

А.М. Гуртяков, Б.Б. Мойзес

**МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ.
ТИПОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ
И СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

*Допущено Учебно-методическим объединением вузов
по образованию в области автоматизированного машиностроения
(УМО АМ) в качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки
дипломированных специалистов «Конструкторско-технологическое
обеспечение машиностроительных производств»*

Издательство
Томского политехнического университета
2009

УДК 621.9.06(075.8)

ББК 34.63-5я73

Г95

Гуртяков А.М.

Г95

Металлорежущие станки. Типовые механизмы и системы металлорежущих станков: учебное пособие / А.М. Гуртяков, Б.Б. Мойзес. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 112 с.

ISBN 5-98298-437-X

В учебном пособии рассмотрены наиболее важные механизмы и системы металлорежущих станков и станочных систем. Дано описание их конструкции, принципа действия, указаны преимущества и недостатки, приведены элементы расчета, а также даны рекомендации по целесообразному их использованию.

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств», специальностям 151001 «Технология машиностроения» и 151002 «Металлорежущие станки и комплексы».

УДК 621.9.06(075.8)

ББК 34.63-5я73

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор кафедры технологии автоматизированного машиностроительного производства ТПУ

С.В. Кирсанов

Генеральный директор ЗАО «Технотрон»

кандидат технических наук

Э.Н. Панкратов

ISBN 5-98298-437-X

© Гуртяков А.М., Мойзес Б.Б., 2009

© Томский политехнический университет, 2009

© Оформление. Издательство Томского
политехнического университета, 2009

ВВЕДЕНИЕ

Типовые механизмы и системы являются основой конструкции любых металлорежущих станков и станочных систем. Однако при изучении курса «Металлорежущие станки» этим вопросам не уделяется достаточного внимания по причине дефицита специальной технической литературы и отсутствия компактного изложения материала. В предлагаемом учебном пособии сделана попытка, устранить эти недостатки.

В учебном пособии не рассматриваются вопросы, связанные с изучением базовых узлов станков, направляющих, шпиндельных узлов, так как они в полной мере изложены в курсе «Проектирование технологического оборудования».

Основное внимание уделяется механизмам, преобразующим вращательное движение в поступательное, механизмам для осуществления прерывистых движений, реверсирующим устройствам, механизмам для ступенчатого регулирования скоростей, переключения скоростей, для бесступенчатого регулирования скоростей.

Рассмотрены конструкции муфт, тормозных устройств, суммирующих механизмов, систем предохранительных устройств, зажимных устройств, режимы смазывания, смазочные системы и материалы, смазочно-охлаждающие технические средства (СОТС) и устройства для подвода СОТС в зону обработки; описываются устройства автоматической смены инструмента (АСИ) в многоцелевых станках, устройства для отвода стружки от металлорежущих станков и станочных систем.

1. МЕХАНИЗМЫ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ

1.1. Способы осуществления прямолинейного движения в станках

Прямолинейное движение в приводе станков может осуществляться следующими основными способами:

1) применением гидравлических устройств с парой поршень–цилиндр в качестве двигателя прямолинейного движения. Благодаря ряду достоинств гидравлический привод этого типа получил широкое применение в различных станках, как в приводе главного движения, так и в приводах подач и приводах вспомогательных движений;

2) использованием электромагнитных устройств типа соленоидов, электромагнитной передачи винт–гайка, червяк–рейка, линейно-развернутого электродвигателя. Малая длина хода, малое тяговое усилие ограничивает их применение;

3) применением механизмов, преобразующих вращательное движение в прямолинейное, таких, как, например, пара зубчатое колесо – рейка, червяк–рейка, винт–гайка и др.

1.2. Зубчатое колесо и рейка

Зубчатое колесо и рейка имеют следующие важнейшие особенности:

1. Большое передаточное отношение – за один оборот зубчатого колеса рейка перемещается на длину начальной окружности этого колеса. Поэтому пару зубчатое колесо – рейка удобно использовать в приводе главного движения и в приводе различных вспомогательных перемещений.

2. Неравномерность передаточного отношения, обусловленная большим влиянием ошибок зубчатого зацепления на скорость перемещения рейки. Особенно сложно обеспечить парой зубчатое колесо – рейка равномерность медленных движений в приводе подач высокоточных станков и станков с ЧПУ.

3. Отсутствие самоторможения затрудняет использование передачи зубчатое колесо – рейка для вертикального перемещения узлов станка.

4. Малые потери на трение и высокий КПД передачи оправдывает ее применение в приводе главного движения продольно-строгальных и долбежных станков при передаче значительной мощности.

5. Технологичность изготовления и сборки пары зубчатое колесо – рейка определяет ее низкую стоимость, что приводит к довольно широ-

кому использованию этой пары во вспомогательных устройствах при невысоких требованиях к точности движения.

Реечная зубчатая передача состоит из зубчатого колеса 1 и рейки 2 (рис. 1.1, а). Передача выполняется с прямыми, косыми и шевронными зубьями и служит для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. При неподвижной рейке зубчатое колесо катится по рейке, т. е. совершает вращательное и поступательное движение.

Большие зубчатые колеса изготавливают из серого чугуна марок СЧ20 – СЧ30, а рейки – из стали 45.

В механизмах подачи стремятся сделать диаметр реечного колеса и, следовательно, шаг тягового устройства возможно малыми, чтобы получить меньшие крутящие моменты на валу реечного колеса и более короткую цепь редукции привода подачи.

Для изготовления реечного колеса применяют легированную сталь, а для рейки – легированную сталь или сталь 45.

Термическую обработку назначают с целью повышения сопротивляемости зубьев не только изгибу, но и поверхностному смятию.

Для исключения деформирования реек при термической обработке для них используют поверхностную закалку зубьев с нагревом токами высокой частоты. При большой длине рейки ее делают составной, из отдельных секций. Рейку фиксируют штифтами и прикрепляют в соответствующей части станка винтами. Рейку для подачи сверлильных шпинделей нарезают иногда непосредственно на гильзе шпинделя.

Скорость (мм/мин) поступательного движения зубчатого колеса определяется по формуле

$$V = n \cdot \pi \cdot m \cdot z. \quad (1.1)$$

Перемещение рейки за один оборот колеса

$$S = \pi \cdot m \cdot z, \quad (1.2)$$

где n – частота вращения колеса, мин⁻¹;
 m – модуль, мм;
 z – число зубьев колеса.

