемых поверхностей; д) выбраны рациональные интервалы режимов резания; е) установлен характер производства, в котором предполагается основная работа станка; ж) определены возможное число одновременно или последовательно работающих инструментов, примерная их конструкция, частота смены и необходимость автоматизации его перестановки или смены; з) установлены экономически обоснованные показатели производительности обработки.

В пояснительной записке этой части проекта должно быть технико-экономическое обоснование необходимости создания нового станка. Целесообразность разработки новой модели станка обычно подтверждается технико-экономическим расчетом. Основными показателями эффективности проектируемого станка должны являться: себестоимость изготовления новой модели; применение механизации и автоматизации при обслуживании и облегчение условий и безопасности труда; повышение производительности труда и качества продукции; снижение себестоимости на эксплуатационные расходы при изготовлении продукции.

Таким образом, целесообразность создания нового станка обосновывается расчетом себестоимости и планируемой оптовой ценой проектируе-

мого станка; расчетом производительности нового станка и себестоимости обработки деталей-представителей на этом станке; расчетом экономического эффекта от внедрения нового станка и срока окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Основным показателем экономичности станков является себестоимость. Этот показатель отражает в денежном выражении затраты живого и овеществленного труда на изготовление данного типа станка и последующую его эксплуатацию. Наиболее существенным экономическим показателем работы станка является штучная себестоимость изделия, определяемая по формуле

$$C = M + P_3 + H,$$

где  $M$ ,  $P_3$  — стоимость металла и прямая зарплата, отнесенные к одному изделию;  $H$  — накладные расходы, связанные с эксплуатацией станков.

В качестве основного технико-экономического критерия выбора наиболее эффективного метода обработки и наиболее эффективного станка принята наименьшая себестоимость изготовления детали требуемого качества.

Станки с числовым программным управлением находят все большее применение, особенно при автоматизации процессов изготовления машиностроительных деталей в условиях мелкосерийного производства. По сравнению с универсальными станками станки с ЧПУ имеют ряд существенных преимуществ благодаря простоте их переналадки и затрате на это значительно меньшего времени; сокращению потребности в квалифицированной рабочей силе и осуществлению более широкого многостаночного обслуживания; существенному сокращению вспомогательного времени и уменьшению брака по вине рабочего. Однако стоимость станков с ЧПУ значительно превышает стоимость универсальных станков, кроме того, необходимы дополнительные затраты на подготовку управляющих программ, на настройку инструмента вне станка, на специальное оборудование, связанное с работой программистов и др.

Поэтому применение станков с ЧПУ должно быть обосновано соответствующим технико-экономическим анализом как на стадии проектирования станков, так и при переводе механической обработки деталей на станки с ЧПУ.

Решение о целесообразности создания и внедрения станка с ЧПУ принимается на основе расчета годового экономического эффекта. Определение последнего основывается на сопоставлении приведенных затрат по базовому и новому станкам [66].

Приведенные затраты представляют собой сумму себестоимости и нормативной прибыли:

$$Z = C + E_n K,$$

где  $Z$  — приведенные затраты единицы продукции;  $C$  — себестоимость единицы продукции;  $K$  — удельные капитальные вложения в производственные фонды;  $E_n$  — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, равный 0,15.

Расчет годового экономического эффекта от применения станков с ЧПУ производится по формуле

$$\mathcal{E} = (Z_1 + Z_2) A_2,$$

где  $Z_1, Z_2$  — приведенные затраты единицы продукции, изготовленной с помощью базового и нового станка;  $A_2$  — годового объем производства продукции с помощью нового станка в расчетном году.

Новые станки должны создаваться по принципу конструктивной преемственности, в виде нормального ряда типоразмеров. Оптимальный размерный ряд станков имеет большое народнохозяйственное значение. Согласно ГОСТ 8032—79 основные параметры изделий (станков) — производительность, мощность, грузоподъемность, частота вращения шпинделя и др. должны изменяться по закону геометрической прогрессии с одним из стандартных значений знаменателя  $\phi$ . Ряды таких станков более целесообразны, чем случайно созданные группы станков.

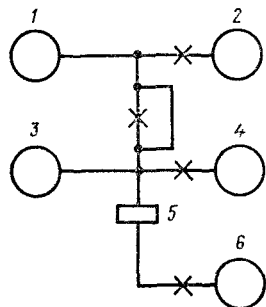
Размерная характеристика фрезерных станков регламентирована ГОСТ 165—72. Основным параметр стандартизации — рабочая поверхность стола (100 × 400; 125 × 500; 160 × 630 мм и т. д.). Для токарных станков (ГОСТ 440—71) основным параметром является наибольший диаметр обрабатываемой детали над станиной (100; 125; 160; 200 мм и т. д.).

#### 4. Разработка кинематической схемы проектируемого станка

Разработка кинематической схемы станка обычно начинается с составления эскизных вариантов структурных схем, на которых производится предварительная взаимная увязка движений рабочих органов проектируемого станка, особенно когда эти движения обуславливают формообразование обрабатываемой поверхности. На рис. 366 приведен вариант структурной схемы станка для нарезания зубьев конического колеса, которая отражает взаимосвязи следующих кинематических цепей: главного движения (1—2); подача при рабочем ходе (1—3) и при быстром холостом ходе (через шунт); деления (3—4); обката (6—4) и качания люльки (3—5).

По выбранному варианту структурной схемы и соответствующему кинематическому расчету цепей, а также исходя из общей компоновки рабочих органов станка, составляется кинематическая схема. На ней конкретно указывается, из каких механизмов формируется та или иная кинематическая цепь. При этом возможны различные сочетания и группировки промежуточных механизмов в зависимости от принимаемой конструкции станка.