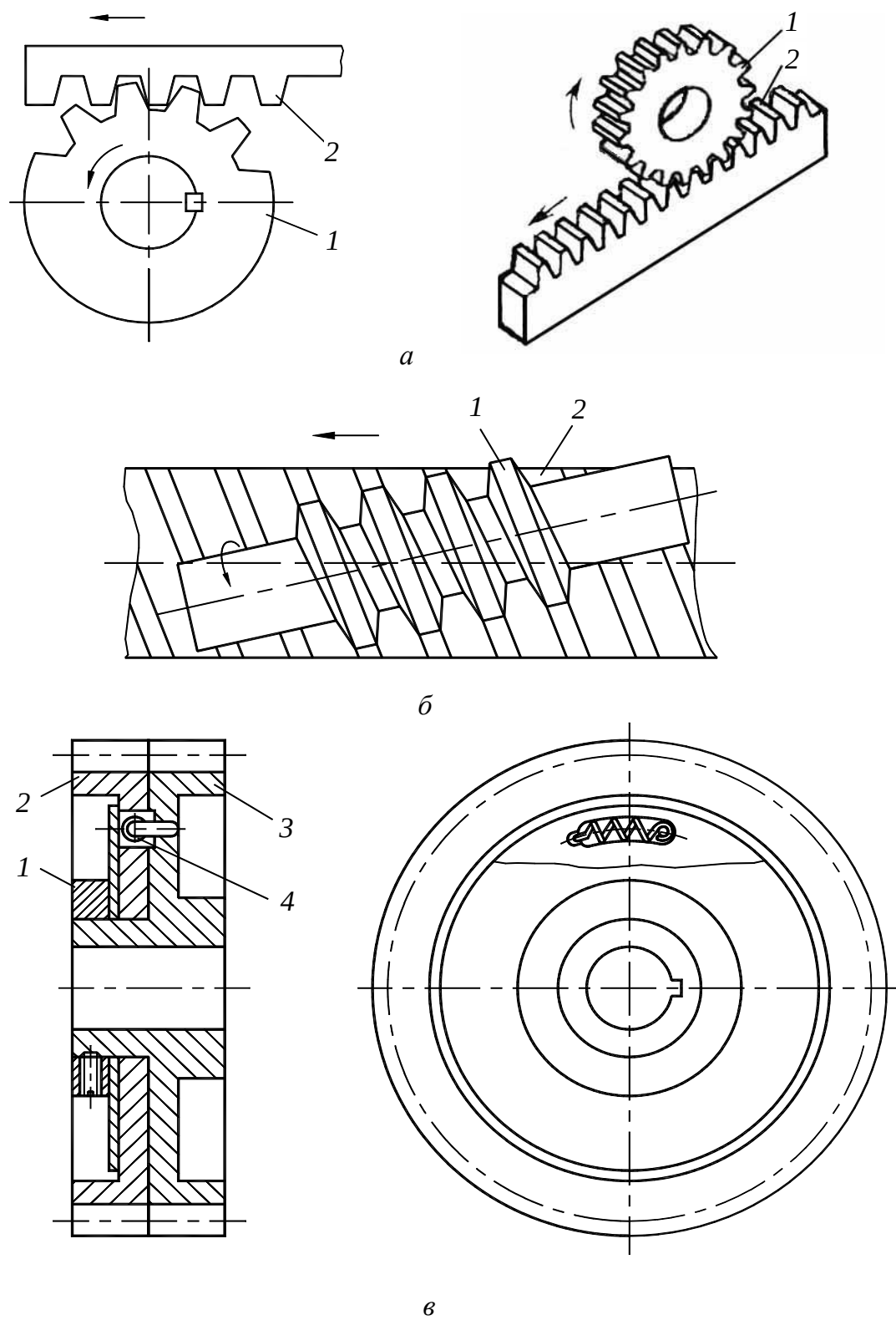


Рис. 1.1. Реечная зубчатая передача

Расчет передачи зубчатое колесо – рейка проводят теми же методами, что и расчет зубчатых передач. Однако сравнительно тихоходные реечные передачи в приводе подач достаточно проверять на поверхностную прочность зубьев на смятие по формуле

$$Q = 1,4 \cdot 10^{-2} \cdot q^2 \frac{z \cdot m \cdot b \cdot \sin 2\alpha}{E}, \quad (1.3)$$

где Q – допускаемая по условию прочности окружная сила на реечном колесе, равная тяговой силе подачи, Н;

q – максимальное напряжение смятия при контакте рейки с колесом по делительной окружности, Па;

z – число зубьев реечного колеса;

α – угол зацепления зубчатой передачи;

m – модуль, мм;

E – модуль упругости, Па.

Допускаемое напряжение смятия принимается равным $q < 3\sigma_T$, где σ_T – предел текучести материала.

Для устранения вредного влияния зазоров в ответственных зубчатых передачах (например, в передаче, связывающей реечное зубчатое колесо с датчиком) применяют пружинные компенсаторы (см. рис. 1.1, в). Такое зубчатое колесо состоит из двух дисков (2 и 3) с зубчатыми венцами.

Диск 2 сидит на ступице диска 3 и удерживается от осевого смещения стопорным кольцом 1. Под действием пружины 4 диск 2 стремится повернуться относительно диска 3. В результате этого зазор между зубьями ведомого и составного колес полностью устраняется.

1.3. Червяк и рейка

Червячно-реечные передачи содержат червяк 1 и рейку 2 (см. рис. 1.1, б). Ведущим элементом может быть только червяк.

В отличие от пары зубчатое колесо – рейка, червячно-реечная передача позволяет осуществлять малые передаточные отношения. При этом плавность движения существенно повышается. Однако червячно-реечная передача сложнее в изготовлении, чем обычная реечная передача, и имеет более низкий КПД, сравнимый с КПД червячной пары.

В станках получили применение следующие конструкции червячно-реечных передач:

1. Пара червяк – зубчатая рейка. В этом случае имеет место точечный контакт зубьев червяка и рейки. Такая конструкция используется чаще всего для вспомогательных движений.

2. Пара червяк – червячная рейка при расположении оси червяка под углом к оси рейки (см. рис. 1.1, б). Зубья рейки подобны зубьям червячного колеса, а характер зацепления соответствует обычной червячной паре.

3. Пара червяк – червячная рейка при параллельном расположении осей червяка и рейки.

Характер зацепления соответствует винтовой паре при коротком винте и гайке с неполным охватом. В такой конструкции наружный диаметр зубчатого колеса в приводе червяка должен быть меньше внутреннего диаметра червяка. Поэтому иногда применяют червяк с нарезанными на нем зубьями колеса.

Червяки изготавливают из сталей 15Х, 20Х с цементацией и закалкой, а рейки – из антифрикционного чугуна. Червяки рекомендуется полировать, так как это повышает работоспособность передачи.

В наиболее ответственных случаях применяют биметаллическую рейку с зубьями, нарезанными в слое бронзы. Известны случаи применения бронзового червяка, что приводит к более интенсивному его износу, чем рейки. Однако замена износившегося червяка значительно проще и дешевле, чем замена червячной рейки, изготовление которой связано с применением специального инструмента и оборудования.

В приводах подач и приводах установочных перемещений при длине хода подвижных узлов свыше 3 м применяется червячно-реечная передача с гидростатической смазкой.

Передача содержит червячную рейку, зацепляющийся с ней цилиндрический червяк, на винтах которого в зоне зацепления выполнены карманы, в которые под давлением подается масло.

Передача может работать на скоростях до 6 м/мин.

1.4. Ходовой винт и гайка

Передачи винт–гайка с трением скольжения служат, как и реечные, для преобразования вращательного движения в поступательное. Основными элементами винтовой передачи являются ходовой винт 1 и гайка 2 (см. рис. 1.2, а).

Винтовые передачи применяют в механизмах подач и вспомогательных механизмах станков.

Основным достоинством винтовых механизмов является высокая точность и плавность осуществляемых ими перемещений, возможность

получения значительной редукции и самоторможения, позволяющая использовать их в случае вертикальных перемещений.

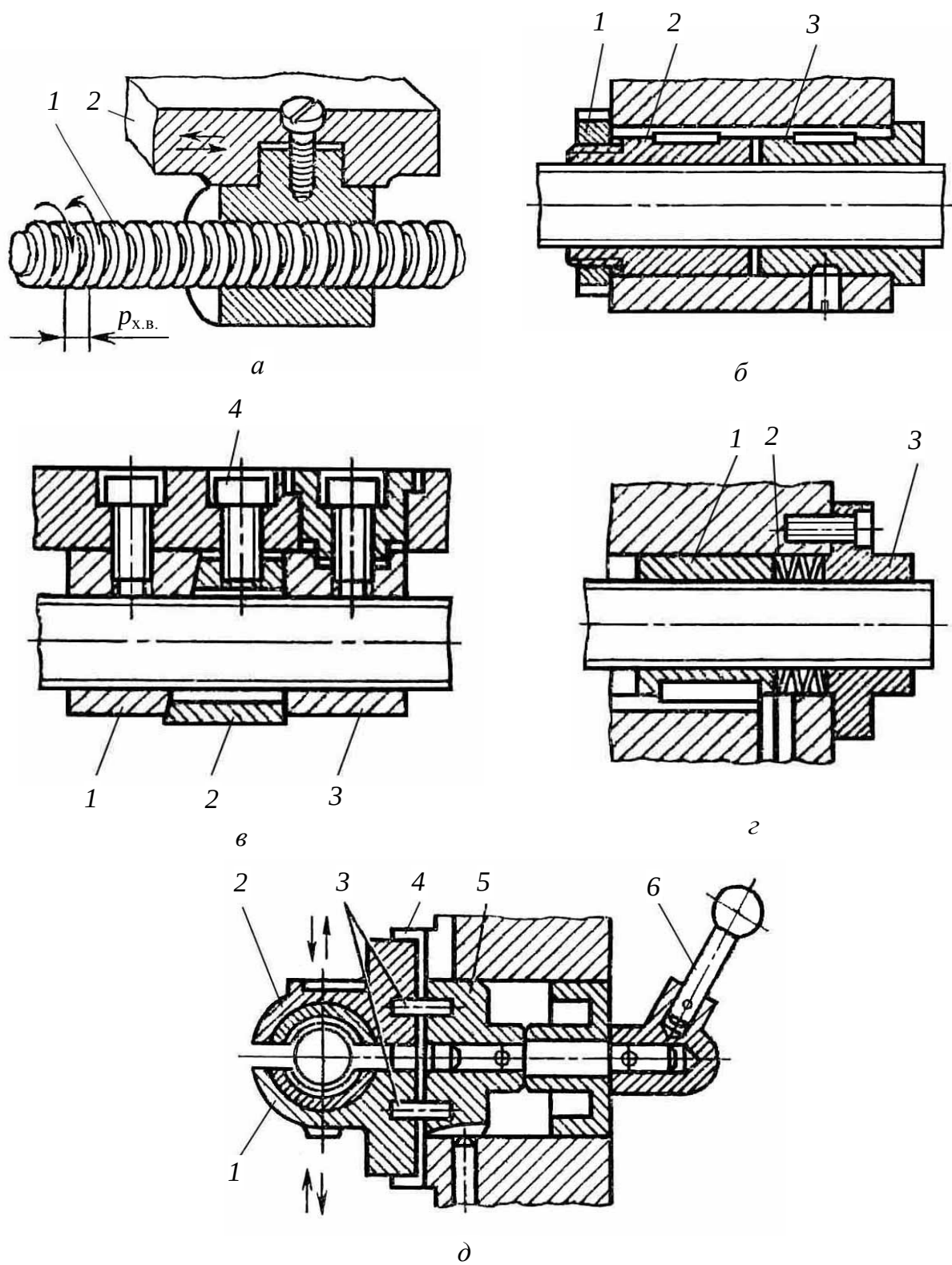


Рис. 1.2. Винтовая передача (винт-гайка)

Профиль резьбы – стандартный, трапецеидальный, с углом профиля 30° , вследствие чего обеспечивается более легкое замыкание маточной гайки. Винты изготавливают одно- или двухзаходными с небольшим шагом (для самоторможения). Недостатком данного профиля является возникновение погрешности шага резьбы при радиальном биении винта. Поэтому в высокоточных станках трапецеидальную резьбу заменяют на прямоугольную. Ходовые винты изготавливают из качественных сталей (азотируемые стали 40ХФА, 18ХГТ, 7ХГ2ВМ и др.). Гайки для ходовых винтов прецизионных станков изготавливают из оловянистых бронз БрОФ10 – 0,5 или БрОЦС 5–5–5. Для экономии оловянистой бронзы крупные гайки выполняют биметаллическими.

Основными элементами винтовой передачи являются ходовой винт 1 и гайка 2 (см. рис. 1.2, а).

Для устранения зазора в передачах винт–гайка применяют регулируемые гайки. Конструкция гайки состоит из неподвижной 3 и регулируемой части 2 (см. рис. 1.2, б).

С помощью гайки 1 прижимают витки гайки 2 к виткам винта и устраняют зазор. Другой вариант регулируемой гайки 1 изображен на рис. 1.2, в. Подвижную часть 3 гайки смещают с помощью клина 2, который при регулировании смещается вверх винтом 4. В устройстве (рис. 1.2, г) тарельчатые пружины 2 воздействуют на подвижную часть гайки 1 постоянно, автоматически устраняя зазор. Недостатком упругого регулирования является дополнительная нагрузка на витки винта.

В токарно-винторезных станках применяют маточные (раздвижные) гайки для включения-выключения резьборезной цепи (рис. 1.2, д). Гайка состоит из двух частей (1 и 2), которые могут перемещаться по направляющим 4 с помощью рукоятки 6, диска 5 и штифтов 3. На рисунке гайка представлена в открытом состоянии, витки гайки расцеплены с витками винта, рабочий орган может беспрепятственно перемещаться.

На рис. 1.3 изображены схемы вариантов выполнения винтовых пар.

Винтовую передачу рассчитывают на износостойкость, прочность, жесткость и на устойчивость ходового винта.

Расчет на износостойкость ведут по среднему давлению:

$$p = \frac{Q}{\pi \cdot d_{cp} \cdot h_p \cdot \frac{L \cdot \kappa}{t}} \leq p_0, \text{ Па}, \quad (1.4)$$

где Q – наибольшая тяговая сила, Н;

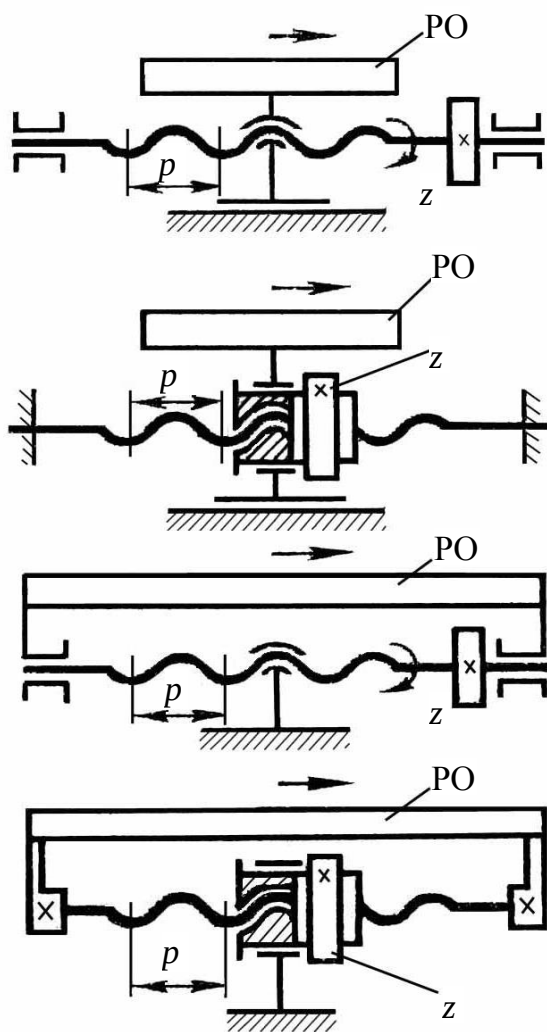


Рис. 1.3. Схемы вариантов выполнения винтовых пар:
 p – шаг винта; РО – рабочий орган;
 z – число зубьев

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр резьбы, м;

t – шаг винтовой линии, м;

k – число заходов резьбы;

$h_p = 0,5 \frac{t}{k}$ – рабочая высота гайки, м;

L – длина гайки, м;

$L = \lambda \cdot d_{\text{ср}}$ ($\lambda = 1,5 \div 4$; для маточных гаек $\lambda = 3$).

Подставляя указанные данные в уравнение (1.4) и решая его относительно $d_{\text{ср}}$, получим

$$d_{\text{ср}} = 0,8 \sqrt{\frac{Q}{\lambda \cdot p}}, \text{ м.} \quad (1.5)$$

Для ходовых винтов с бронзовой гайкой, предназначенных для точных передач (токарно-винторезные, резьбонарезные станки), $p_0 = 3 \cdot 10^6$ Па, для прочих передач $p_0 = (5 \div 12) \cdot 10^6$ Па.

Расчет на прочность производится по приведенному напряжению

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M_k}{W_p}\right)^2} \leq (0,28 \div 0,33) \cdot \sigma_T, \quad (1.6)$$

где $F = \frac{\pi \cdot d_1^2}{2}$ – площадь поперечного сечения винта, м²;

M_k – крутящий момент, передаваемый винтом, Н·м;

$W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$ – момент сопротивления сечения при кручении, м³;

d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, м;

σ_T – предел текучести материала винта, Па.

Основную роль в искажении шага резьбы играет осевая деформация. Изменением шага от скручивания обычно пренебрегают и расчет ведут по формуле

$$\Delta t = \pm \frac{Q \cdot t}{E \cdot F}, \text{ м}, \quad (1.7)$$

где E – модуль продольной упругости, Па.

Допускаемое искажение шага резьбы принимают, учитывая допуск на неточность шага резьбы ходовых винтов соответствующего класса (0÷4 класса).

Длинные ходовые винты (длина рабочего участка в 7,5÷10 раз превышает диаметр), работающие на сжатие, следует проверять на устойчивость. Критическое значение тяговой силы

$$Q = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\nu \cdot L)^2}, \quad (1.8)$$

где $J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ – осевой момент инерции сечения винта;

$\nu \cdot L$ – приведенная длина, учитывающая характер заделки концов рабочего участка винта (при жестко заделанных концах винта $\nu = 0,5$, при одном заделанном и одном шарнирном $\nu = 0,7$, при обоих шарнирных концах $\nu = 1$).

В современных металлорежущих станках, особенно в станках с числовым программным управлением (ЧПУ), в качестве тягового устройства получили распространение шариковые передачи винт–гайка со сплошным потоком шариков, циркулирующих по замкнутой траектории (рис. 1.4).