При составлении кинематической схемы станка требуется обеспечить:



а) заданную производительность станка, установив соответствующие скорости движения рабочих органов; б) максимальную автоматизацию станка; в) высокий КПД станка (применением передач с короткими кинематическими цепями с малым числом кинематических пар — источником потерь на трение; полным отключением кинематических передач, не участвующих в данный момент в трансформации движения; использованием подшипников качения; применением системы принудительной

Рис. 366. Структурная схема станка: 1 — двигатель, 2 — инструмент, 3 — барабан, 4 — заготовка, 5 — колесо реверса; 6 — люлька

смазки); г) технологичность конструкции; д) максимальное использование нормализованных, стандартных и унифицированных деталей.

Источником движения современных металлорежущих станков, независимо от физической структуры привода, является электродвигатель. Станок может иметь один общий или несколько электродвигателей целевого назначения. В последнем случае упрощаются кинематические цепи, условия управления станком и перевод его на автоматическое действие. Однако не во всех случаях возможно применение коротких кинематических передач с индивидуальными электродвигателями.

Движения рабочих органов станка осуществляются главным образом при помощи жестких кинематических связей, но при определенных условиях находят применение также нежесткие связи с отдельными электродвигателями, например, в схеме с так называемым «электрическим валом», когда синхронность движений обеспечивается электрическим путем.

В качестве привода главного движения обычно используют трехфазные односкоростные асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором типов А и АО, которые надежнее других электродвигателей в эксплуатации, дешевле и не требуют применения преобразующих установок.

Для расширения диапазона регулирования скорости движения рабочего органа станка иногда применяют двух- и, реже, трех- и четырехскоростные электродвигатели, которые путем изменения числа пар полюсов позволяют получить смещение диапазона регулирования. Самым распространенным типом привода в металлорежущих станках средних размеров является привод с механическим регулированием скоростей, состоящий из односкоростного электродвигателя переменного тока и коробки скоростей.

В приводах движения подачи и других, помимо асинхронных электродвигателей переменного тока, применяют электродвигатели постоянного тока, преимущественно с параллельным возбуждением. Хотя они требуют преобразующих установок, значительно сложнее, дороже, больше по размерам и менее надежны в эксплуатации, чем двигатели переменного тока, однако возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения в широком диапазоне в отдельных случаях делает их незаменимыми.

Главным недостатком ступенчатых приводов является невозможность бесступенчатого регулирования скорости, что может снижать производительность станка.

В металлорежущих станках для бесступенчатого регулирования скоростей главного движения и подачи находят применение бесступенчатые фрикционные передачи (вариаторы), конструкции которых весьма разнообразны. Механические вариаторы имеют, как правило, небольшой диапазон регулирования (4—8) и рассчитаны на передачу мощности 2—10 кВт. При выборе вариатора для конкретного случая необходимо учитывать диапазон регулирования, передаваемую мощность, удобство управления и др. Следует отметить, что бесступенчатое регулирование не имеет больших преимуществ перед ступенчатым при низких значениях знаменателя ряда ( $\varphi \leq 1,26$ ).

Компоновка механизмов привода может быть выполнена в двух вариантах: когда коробка скоростей и шпиндельный узел располагаются в одном корпусе и когда они выполняются в виде отдельных узлов (раз-

дельный привод). Тот или другой вариант выбирают после сравнения технико-экономических показателей и исходя из конструктивных особенностей проектируемого станка [58]. Преимущества привода, расположенного в одном корпусе, заключаются в меньшей стоимости и возможности концентрации органов управления; недостатками являются вибрации, передающиеся на шпиндель, и трудность применения ременной передачи. Достоинства раздельного привода: вибрации механизмов коробки скоростей не передаются шпиндельному узлу; уменьшается нагрев шпиндельного узла; шпиндель разгружается от натяжения ремня; расширяется возможность унификации и нормализации отдельных узлов привода с применением их в станках различных типов и размеров; улучшаются условия сборки, ремонта и модернизации станка.

Немаловажное значение имеет выбор типа последней передачи на шпиндель, стол и т. д., которая оказывает существенное влияние на плавность движения. Для обеспечения плавного вращения шпинделя и во избежание сильного шума окружная скорость зубчатых колес не должна превышать определенных предельных значений, а диаметр зубчатых колес, установленных на шпинделе, желательно иметь меньше, чем максимальный диаметр обрабатываемой поверхности. В станках с высокими требованиями к шероховатости обрабатываемой поверхности и с большой частотой вращения шпинделя применяют ременную передачу непосредственно на шпиндель. Диаметр шкива при этом должен быть не менее максимального диаметра обработки.

Оптимальный вариант кинематики станка выбирают согласно построению различных вариантов структурных сеток.

## Испытания металлорежущих станков

---

Основным видом испытаний станков являются приемочные испытания. В соответствии с техническими условиями они включают испытания станка на холостом ходу и под нагрузкой, проверку точности, испытание на жесткость и виброустойчивость при резании, проверку на шум.

### 1. Проверка качества изготовления станков.

#### Испытание станков на холостом ходу и под нагрузкой

Проверку технического состояния металлорежущего станка начинают с внешнего осмотра. Затем проверяют легкость перемещения от руки всех узлов и рукояток, величину мертвых ходов маховиков, рукояток и винтов, исправность всех механизмов станка. Необходимо, чтобы усилия на маховиках не превышали допустимых значений, а подвижные узлы перемещались с равномерной скоростью.

При испытании станков на холостом ходу проверяют фактические отклонения частот вращения и подач, правильность работы механизмов быстрых перемещений. При длительной работе на холостом ходу проверяют состояние подшипников, муфт, тормозов, электродвигателей, правильность работы смазочной системы. При этом температура опор шпинделя не должна превышать  $85^{\circ}\text{C}$  для подшипников качения и  $70^{\circ}\text{C}$  для подшипников скольжения. Для других механизмов предел температуры устанавливается не выше  $50^{\circ}\text{C}$ .