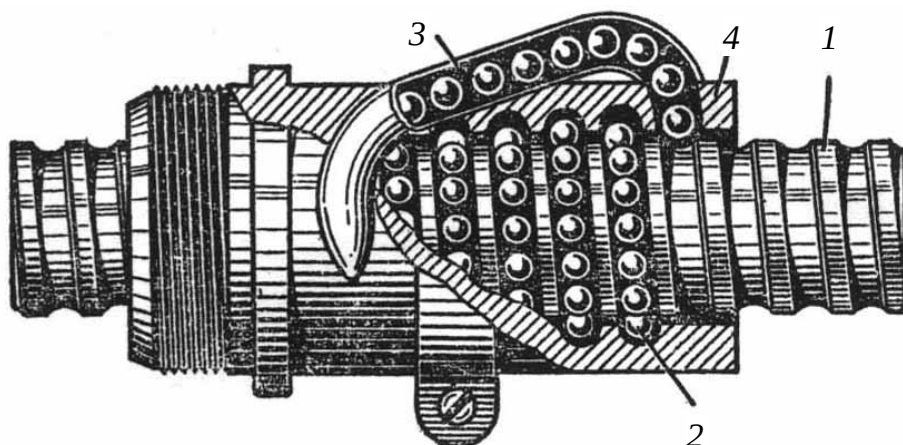


Рис. 1.4. Шариковая винтовая передача

Между винтом 1 и гайкой 4 помещены шарики 2. Шарики катятся по канавкам ходового винта и гайки. При вращении винта шарики, перекатываясь по канавке, попадают в канал возврата 3, по которому снова возвращаются в винтовую канавку. Таким образом, шарики постоянно циркулируют в процессе работы передачи. Для канала возврата используют трубки, каналы в корпусе гайки или в специальных вкладышах, закрепляемых на корпусе гайки.

Достоинствами передач винт–гайка качения являются: малое трение (КПД $\eta > 0,9$), отсутствие зазоров и возможность создания предварительного натяга, высокая жесткость и достаточная для многих случаев долговечность.

К недостаткам следует отнести ограниченную исходными погрешностями точность перемещения, наличие в распространенных конструкциях канала возврата, отсутствие самоторможения.

Материал ходовых винтов и гаек в парах качения должен обеспечивать высокую износостойкость за счет поверхностной прочности. Ходовые винты изготавливают из сталей типа 20ХЗВА с азотированием и закалкой до высокой твердости. Иногда применяют стали типа ХВГ с объемной закалкой. Для гаек используют стали ШХ15СГ. Допускается применять стали 9ХС и 7ХГ2ВМ с упрочнением объемной закалкой, а также стали 25ХГТ и 12ХН3А с упрочнением цементацией и последующей объемной закалкой.

Конструкции передач винт–гайка качения должны обеспечивать создание предварительного натяга. Профиль резьбы в форме стрельчатой арки позволяет создавать предварительный натяг подбором шариков несколько увеличенного диаметра. При полукруглом профиле резьбы применяют гайки, состоящие из двух частей. Относительным осевым или угловым смещением частей гайки добиваются необходимой величины натяга.

Расчет передач винт–гайка качения предусматривает проверку по условиям статической прочности и долговечности, а также выбор целесообразной величины предварительного натяга.

Крутящий момент на ходовом винте

$$M = \frac{M_d \cdot \eta}{i}, \quad (1.9)$$

где M_d – крутящий момент на валу двигателя;
 η – КПД цепи от двигателя к винту;
 i – передаточное отношение этой цепи.

Окружная сила на радиусе резьбы

$$T = \frac{2M}{d_0}, \quad (1.10)$$

где d_0 – диаметр винта.

Осевая сила, действующая на винт,

$$Q = \frac{T}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}, \quad (1.11)$$

где $\lambda = \frac{\operatorname{arctg} \rho}{\pi \cdot d_0}$ – угол подъема резьбы;

$\rho = \operatorname{arctg} f$ – угол трения (f – коэффициент трения качения, $f = (57 \div 85) \cdot 10^{-5}$).

На первом этапе расчета передачу выбирают по осевой нагрузке, конструктивным и технологическим соображениям. Диаметр винта d_0 берут равным $\frac{L}{(20 \div 25)}$. Шаг резьбы, диаметр шариков d_1 и остальные размеры определяют согласно рекомендациям [4].

Предельно допустимая статическая нагрузка на один шарик

$$P = \kappa_{\sigma} \cdot d_1^2, \text{ Н}, \quad (1.12)$$

где κ_{σ} – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика σ_{Π} (при $\sigma_{\Pi} = 2500; 3000; 3500$ и 3800 МПа, соответственно, $\kappa_{\sigma} = 20; 35; 55$ и 70);

d_1 – диаметр шарика, мм.

Контактное напряжение для винта с шариками при соотношении радиусов шарика и полукруглого профиля резьбы $\frac{r_1}{r_2} = 0,96$ определяют по формуле

$$\sigma_{\kappa} = 918 \sqrt[3]{\frac{P}{d_1^2}}, \text{ МПа}. \quad (1.13)$$

Исходя из нижнего предела допустимого напряжения контактирующих поверхностей, допустимая нагрузка на один шарик должна быть $P \leq 20d_1^2$ Н, соответственно допустимая осевая сила $Q \leq 10 \cdot z \cdot d_1^2$, Н, где z – число шариков в одном витке резьбы.

Расчет на долговечность учитывает циклический характер напряжений в шариках, и его ведут с учетом предела поверхностной выносливости.

При расчете определяют коэффициент долговечности:

$$\kappa = \kappa_Q \sqrt[3]{\frac{60T \cdot n \cdot C_i}{10^7}}, \quad (1.14)$$

где T – требуемый срок службы, ч;

n – расчетная частота вращения, мин^{-1} (при переменных частотах вращений берут как среднее арифметическое);

C_i – число циклов нагружения за один оборот, приближенно равное половине числа шариков в одном витке;

$\kappa_Q \approx 0,9$ – коэффициент переменности нагрузки.

Принимая $T = 5000$ ч, $C_i \approx \frac{20}{2} = 10$, $\kappa_Q \approx 0,9$, получим

$$\kappa = 0,6 \sqrt[3]{n}. \quad (1.15)$$

Если при расчете $\kappa \leq 1$, что соответствует по формуле (1.14) средней частоте вращения $n < 5$, то критерий выносливости перекрывается условием статической прочности, а при $n > 1$ вводят поправку в величину допустимой осевой силы:

$$Q \leq \frac{10 \cdot z \cdot d_1^2}{\kappa}. \quad (1.16)$$

На работоспособность шариковой передачи большое влияние оказывает сила предварительного натяга $Q_{\text{нат}}$. При уменьшении $Q_{\text{нат}}$ повышается долговечность, снижается жесткость сопряжения шариков с резьбой. Ориентировочно величину предварительного натяга для любого значения тяговой силы принимают

$$Q_{\text{нат}} = 35 \cdot z \cdot d_1^2, \text{ Н}. \quad (1.17)$$

Длинные ходовые винты, работающие на сжатие, проверяют на устойчивость к продольному прогибу по формуле, приведенной для передачи скольжения.

Быстроходные винты рассчитывают на устойчивость по критической частоте вращения

$$n_{\kappa} = \frac{5 \cdot 10^7 \cdot d \cdot v \cdot \kappa}{\ell^2}, \text{ мин}^{-1}, \quad (1.18)$$

где d – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

v – коэффициент, зависящий от способа заделки винта (если один конец винта заделан жестко, а второй – свободный, $v = 0,7$; в случае обоих опорных винтов $v = 2,2$; если один конец заделан жестко, другой – опорный, $v = 3,4$; когда оба конца заделаны жестко $v = 4,9$); $\kappa = 0,5 \div 0,8$ – коэффициент запаса;

ℓ – расстояние между опорами винта, мм.

1.5. Кривошипно-кулисные механизмы

Кривошипные механизмы. Кривошипно-шатунный механизм (см. рис. 1.5, а) при равномерном вращательном движении кривошипа O_1A обеспечивает прямолинейное возвратно-поступательное движение ползуна В с переменной скоростью.

Двойной кривошипно-реечный механизм (см. рис. 1.5, б) применяется в зубодолбежных станках для сообщения возвратно-поступательного движения штосселю с долбяком. При вращении кривошипа K_{Π} шатун–рейка приводит в возвратно-вращательное движение реечное зубчатое колесо z_1 , вал II и зубчатое колесо z_2 . Колесо z_2 возвратно-качательным движением сообщает прямолинейное поступательное движение рабочему органу РО.

Кулисные механизмы (рис. 1.5, в, г) используются в приводах главного движения долбежных и поперечно-строгальных станков, они могут быть с качающейся или вращающейся кулисой.

Скорость ползуна кривошипно-кулисных механизмов – величина переменная, при расчетах используют среднюю скорость рабочего хода. Частота движения ползуна (дв. ход/мин) при заданной скорости рабочего хода и длине хода определяется из уравнения

$$n_{\text{дв.х}} = \frac{500V_{\text{ср}}}{L}, \quad (1.19)$$

где L – длина хода, мм.

При вращении кривошипа O_1A кулисного механизма (см. рис. 1.5, в) кулиса K_a совершает качательное движение и через шатун ВС сообщает рабочему органу РО прямолинейное вращательно-поступательное движение. Изменяя длину кривошипа O_1A , регулируют длину хода рабочего органа РО. В кулисном механизме с вращающейся кулисой (см. рис. 1.5, г) палец кривошипа $K_{\Pi 1}$ входит в радиальный паз

вращающейся кулисы K_b , закрепленной на валу II. Кривошип K_{n2} посредством шатуна соединен с рабочим органом. При равномерном вращении вала I, вследствие смещения осей валов I и II, вал II получает неравномерное вращение, что обеспечивает более равномерную скорость движения рабочего органа РО на заданном участке пути.

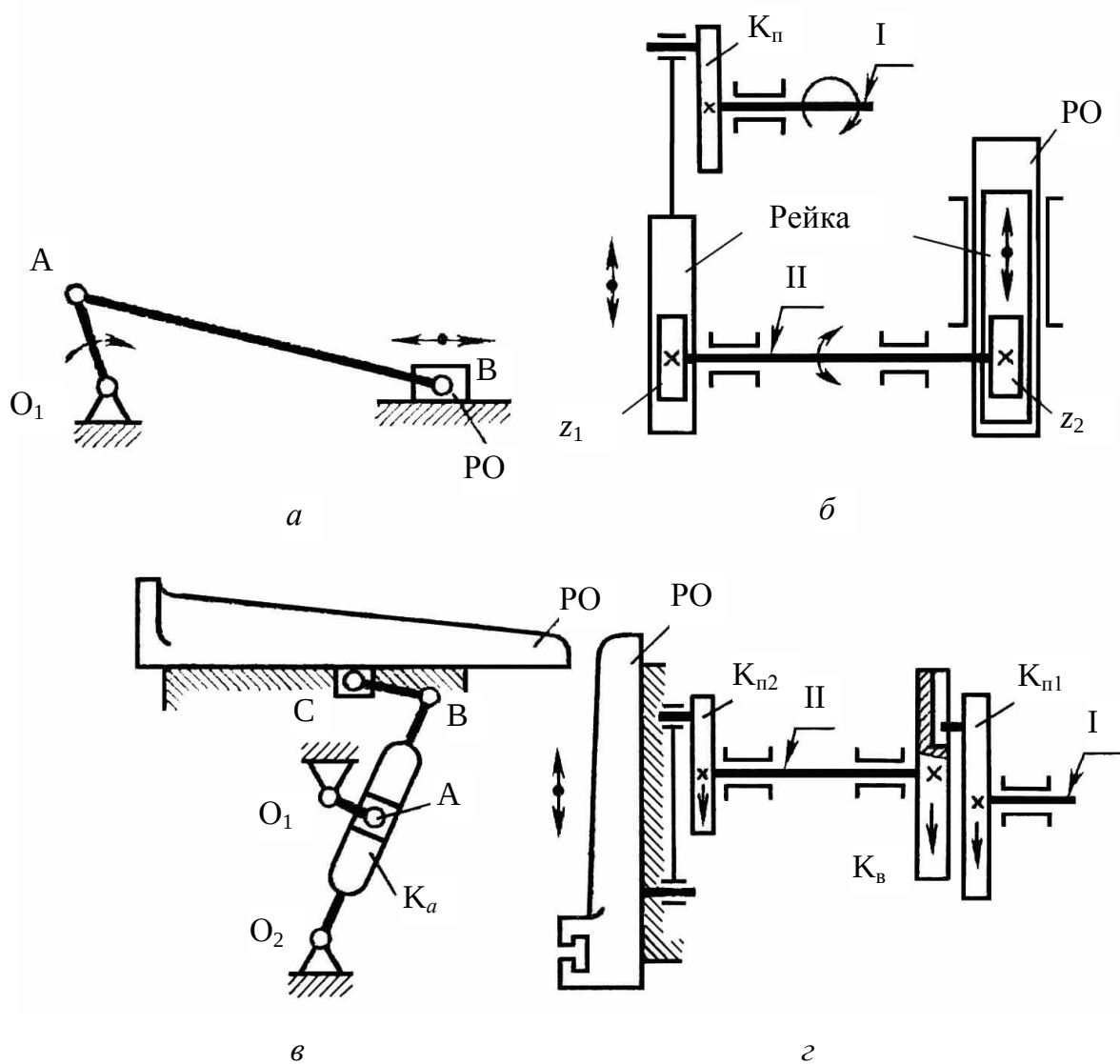


Рис. 1.5. Механизмы поступательного движения

1.6. Кулачковые механизмы

Кулачковые механизмы находят применение в качестве тяговых устройств привода станков-автоматов главным образом в тех случаях, когда их одновременно используют в качестве программносителей. Область применения кулачковых механизмов ограничивается величиной хода по допустимым габаритам кулачка. Наибольшее распространение получили плоские кулачковые механизмы, которыми легко осуществлять разнообразные функции управления при сравнительной компактности и простой конструкции.

В механизмах с цилиндрическими кулачками барабанного типа (см. рис. 1.6, *а*) или торцевого типа (см. рис. 1.6, *б*) ведущим звеном является кулачок 1 с пазом, по которому перемещается ролик толкателя 2. Максимальная длина хода (по кривой кулачка) для барабанных кулачков составляет до 300 мм, для дисковых плоских кулачков – 100÷120 мм.

Принцип работы дискового кулачка (рис. 1.6, *в*) состоит в следующем. Кулачок 1 равномерно вращается от привода вокруг оси O_1 . По поверхности профильного кулачка обкатывается ролик 2 с рычажным механизмом, заканчивающимся ползуном С, связанным с рабочим органом РО. Ролик 2 совершает качательное движение соответственно профилю кулачка и через рычажный механизм и ползун С передает обратно-поступательное движение рабочему органу РО.

В станках применяют кулачки с силовым или кинематическим замыканием. При силовом замыкании контакт между толкателем и профилем кулачка осуществляется под действием силы пружины (см. рис. 1.6, *в*), величину которой рассчитывают по формуле

$$P = 1,5(Q + m \cdot a), \quad (1.20)$$

где Q – тяговая сила;

m – масса подвижного узла;

a – максимальная величина ускорения.

Коэффициент 1,5 в формуле (1.20) необходим в качестве запаса для гарантированного отсутствия отскока толкателя от профиля кулачка. Для кинематического замыкания у кулачка выполняют паз, который ведет ролик толкателя как в одном, так и в другом направлении (см. рис. 1.6, *а*, *б*).

Материал кулачков должен обеспечивать достаточно высокую контактную прочность и износостойкость. При небольших нагрузках изготавливают кулачки из высокопрочного чугуна или из стали марок 45 и

40X с последующей закалкой рабочих поверхностей с нагревом ТВЧ до твердости HRC 52÷58.