После проверки станка на холостом ходу следуют испытания под нагрузкой. При этом выбирают наиболее тяжелые условия обработки и кратковременные перегрузки (до 25%). Во время испытаний проверяют работу всех механизмов систем станка. Испытания проводят при черновом и чистовом режимах для типичных обрабатываемых заготовок и материалов. Например, при проверке токарного станка вытачивается вал диаметром, равным 0,25 высоты центров и длиной до 300 мм. Проверяется его конусность, овальность, плоскостность торцов.

Требуемая точность и шероховатость поверхности обработанной детали регламентированы соответствующими техническими условиями.

### 2. Проверка геометрической точности станков

Точность обработки на станке характеризуется величинами отклонений размеров, формы и относительного положения элементов получаемой поверхности от соответствующих параметров заданной геометрической по-



верхности. В связи с этим проверяют точность изготовления отдельных элементов станка: геометрическую форму посадочных поверхностей (непрямолинейность, неплоскостность, овальность, конусность), точность вращения шпинделей, прямолинейность или плоскостность направляющих поверхностей столов, прямолинейность перемещения суппортов, точность ходовых винтов и т. д. Контролю подлежит также правильность взаимного положения и движения узлов и элементов станка. К ним относятся взаимное расположение поверхностей, параллельность или перпендикулярность направляющих и поверхностей столов относительно шпинделей, соосность или параллельность последних и т. д. Все выпускаемые станки подлежат геометрическому контролю.

Точность станков регламентирована соответствующими ГОСТами «Нормы точности», согласно которым для каждого типа станка предусмотрено определенное количество инструментальных проверок геометрической точности, проводимых в статическом состоянии станка. Допустимые значения зависят от класса точности станка. В качестве поверочных инструментов применяют поверочные и лекальные линейки, контрольные оправки, уровни, щупы, индикаторы и миниметры, оптические приборы и специальные приспособления.

На рис. 367 показаны некоторые схемы проверки токарного станка на точность. Шпиндели проверяют на осевое и радиальное биение при помощи индикаторов (рис. 367,а). Контролируют радиальное биение центрирующей шейки шпинделя (индикатор 1) и биение оси конического отверстия шпинделя (индикатор 2); в последнем случае — при помощи контрольной оправки, плотно вставленной в отверстие шпинделя. Проверку проводят у конца шпинделя и на расстоянии, установленном стандартом (для станков средних размеров  $l = 200 \div 300$  мм). При проверке осевого биения шпинделя в его отверстие вставляют короткую оправку

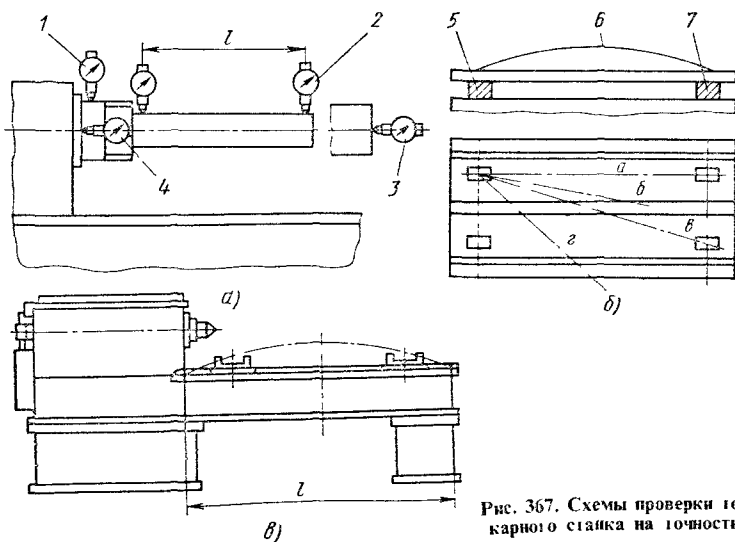


Рис. 367. Схемы проверки токарного станка на точность

с плоским шлифованным торцом. К шпинделю прикладывают осевую силу, вращают его и контролируют биение (индикатора 3). Проверяют также перпендикулярность торцевой поверхности буртика шпинделя оси его вращения (индикатор 4). Допустимые отклонения составляют обычно 0,01—0,005 мм.

Для проверки плоскостности рабочих столов (рис. 367,б) применяют опорочную линейку 6, под концы которой подкладывают мерные плитки 5 и 7 одинакового размера. Отклонение поверхности стола от плоскости проверяют путем измерения расстояния от поверхности стола до нижней плоскости линейки при помощи щупа и мерных плиток или штихмасса. Для проверки плоскостности стола линейку нужно укладывать в нескольких положениях (а—г).

Проверка прямолинейности направляющих начинается с середины станины (рис. 367,в). От этой точки уровень переставляется к каждому концу станины через интервалы 300—500 мм. Погрешность определяют половиной алгебраической разности показаний уровня. Обычно отклонения допускаются только в сторону выпуклости (запас на износ), и допуск дается в миллиметрах на 1 м длины.

### 3. Проверка кинематической точности станков

Станки со сложными формообразующими движениями, помимо геометрической, должны обладать кинематической точностью, под которой понимают точность сохранения заданных отношений скоростей движения исполнительных звеньев, участвующих в создании какого-либо сложного формообразования [3]. При изготовлении станков, а также при их ремонте необходимо знать кинематические ошибки. Поэтому стандартами предусмотрены проверки токарно-винторезных, токарно-затыловочных, зуборезных, резьбонарезных и резьбошлифовальных станков.