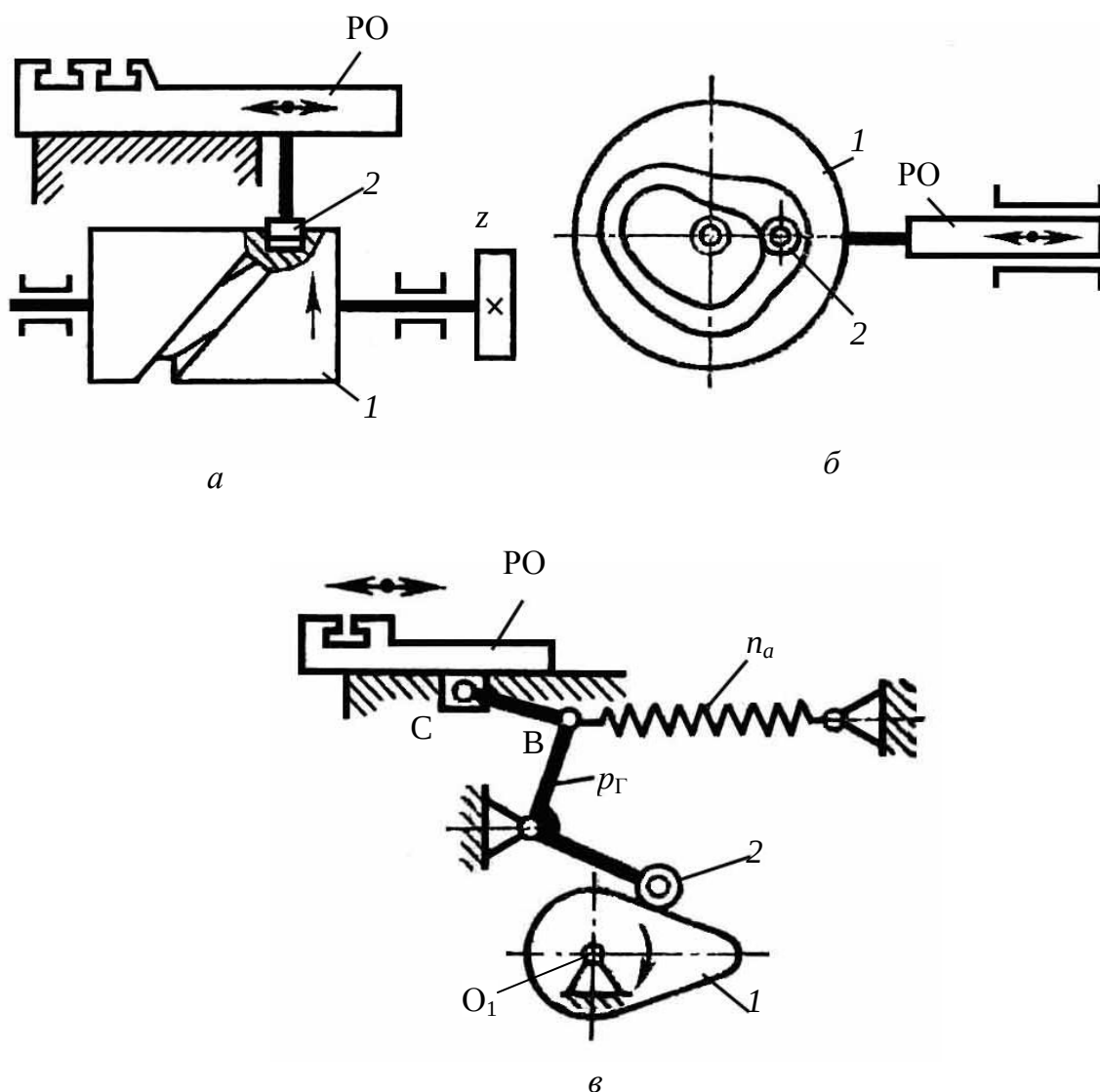


Рис. 1.6. Кулачковые механизмы

В более ответственных случаях целесообразно для изготовления кулачков применять малоуглеродистую сталь 15, 20X, 20XГ с последующей цементацией на глубину не менее 0,8÷1,0 мм и закалкой до твердости HRC 56÷62. При особо высоких требованиях к износостойкости кулачков их изготавливают из азотируемых сталей с твердостью после термической обработки HRC 60÷67. Ролики толкателей выполняют из стали 20X или ШХ15 с цементацией и закалкой до твердости HRC 56÷62.

Расчет кулачковых механизмов предусматривает определение контактных напряжений в зоне соприкосновения толкателя и кулачка. Для дисковых кулачков наибольшее контактное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_k = 0,0418 \sqrt{\frac{N}{b} \cdot E \cdot \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho} \right)}, \text{ МПа}, \quad (1.21)$$

где N – нормальная сила на поверхности кулачка, Н;
 b – длина линии контакта, см;
 E – модуль упругости, МПа;
 r – радиус ролика или радиус закругления сухаря, см;
 ρ – наименьшее значение радиуса выпуклого участка профиля кулачка, см.

Допустимые значения контактных напряжений зависят от поверхностной твердости материала.

Для серого чугуна эти напряжения равны $(\text{HB}) \times 1,5$ МПа, для высокопрочного чугуна – $(\text{HB}) \times 1,8$ МПа, для среднеуглеродистой стали с закалкой – $(\text{HRC}) \times 26$ МПа.

2. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИХ (ПРЕРЫВИСТЫХ) ДВИЖЕНИЙ

2.1. Периодические движения в станках и устройства для их осуществления

Процесс обработки на некоторых станках построен так, что получение готовой детали невозможно без периодического изменения относительного положения заготовки и инструментов. Периодическое перемещение соответствующего узла или детали станка происходит перед началом нового хода или цикла и может быть прямолинейным (перемещение на определенную длину) или круговым (на определенный угол).

К числу периодических движений относятся, например, движения подачи в строгальных и долбежных станках, движения врезания на глубину резания в шлифовальных станках, повороты revolverных головок, многие движения в автоматах и полуавтоматах, работающих по циклу.

Наиболее высокие требования к точности предъявляются к механизмам для поворота шпиндельных блоков, многопозиционных столов, revolverных головок и к делительным устройствам зубообрабатывающих станков, работающих по методу копирования. Не требуется высокой точности перемещений от механизмов подачи строгальных и долбежных станков. Однако независимо от выбранной конструкции устройство, выполняющее перемещение соответствующей части станков, само по себе не гарантирует ни высокой точности периодических перемещений, ни постоянства их величины. Это обусловлено погрешностями изготовления и сборки механизма, зазорами в сопряжениях его деталей, действием сил инерции и др. Поэтому если к точности перемещений предъявляются высокие требования, то необходимо предусмотреть автоматически действующие фиксирующие механизмы, которые обеспечивали бы точность положения периодически перемещаемой части станка в конце каждого движения.

В современных станках периодические движения осуществляются: 1) шаговыми электрическими двигателями, позволяющими регулировать величину периодической подачи в широком диапазоне, они нашли применение в станках с числовым программным управлением; 2) кулачковыми механизмами различных типов; 3) храповыми механизмами; 4) мальтийскими механизмами; 5) электро-, гидро- и пневмомеханизмами.

2.2. Храповые механизмы

Храповые механизмы применяют в тех случаях, когда время, в течение которого перемещение должно быть завершено, ограничено.

Поэтому их используют в механизмах подачи тех станков, в которых периодическая подача производится во время перебега или быстрого обратного хода (в строгальных, долбежных, шлифовальных, зубоотделочных станках).

Храповые механизмы могут быть с наружным и внутренним зацеплением. В механизме с наружным зацеплением (рис. 2.1, а) собачке 1 сообщается качательное движение.