Для проверки кинематической точности механизмов станков применяют приборы, которые позволяют установить изменение передаточного отношения, возникающего из-за погрешностей зубчатых передач. В практике применяют различные типы измерительных приборов [3, 6]. Рассмотрим один из них, действие которого основано на магнитоэлектрической записи (рис. 368). Прибор измеряет сдвиг электрических фаз сигналов, поступающих с датчиков 1 и 2, установленных на концах проверяемой кинематической цепи. Один датчик (1) устанавливают на входном валу, вращающемся с большой частотой. На выходном валу устанавливают другой датчик (2). Оба датчика находятся в контакте с дисками. Число магнитных волн на дисках соответствует передаточному отношению проверяемой передачи. В каждом датчике имеются магнитофонные головки, с помощью которых можно записывать магнитоэлектрические сигналы. Сдвиг по фазе

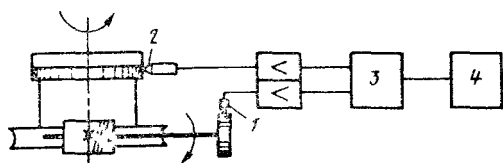


Рис. 368. Схема измерения кинематической точности станков

обоих считываемых сигналов улавливается фазометром 3 и записывается осциллографом 4. Метод позволяет измерять относительную погрешность до  $10^{-7}$

#### 4. Испытания на жесткость и виброустойчивость

Геометрическая и кинематическая точность станка является необходимым, но недостаточным условием для обеспечения требуемого качества обработки. Большое значение имеет жесткость узлов станка. Статической характеристикой жесткости является отношение  $k = y/P$  ( $P$  — прилагаемая сила;  $y$  — величина деформации), называемое податливостью, или величина, обратная ей,  $j = P/y$ , называемая жесткостью. Исследованиями ряда авторов [3] установлено, что суммарная деформация зависит больше от деформаций в стыках. А так как последние во многом связаны с точностью формы и шероховатостью поверхности, то для объективной оценки изделия должна контролироваться жесткость каждого станка. Нормы жесткости приведены в соответствующих ГОСТах.

На рис. 369 показан прибор ЭНИМСа для проверки жесткости токарных станков. В центрах устанавливают жесткую оправку 2, а в резцедержатель — измерительный прибор. Нагрузочное устройство имеет винт 6, перемещаемый вдоль оси гайкой — зубчатым колесом. Поворачивая последнюю, через динамометр 3, контролируемый индикатором 4, воздействуют на неподвижно установленную оправку. В результате суммарные деформации узлов станка (шпиндельной группы, задней бабки и суппорта), характеризующие смещение оправки относительно суппорта, снимаются индикаторами 1 и 5 (3).

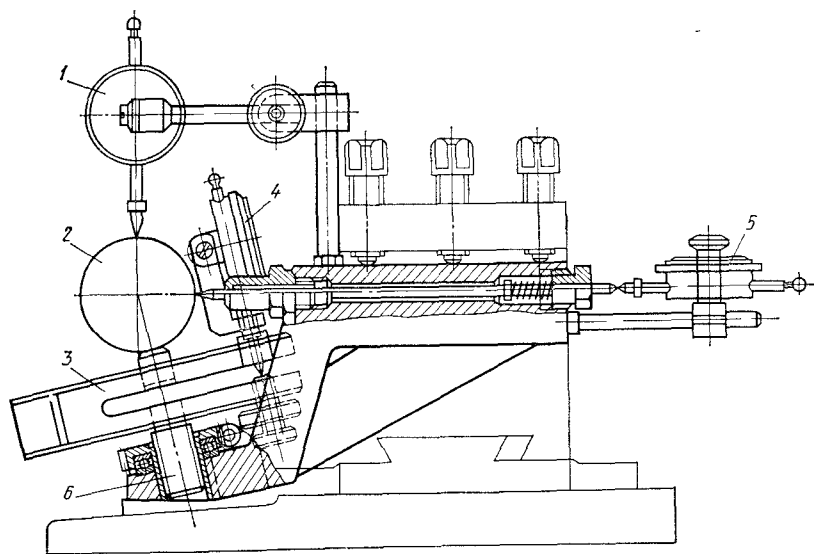


Рис. 369. Прибор для измерения жесткости токарных станков

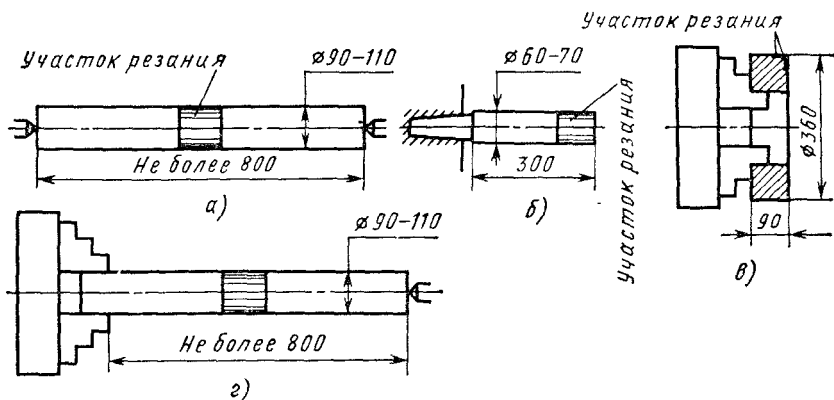


Рис. 370. Схемы испытания токарных станков на виброустойчивость

Неустойчивость системы проявляется в виде скачкообразного движения узлов станка. Скачки, сопровождающие резание, особенно вредны для станков, на которых выполняются финишные операции. Дефекты изготовления и сборки узлов оказывают большое влияние на упругую систему станка и создают различные возмущения системы.

Виброустойчивость станков проверяют чаще всего на малых скоростях скольжения. Испытание станков на виброустойчивость при резании сводится к определению предельной стружки и ее зависимости от скорости резания. Предельной стружкой называют наибольшую ширину среза, снимаемую на станке без вибраций. Например, для токарных станков с высотой центров 200 мм испытания проводят на различных оправках: в центре (рис. 370,а); на консольно расположенной оправке, вставленной в конус шпинделя (рис. 370,б); в патроне (рис. 370,в); на оправке, зажатой в патроне и поддерживаемой центром (рис. 370,г). Испытания проводят на всех ступенях частоты вращения привода главного движения и при трех-пяти подачах.