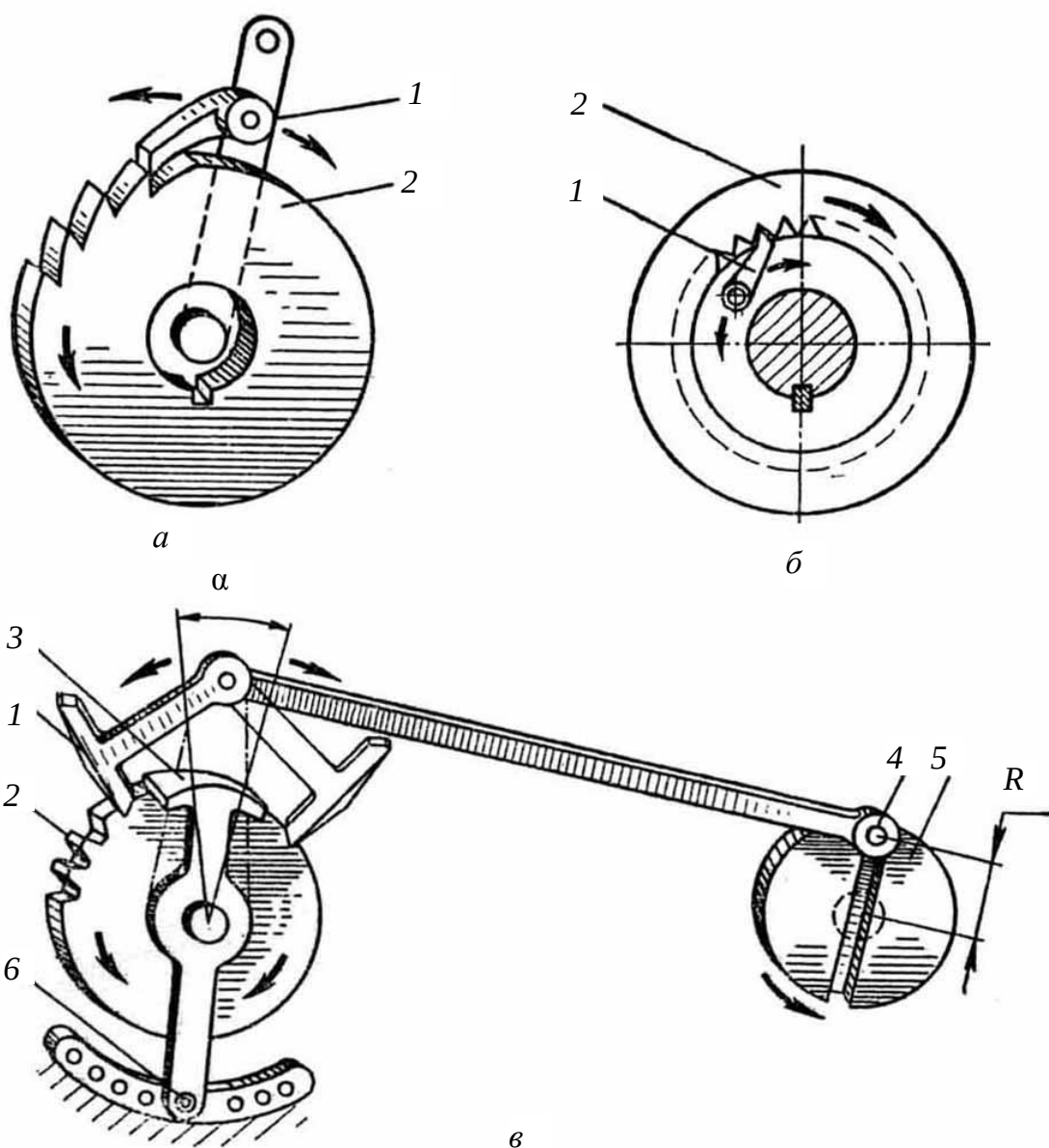


Рис. 2.1. Храповые механизмы

При движении справа налево собачка через зубья храпового колеса 2 поворачивает его на некоторый угол. При обратном ходе собачка проскальзывает по зубьям храпового колеса, не вращая его. В храповом механизме с внутренним зацеплением (см. рис. 2.1, б) вал с жестко посаженным на него диском, к которому прикреплена собачка 1, имеет колебательное движение, и собачка, вращаясь слева направо, поворачивает храповое колесо 2, когда собачка движется в обратном направлении, храповое колесо не вращается.

На рис. 2.1, в показана схема привода храпового механизма. Качательное движение собачка 1 получает через шатун от ведущего кривошипного диска 5 с пальцем 4. Изменение положения пальца 4 в пазу (при этом изменяется радиус R) позволяет регулировать угол поворота α собачки 1 и, тем самым, угол поворота храпового колеса 2 за один оборот ведущего диска 5. Движение храпового колеса можно реверсировать переводом собачки 1 в положение, показанное тонкими линиями. Угол поворота храпового колеса при неизменном положении кривошипного пальца 4 можно изменять щитком 3, который закрывает часть зубьев храпового колеса, и собачка в начальный момент движения скользит по его поверхности, а затем, сходя с него, захватывает зубья храпового колеса и поворачивает его. Щиток в заданном положении удерживается фиксатором 6.

Поворот храповика за одно двойное качание собачки достигает $90 \div 100^\circ$, в большинстве случаев он не превышает 45° .

Разработанная ЭНИМСом норма станкостроения Н22-4 предусматривает для храповых передач с наружным зацеплением число зубьев храпового колеса $z = 20 \div 200$, модуль $m = 0,6 \div 2,5$ мм, для передач с внутренним зацеплением $z = 24 \div 200$. Угол поворота храпового колеса за одно двойное качание собачки

$$\alpha = \frac{z_1 \cdot 360^\circ}{z},$$

где z_1 – число зубьев, захватываемое собачкой.

Храповые колеса и собачки изготавливаются из сталей 15Х, 20Х, которые цементируются и закаливаются.

2.3. Мальтийские механизмы

Мальтийские механизмы чаще всего применяют в делительных устройствах с постоянным углом периодического поворота – для периодических поворотов (индексирования) шпиндельных блоков токарных автоматов и полуавтоматов, револьверных головок, многопозиционных столов и т. п.

Если в кинематическую цепь между мальтийским крестом и поворачиваемой им частью станка ввести передачу с изменяемым передаточным отношением (например, гитару сменных зубчатых колес), то можно регулировать угол поворота этой части при неизменном угле периодического поворота креста.

На рис. 2.2, *а* изображена схема мальтийского механизма, где ведущим звеном является вал I с кривошипом 1, а ведомый шестипазовый диск 2 (мальтийский крест), жестко закрепленный на валу II. При каждом обороте кривошипного вала I палец кривошипа 1 входит в один из пазов мальтийского креста и сообщает ему прерывистый поворот на угол $2\alpha = \frac{360^\circ}{z}$, где z – число пазов креста.

На рис. 2.2, *б* изображен мальтийский механизм, состоящий из кривошипа и креста, его передаточное отношение зависит от числа пазов креста, которых может быть от 3 до 8:

$$i = \frac{1}{z}.$$

В четырехпозиционном мальтийском механизме при равномерном вращении кривошипа 2 закрепленный на нем ролик 1 в определенный момент входит в один из четырех пазов мальтийского креста 4 и поворачивает его на 90° . За каждый последующий полный оборот кривошипа 2 вал с мальтийским крестом сделает только $\frac{1}{4}$ оборота. Диск 3, жестко связанный с кривошипом, служит для фиксации положения креста в каждой из его четырех позиций.

Кривошип передачи конструктивно оформляется либо в виде рычага с цевкой (роликом или пальцем) на конце, либо в виде цевочного диска, вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ с}^{-1}$, где n – частота вращения кривошипа вала.

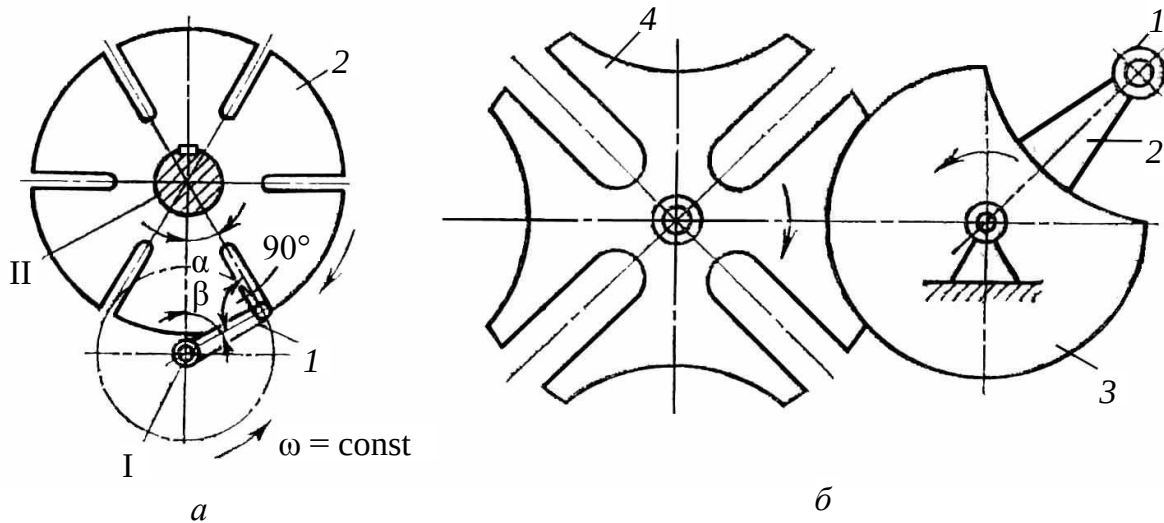


Рис. 2.2. Мальтийские механизмы

Поворот мальтийского креста на угол 2α между смежными пазами происходит за время поворота кривошипа на угол 2β . В течение остальной части поворота кривошипа на угол $2(\pi - \beta)$ крест остается неподвижным.