Определение предельной стружки довольно затруднительно, так как предельный режим работы станка неустойчив. Ее определяют по следам на обработанной поверхности (при  $v = 0,5$  м/с), по характерному звуку во время работы ( $v = 1 \div 2$  м/с), по сильной волнистости и зазубренности сходящей стружки ( $v = 2 \div 7$  м/с). Для повышения точности испытания рекомендуется вести наблюдение за уровнем колебаний заготовки, корпуса шпиндельной бабки, стола и т. п. [3].

В лабораторных условиях виброустойчивость станка можно определить по амплитудно-фазовой частотной характеристике. Для этого в системе искусственно возбуждаются колебания в направлении силы резания в диапазоне частот 30–300 Гц. Относительные колебания записывают на киноплёнку (см. рис. 286), обрабатывая которую, строят амплитудную и фазовую характеристики, а по ним — амплитудно-фазовую характеристику упругой системы. Более подробно этот процесс описан в литературе [3].

## 5. Проверка станков на шум

Воздействие шума высокой интенсивности приводит к различным расстройствам функциональных систем человеческого организма. Систематическое воздействие сильного шума может быть причиной ряда профессиональных заболеваний (тугоухость, глухота), производственного гравитизма, снижения производительности труда. Испытание металлорежущих станков на шум необходимо для того, чтобы обеспечить удовлетворительные условия труда работающих за станком.

Шум — это важнейший показатель качества станка, свидетельствующий о наличии значительных отклонений по точности и шероховатости поверхности деталей, участвующих в передаче движения.

ОСТ 2Н-40—75 устанавливает для металлорежущих станков два вида испытаний на шум: контрольные испытания, которым подвергается каждый станок серии и при которых измеряется скорректированный уровень шума по шкале А; типовые испытания, которым в обязательном порядке подвергается каждый опытный образец и периодически — отдельные экземпляры серийно выпускаемых станков.

При типовых испытаниях станков исследуется ряд их шумовых характеристик. Прежде всего определяют уровень звукового давления в третьоктавных полосах частот, измеренных на рабочем месте при работе станка на холостом ходу. Микрофон располагают на расстоянии 1 м от контурной линии станка и 1,5 м от плоскости его фундамента (рис. 371). Затем определяют скорректированный уровень шума в децибелах по шкале А. Эти две характеристики устанавливают при помощи шумомера и анализатора частот.

Пользуясь определенными выше величинами, рассчитывают уровень звукового давления в полосах частот, приведенных к опорным радиусам со стандартными значениями 1; 3 и 10 м, и затем определяют скорректированный уровень звуковой мощности по методике, ОСТ 2Н-40—75. Первые две характеристики ограничиваются с помощью нормативов. Уровни звукового давления в частотных полосах спектра не должны превышать значений, определяемых нормативной кривой предельного спектра (ПС) соответствующего номера (рис. 372). Сам номер нормативной кривой соответствует предельному уровню звукового давления для третьоктавной

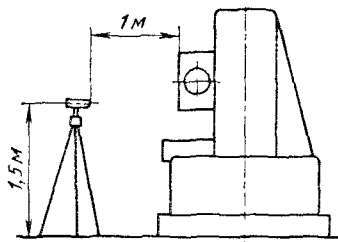


Рис. 371. Расположение шумомера относительно станка

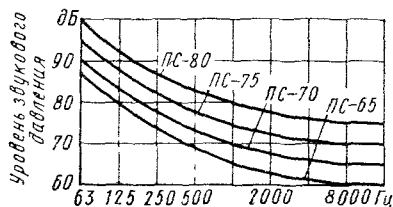


Рис. 372. Уровень звукового давления

полосы со стандартной среднегеометрической частотой 1000 Гц; выбирают его в зависимости от суммарной мощности работающих приводов:

Мощность, кВт . . . . .	До 1,25	1,25—4	4—12,5	12,5—4
Номер кривой . . . . .	ПС-65	ПС-70	ПС-75	ПС-80

Корректированный уровень шума по шкале А не должен превышать значений, определенных путем добавления 7 дБ к номеру нормативной кривой, соответствующей суммарной мощности приводов.

# Список литературы

---

1. **Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т.** Элементы гидропривода. Киев. Техника, 1969.
2. **Аврутин Р. Д.** Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М.-Л.: Машиностроение, 1965.
3. **Аниенберг Э. А., Майорова Э. А., Барг В. Е.** Клеенные цилиндрические зубчатые колеса. — Станки и инструмент, 1973, № 10.
4. **Белянин П. Н.** Промышленные роботы. М.: Машиностроение, 1975.
5. **Брон Л. С.** Агрегатные станки и автоматические линии. — Станки и инструмент, 1969, № 3.
6. **Верхогуров Б. Я., Марков Н. Н.** Прибор для контроля кинематической точности механизмов. — Станки и инструмент, 1964, № 9.
7. **Владзиевский А. П.** Некоторые вопросы научного обоснования развития технологии машиностроения и типажа металлорежущих станков. — Станки и инструмент, 1964, № 4.
8. **Воложенко П. В., Лебенсон М. Е.** Унификация коробок подач и скоростей сверльных станков. — Станки и инструмент, 1967, № 2.
9. **Воронов А. Л., Гребенкин И. А.** Коробки передач металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1964.
10. **Временная методика определения экономической эффективности металлорежущих станков с ЧПУ.** М.: ЭНИМС, 1976.
11. **Вульфсон И. А., Зусман В. Г., Розинов А. Г.** Кодирование информации управляющих программ. М.: Энергия, 1968.
12. **Гордеев А. Ф., Соколов Ю. П.** Гидростатические шпиндельные подшипники. — Станки и инструмент, 1966, № 7.
13. **Дальский А. М.** Цанговые зажимные механизмы. М.: Машиностроение, 1966.
14. **Детали и механизмы металлорежущих станков.** Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972.
15. **Еникеев Х. М.** Рациональные кинематические схемы коробок скоростей. — Станки и инструмент, 1968, № 1.
16. **Ермаков В. В.** Гидравлический привод металлорежущих станков. М.: Машиз, 1963.
17. **Жевелев Г. И., Рубинович Б. Х., Тув А. М.** Тяжелые горизонтально-расточные и продольно-строгальные станки. М.: Машиностроение, 1969.
18. **Кабатов Н. Ф., Лопато Г. А.** Конические колеса с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1966.
19. **Костиков Ф. В.** Новые схемы и конструкции многорольковых торковых вариаторов. — В кн.: Передаточные механизмы. М.: Машиностроение, 1966.
20. **Копобинский О. Ю.** Коробление чугунных огливок от остаточных напряжений. М.: Машиностроение, 1965.
21. **Крагельский И. В.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968.
22. **Кудинов В. А.** Динамика металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1967.

23. Кучер И. М. Металлорежущие станки. М.—Л.: Машиностроение, 1964.
24. Левина З. М. Расчет контактных деформаций направляющих.— Станки и инструмент, 1965, № 1.
25. Левит Г. А. Передачи винт — гайка качения (шариковые).— Станки и инструмент, 1963, № 4.
26. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Расчет гидростатических незамкнутых направляющих.— Станки и инструмент, 1963, № 10.
27. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Исследование и расчет направляющих с гидроразгрузкой.— Станки и инструмент, 1965, № 5.
28. Локтев Д. А. Металлорежущие станки. М.: Машиностроение, 1968.
29. Лоскутов В. В. зуборезные станки. М.: Машиностроение, 1967.
30. Малахов Я. М. Зубообрабатывающие и резьбофрезерные станки и их наладка. М.: Высшая школа, 1967.
31. Макаров А. И. Резание труднообрабатываемых материалов при помощи ультразвуковых и звуковых колебаний. М.: Машгиз, 1962.
32. Марков А. И. Ультразвуковое резание труднообрабатываемых материалов. М.: Машиностроение, 1968.
33. Матвеев В. Н., Остапенко В. Ф., Рау Т. Т. Агрегатные станки. М.: Машиностроение, 1965.
34. Меламед Г. И., Цветков В. Д., Айзман Д. С. Агрегатные станки. М.: Машиностроение, 1964.
35. Металлорежущие станки/Н. С. Ачеркан, А. А. Гаврюшин, В. В. Ермаков и др. М.: Машиностроение, 1965.
36. Металлорежущие станки. Краткий курс/В. К. Тепинкичев, Л. В. Красниченко, А. А. Тихонов, Н. С. Колев. М.: Машиностроение, 1972.
37. Многооперационные станки (обрабатывающие центры)/Ю. Д. Врагов, С. И. Игнатов, Ю. Б. Муравин, И. В. Саввин. М.: НИИМаш, 1970.
38. Миронов Е. А. Модернизация коробки скоростей консольно-фрезерных станков.— Станки и инструмент. 1962, № 11.
39. Монина М. А., Мороз И. И. Электромеханические методы размерной обработки.— Станки и инструмент. 1964, № 8.
40. Муратов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. М.: Машиностроение, 1966.
41. Объемные гидравлические приводы/Т. М. Башга, И. З. Зайченко, В. В. Ермаков, Е. М. Хаймович, М.: Машиностроение, 1969.
42. Пинегин С. В. Константная прочность в машинах. М.: Машиностроение, 1965.
43. Пономарев А. Ф., Гедык П. К. Смазка оборудования. М.: Машгиз, 1962.
44. Попилов Л. Я. Электрофизическая и электрохимическая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1969.
45. Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978.
46. Проников А. С. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Высшая школа, 1967.
47. Проников А. С. Пластмассы для направляющих скольжения.— В кн.: Пластмассы в машиностроении. М.: Машиностроение, 1964.
48. Проников А. С. Саморегулирование в станках-автоматах. М.: Московский рабочий, 1965.
49. Пуш В. Э. Малые перемещения в станках. М.: Машгиз, 1961.
50. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977.
51. Пясик И. Б. Шариковые механизмы. М.: Машгиз, 1962.
52. Ратмиров В. А. Основы программного управления станками. М.: Машиностроение, 1978.



53. **Резание конструкционных материалов, режущие инструменты и станки**/В. А. Кривоухов, П. Г. Петруха, Б. Е. Брунштейн и др. М.: Машиностроение, 1967.
54. **Рыбкин А. Л.** Затывочные станки. М.: Машиностроение, 1964.
55. **Семишин М. М.** Динамика привода подачи стога вертикально-фрезерных станков.— Станки и инструмент, 1968, № 3.
56. **Спирidonov А. А.** Металлорежущие станки с программным управлением. М.: Машиностроение, 1972.
57. **Соколов Ю. Н.** Тепловые расчеты деталей станков.— Станки и инструмент, 1968, № 1.
58. **Тарзиманов Г. А.** Проектирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1972.
59. **Теникчиев В. К.** Предохранительные устройства от перегрузки станков. М.: Машиностроение, 1968.
60. **Турпаев А. И.** Самогормозящие механизмы. М.: Машиностроение, 1966.
61. **Чалый-Прилуцкий А. Н.** Обоснование и определение основных технических характеристик металлорежущих станков и их проектирование. М.: Высшая школа, 1969.
62. **Чернавский С. А.** Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963.
63. **Шаумян Г. А.** Автоматы и автоматические линии. М.: Машгиз, 1961.
64. **Эксплуатация электроимпульсных и ультразвуковых станков.** М.: НИИМАШ, 1969.
65. **Электрофизические и электрохимические станки.** Каталог-справочник. М.: НИИМАШ, 1969.
66. **Этин А. О.** Кинематический анализ методов обработки металлов резанием. М.: Машиностроение, 1964.

# Оглавление

Введение (В. К. Теплякичев) . . . . .	3
Глава I. Кинематические основы и классификация металлорежущих станков (Н. С. Колев, В. К. Теплякичев) . . . . .	7
1. Методы образования поверхностей деталей при обработке на металлорежущих станках . . . . .	7
2. Классификация движений . . . . .	9
3. Основные понятия о приводе . . . . .	10
4. Кинематические связи в станках . . . . .	17
5. Основы кинематической настройки станков . . . . .	22
6. Основные размеры и размерные ряды станков . . . . .	24
7. Классификация металлорежущих станков . . . . .	24
Глава II. Токарные станки (А. А. Тихонов) . . . . .	27
1. Токарно-винторезный станок мод. 16К20 . . . . .	27
2. Расчет кинематической настройки токарно-винторезного станка мод. 16К20 . . . . .	36
3. Обработка конических и фасонных поверхностей на токарных станках . . . . .	38
4. Токарно-револьверные станки . . . . .	40
5. Токарно-дольные станки . . . . .	45
6. Токарно-карусельные станки . . . . .	46
Глава III. Сверлильные и расточные станки (Ю. А. Шувалов) . . . . .	51
1. Вертикально-сверлильные станки . . . . .	51
2. Радиально-сверлильные станки . . . . .	53
3. Многошпиндельные сверлильные станки и головки . . . . .	54
4. Горизонтально-расточные станки . . . . .	55
5. Координатно-расточные станки . . . . .	57
6. Алмазно-расточные станки . . . . .	59
Глава IV. Фрезерные станки (Ю. А. Шувалов) . . . . .	61
1. Горизонтально-фрезерные станки . . . . .	61
2. Вертикально-фрезерные станки . . . . .	64
3. Продольно-фрезерные станки . . . . .	64
4. Универсальные делительные головки . . . . .	64
5. Шпоночно-фрезерные станки . . . . .	70
6. Карусельно-фрезерные станки . . . . .	73
7. Копировально-фрезерные станки . . . . .	75
Глава V. Протяжные станки (Л. В. Красниченко) . . . . .	78
1. Горизонтальные протяжные станки для внутреннего протягивания . . . . .	79
2. Вертикальные протяжные станки для внутреннего протягивания . . . . .	83
3. Протяжные станки для наружного протягивания . . . . .	84
Глава VI. Строгальные станки (Л. В. Красниченко) . . . . .	85
1. Поперечно-строгальные станки . . . . .	85
2. Продольно-строгальные станки . . . . .	87
3. Долбежные станки . . . . .	90

<b>Глава VII. Шлифовальные и доводочные станки (А. А. Тихонов, Н. С. Колес).</b>	<b>91</b>
1. Назначение и область применения шлифовальных станков.	91
2. Круглошлифовальные станки.	92
3. Бесцентровые круглошлифовальные станки.	96
4. Внутришлифовальные станки.	98
5. Плоскошлифовальные станки.	101
6. Резбошлифовальные станки.	104
7. Профильно-шлифовальные станки	108
8. Универсально-заточные станки.	110
9. Доводочные станки.	116
<b>Глава VIII. Резьбонарезные станки (Н. С. Колес).</b>	<b>122</b>
1. Резьбофрезерный полуавтомат мод. 5Б63 для фрезерования резьб.	123
2. Расчет настройки резьбофрезерных станков.	125
3. Резьбонакатные станки.	127
4. Токарный резьбонарезной станок мод. 1622 повышенной точности.	129
<b>Глава IX. Зубообрабатывающие станки (Н. С. Колес)</b>	<b>134</b>
1. Зубодолбежные станки	137
2. Зубофрезерные станки, работающие по методу копирования	144
3. Зубофрезерные станки, работающие по методу огибания.	147
4. Зубозакругляющие станки.	157
5. Зубошевинговальные станки.	158
6. Зубошлифовальные станки.	163
7. Станки для нарезания зубчатых реек.	166
8. Станки для нарезания конических колес с прямыми зубьями.	167
9. Станки для нарезания конических колес с круговыми зубьями.	177
10 Шлицефрезерные станки.	183
11. Обработка зубьев колес накатыванием, точением и протягиванием.	186
<b>Глава X. Токарно-затыловочные станки (Н. С. Колес).</b>	<b>190</b>
<b>Глава XI. Токарные автоматы и полуавтоматы (А. А. Тихонов).</b>	<b>194</b>
1. Многорезцовые токарные полуавтоматы.	195
2. Токарно-копировальные полуавтоматы.	198
3. Автоматы фасонно-отрезные и фасонно-продольного точения.	205
4. Токарно-револьверный автомат мод. 1Б140.	206
5. Многошпиндельные автоматы.	213
6. Многошпиндельные полуавтоматы.	218
7. Настройка автоматов и полуавтоматов.	222
<b>Глава XII. Агрегатные станки (В. К. Тепинкичев)</b>	<b>238</b>
1. Общие понятия об агрегатных станках.	238
2. Силовые головки.	239
3. Шпиндельные коробки и насадки.	245
4. Переналадка агрегатных станков.	246
<b>Глава XIII. Станки с программным управлением (Н. С. Никулин)</b>	<b>248</b>
1. Числовая система программного управления.	248
2. Порядок подготовки программы.	252
3. Пример составления программы.	255
4. Примеры станков с программным управлением.	262
5. Многооперационные станки.	263
6. Промышленные роботы	270
<b>Глава XIV. Автоматические линии станков (А. А. Тихонов).</b>	<b>273</b>
1. Оборудование для автоматических линий.	274
2. Управление автоматическими линиями.	281
3. Типовые автоматические линии.	282
4. Расчет производительности автоматических линий.	283

<b>Глава XV. Станки для электрофизических и электрохимических методов обработки</b> (В. К. Тепинкичев).	287
1. Электроэрозионные станки . . . . .	287
2. Ультразвуковые станки . . . . .	290
3. Электрохимическая размерная обработка. . . . .	294
4. Лучевая обработка. . . . .	295
<b>Глава XVI. Гидравлический привод металлорежущих станков</b> (Н. С. Никуши).	297
1. Насосы и гидродвигатели. . . . .	298
2. Силовые цилиндры . . . . .	300
3. Гидравлические усилители. . . . .	303
4. Контрольно-регулирующая аппаратура. . . . .	307
5. Распределительные устройства. . . . .	310
6. Вспомогательные устройства. . . . .	314
7. Трубопроводы. . . . .	315
8. Регулирование, стабилизация и синхронизация скоростей движения рабочих органов. . . . .	316
9. Гидравлические схемы. . . . .	322
10. Основные принципы проектирования гидропривода . . . . .	323
11. Расчет гидравлического привода. . . . .	326
12. Мембранные и струйные элементы пневмоавтоматики. . . . .	331
<b>Глава XVII. Техническая характеристика станков</b> (Н. С. Колев) . . . . .	338
1. Скоростная характеристика. . . . .	338
2. Силовая характеристика. . . . .	344
<b>Глава XVIII. Привод главного движения</b> (Н. С. Колев) . . . . .	346
1. Типовые механизмы для ступенчатого регулирования частоты вращения валов. . . . .	346
2. Множительные структуры. . . . .	348
3. Передаточные отношения передач. . . . .	354
4. Коробки скоростей со сложной структурой. . . . .	356
5. Особые множительные структуры. . . . .	360
6. Коробки скоростей с приводом от многоскоростных электродвигателей. . . . .	364
7. Выбор варианта коробки скоростей. . . . .	365
8. Расчет чисел зубьев колес. . . . .	366
9. Расчет коробок скоростей на ЭВМ. . . . .	368
10. Конструкции коробок скоростей. . . . .	372
<b>Глава XIX. Динамика привода главного вращательного движения</b> (В. К. Тепинкичев).	378
1. Крутящие моменты, передаваемые приводом. . . . .	378
2. Устойчивость станков. . . . .	382
3. Вынужденные колебания станков. . . . .	387
<b>Глава XX. Привод механизмов подач</b> (Н. С. Колев). . . . .	389
1. Кинематика привода подач. . . . .	389
2. Кинематика привода резьбонарезных цепей. . . . .	391
3. Механизмы, суммирующие движение . . . . .	396
4. Устройства для изменения направления движения исполнительных механизмов. . . . .	398
5. Механизмы обгона. . . . .	399
6. Механизмы для осуществления периодических движений . . . . .	400
7. Силовой расчет механизмов подач. . . . .	402
8. Конструкция коробок подач. . . . .	404
<b>Глава XXI. Привод прямолинейно-возвратного движения</b> (В. К. Тепинкичев) . . . . .	406
1. Кулисный привод. . . . .	406
2. Ременный привод. . . . .	407
3. Передача ходовой винт — гайка . . . . .	411
4. Кулачковые механизмы. . . . .	416

Глава XXII. Корпусные детали и узлы (А. С. Прошков) . . . . .	420
1. Классификация корпусных узлов и основные компоновки станков . . . . .	420
2. Неподвижные корпусные детали и узлы . . . . .	422
3. Подвижные корпусные детали и узлы . . . . .	428
4. Температурные деформации корпусных деталей . . . . .	431
Глава XXIII. Направляющие станков (А. С. Прошков) . . . . .	433
1. Направляющие скольжения для прямолинейного движения . . . . .	433
2. Направляющие скольжения для кругового движения . . . . .	437
3. Направляющие качения . . . . .	439
Глава XXIV. Шпиндельные узлы (А. С. Прошков) . . . . .	441
1. Шпиндели станков и компоновка шпиндельных узлов . . . . .	441
2. Расчет шпинделей . . . . .	444
3. Подшипники качения . . . . .	447
4. Подшипники скольжения . . . . .	451
5. Гидростатические и аэродинамические опоры . . . . .	454
Глава XXV. Механизмы зажима и подачи заготовок (А. С. Прошков) . . . . .	456
1. Механизмы зажима . . . . .	456
2. Механизмы подачи заготовок . . . . .	458
Глава XXVI. Предохранительные устройства (В. К. Тепляков) . . . . .	461
1. Предохранительные устройства от перегрузки . . . . .	461
2. Блокировочные устройства . . . . .	467
Глава XXVII. Системы смазки и охлаждения (А. С. Прошков) . . . . .	471
1. Смазка станков . . . . .	471
2. Система охлаждения . . . . .	475
3. Устройства для отвода стружки . . . . .	476
Глава XXVIII. Проектирование металлорежущих станков (Н. С. Никушин) . . . . .	479
1. Стадии проектирования и подготовки станка к производству . . . . .	479
2. Основные требования к станкам, критерии их оценки и технико-экономические показатели . . . . .	479
3. Исходные данные при проектировании станков . . . . .	482
4. Разработка кинематической схемы проектируемого станка . . . . .	484
Глава XXIX. Испытания металлорежущих станков (Л. В. Красиченко) . . . . .	487
1. Проверка качества изготовления станков. Испытание станков на холостом ходу и под нагрузкой . . . . .	487
2. Проверка геометрической точности станков . . . . .	487
3. Проверка кинематической точности станков . . . . .	489
4. Испытания на жесткость и виброустойчивость . . . . .	490
5. Проверка станков на шум . . . . .	492
Список литературы . . . . .	494

ИБ № 2074

**Николай Степанович Колев, Леонид Васильевич Красниченко, Николай Сергеевич Никулин, Александр Сергеевич Проников, Анатолий Андреевич Тихонов, Владимир Карпович Тепинкичев, Юлий Авраамович Шувалов**

## **МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ**

Редактор *С. И. Булатов*. Художественный редактор *И. К. Капралова*.

Технический редактор *Л. П. Гордеева*. Корректор *О. Е. Мишина*. Перенлет художника *С. Н. Орлова*. Сдано в набор 21.11.79. Подписано в печать 13.11.80. Т-19716. Формат 60 × 90<sup>1/16</sup>. Бумага типографская № 2. Гарнитура «Таймс». Печать высокая. Усл. печ. л. 31,5. Уч.-изд. л. 36,85. Тираж 90 000 экз. Заказ 997. Цена 1 р. 50 к.

Издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Б-76, Стромынский пер., 4

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15.