Если T – время полного оборота кривошипа, t_d – время поворота (деления) мальтийского креста и $t_b = (T - t_d)$ – время выстоя (пребывание в неподвижности) креста, то при $\omega = \text{const}$

$$\frac{t_d}{T} = \frac{2\beta}{2\pi} = \frac{\beta}{\pi}; \quad \frac{t_b}{T} = \frac{2(\pi - \beta)}{2\pi} = 1 - \frac{\beta}{\pi}.$$

Чтобы поворот креста происходил без жестких ударов, в начале и в конце поворота должны удовлетворяться условие $\alpha + \beta = \frac{\pi}{2}$,

$\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha = \frac{\pi(z-2)}{2z}$, где $\alpha = \frac{\pi}{z}$, z – число пазов креста.

Следовательно,

$$\frac{t_d}{T} = \frac{\beta}{\pi} = \frac{z-2}{2z}, \quad \frac{t_b}{T} = 1 - \frac{t_d}{T} = \frac{z+2}{2z},$$

или, так как $T = \frac{60}{n}$, с, то

$$t_d = \frac{z-2}{2z} T = \frac{z-2}{z} \cdot \frac{30}{n}, \text{ с;}$$

$$t_{\text{в}} = \frac{z+2}{z} \cdot \frac{30}{n}, \text{ с.}$$

Коэффициент времени работы креста

$$k = \frac{t_{\text{д}}}{t_{\text{в}}} = \frac{z-2}{z+2}.$$

Необходимая частота вращения кривошипа

$$n = \frac{z+2}{z} \cdot \frac{30}{t_{\text{в}}} \text{ мин}^{-1}.$$

Число пазов в большинстве случаев принимают равным $4 \div 6$.

Конструкция мальтийского механизма зависит от принятой схемы и от его допустимого габарита. Цевка имеет форму ролика (втулки), надетого на палец непосредственно или на иглах; иногда цевкой служит шарикоподшипник подходящего диаметра, надетый на палец. В мальтийских механизмах станков применяют как одноопорные (консольные), так и двухопорные ролики. Предпочтительнее вторая, более жесткая конструкция.

Ведомый элемент изготавливается в виде цельной детали в форме креста или диска. Иногда собирается из отдельных секторов или планок, прикрепленных к периодически поворачиваемой части станка так, что промежутки между ними образуют пазы креста.

Материалом для изготовления роликов служит сталь ШХ15, закаленная до твердости HRC 59-63, или сталь 20Х, цементированная и закаленная до HRC 45-50.

3. РЕВЕРСИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

3.1. Требования к реверсирующим устройствам

В станках большинства типов для обработки на них деталей необходимо менять направление некоторых движений. Реверсирование движений может быть осуществлено при помощи средств электротехники или гидравлики, применением одних лишь механических устройств либо комбинированием тех и других. Выбор варианта определяется требованиями, предъявляемыми к реверсирующему устройству, с одной стороны, и тем, в какой степени этим требованиям удовлетворяют возможные варианты реверсирования – с другой. При сравнении эксплуатационно равноценных вариантов решающую роль должны играть технологические и экономические факторы.

К конструкциям реверсирующих устройств предъявляются следующие требования:

- а) способность передавать крутящие моменты необходимой величины в обоих направлениях;
- б) инерционные силы в процессе реверсирования не должны приводить к быстрому изнашиванию деталей устройства;
- в) возможно малая потеря энергии на реверсирование;
- г) наименьшие затраты времени на реверсирование;
- д) малые силы на переключение реверсирующего устройства.

Кроме этого, к реверсирующим устройствам предъявляются требования в отношении частоты реверсирования, времени, затрачиваемого на каждое реверсирование, и точности реверсирования по времени и месту. Электрические, гидравлические и механические устройства удовлетворяют этим требованиям в различной степени. Электрический реверс в настоящее время получил особенно широкое применение в приводах установочных движений, для перемещения тяжелых частей крупных станков (в том числе и тяжелых блоков зубчатых колес в механизмах управления уникальных станков), в механизированных устройствах для зажима различных частей станка. В подобных случаях перемещение вручную утомительно для рабочего; время, расходуемое на реверсирование, не имеет большого значения; установка производится не часто, а требуемая окончательная точность установки, если она выше гарантируемой двигателем, достигается дополнительным устройством, например, толчковым управлением или перемещением вручную отдельной части станка. В других случаях нужно сопоставлять показатели различных вариантов реверсирующих устройств вместе с их управлением.

При этом нередко реверсивный электродвигатель может оказаться наиболее удобным и экономичным. Если скорости прямого и обратного хода должны быть различны, применяют двух- или многоскоростные двигатели.

При помощи гидравлического привода можно реверсировать с более высокими частотами и с такой большой быстротой, какая практически еще недостижима для привода от реверсивного электродвигателя. Это объясняется тем, что в процессе каждого реверсирования необходимо сначала поглотить кинетическую энергию массивного ротора, на долю которого приходится 80–95 % всей кинетической энергии реверсируемых масс, и затем разогнать его до такой же или другой (однако то же высокой) угловой скорости в противоположном направлении. Одновременно тормозятся и разгоняются в обратную сторону также детали реверсируемого узла станка, например в продольно-строгальном станке – зубчатые колеса передач к рейке стола, их валы и стол с обрабатываемой заготовкой.

Условия при гидравлическом реверсировании более благоприятны:

в гидросистеме нет возвратно-вращающихся деталей, обладающих большой кинетической энергией в момент начала реверсирования. Периодически реверсируются, кроме поршня, лишь малые по диаметру и легкие детали распределительного устройства – золотники, краны и т. д., притом из состояния покоя, вследствие чего на перемещение их требуется мало времени.

По причине сравнительно малых инерционных сил точность реверса, достигаемая при гидравлическом реверсировании, очень высока и зависит в основном от инерции реверсируемых масс самого станка.

Однако несмотря на большие достоинства, электрические и гидравлические устройства могут быть использованы для реверсирования не во всех станках.

Ряд условий ограничивает применение реверсивных электродвигателей, а гидравлическое реверсирование удобно лишь в станках с гидроприводом основных движений.

Частота реверсирования, возможная для механических устройств, может быть очень высокой и ограничивается лишь силами инерции реверсируемых масс.

Улучшение важнейших эксплуатационных показателей реверсирующего устройства можно достигнуть его целесообразной конструкцией, предусматривая в нем, в частности, элементы для уничтожения зазоров и уменьшения сил инерции, действующих во время реверсирования. С этой целью детали, кинетическая энергия которых играет при

реверсировании решающую роль, изготавливают иногда из легких сплавов или сварными.

3.2. Конструкции реверсирующих устройств

В качестве элементарных реверсирующих механизмов в станках используются цилиндрические и конические трензели, планетарные и червячные механизмы.

Если возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение соответствующей части станка осуществляется при помощи кривошипно-шатунного, кулисного или кулачкового механизма, необходимость в специальном реверсирующем устройстве отпадает.

Для реверсирования вала параллельно ведущему широко используются механизмы, состоящие из цилиндрических зубчатых колес – цилиндрические трензели.

Чаще всего применяют конструкции цилиндрических трензелей с передвигными зубчатыми колесами (см. рис. 3.1, *а, в*) или передвигными блоками (см. рис. 3.1, *б*); с колесами, находящимися в постоянном зацеплении и включаемыми посредством сцепных муфт (см. рис. 3.1, *г, д, е*).

В механизмах подачи токарных, карусельных, фрезерных станков для переключения трензеля служат обычно кулачковые, реже – зубчатые муфты. Для шпиндельных бабок таких станков, которые требуют частого реверсирования, находят применение конструкции реверсирующего устройства с двумя фрикционными муфтами для правого и левого вращения, если для этой цели не используется реверсивный электродвигатель.

Для уменьшения нагрева и износа фрикционных поверхностей в результате буксования дисков муфты целесообразно предусмотреть подвод к ним масла изнутри.

Конические трензели, составленные из конических зубчатых колес, используются в станках самых различных типов – в механизмах рабочих и быстрых подач, в механизмах обкатки и др.

Основное преимущество конического трензеля – его универсальность в том отношении, что он одинаково применим при любом относительном положении ведущего и ведомого валов, недостатки – сравнительно большие габариты при передаче больших крутящих моментов и более сильный шум, чем при работе цилиндрических трензелей.

Как видно из рис. 3.1, *ж*, вал I – ведущий, вал II – ведомый, причем первый вращается в неизменном направлении, а второй должен реверсироваться.

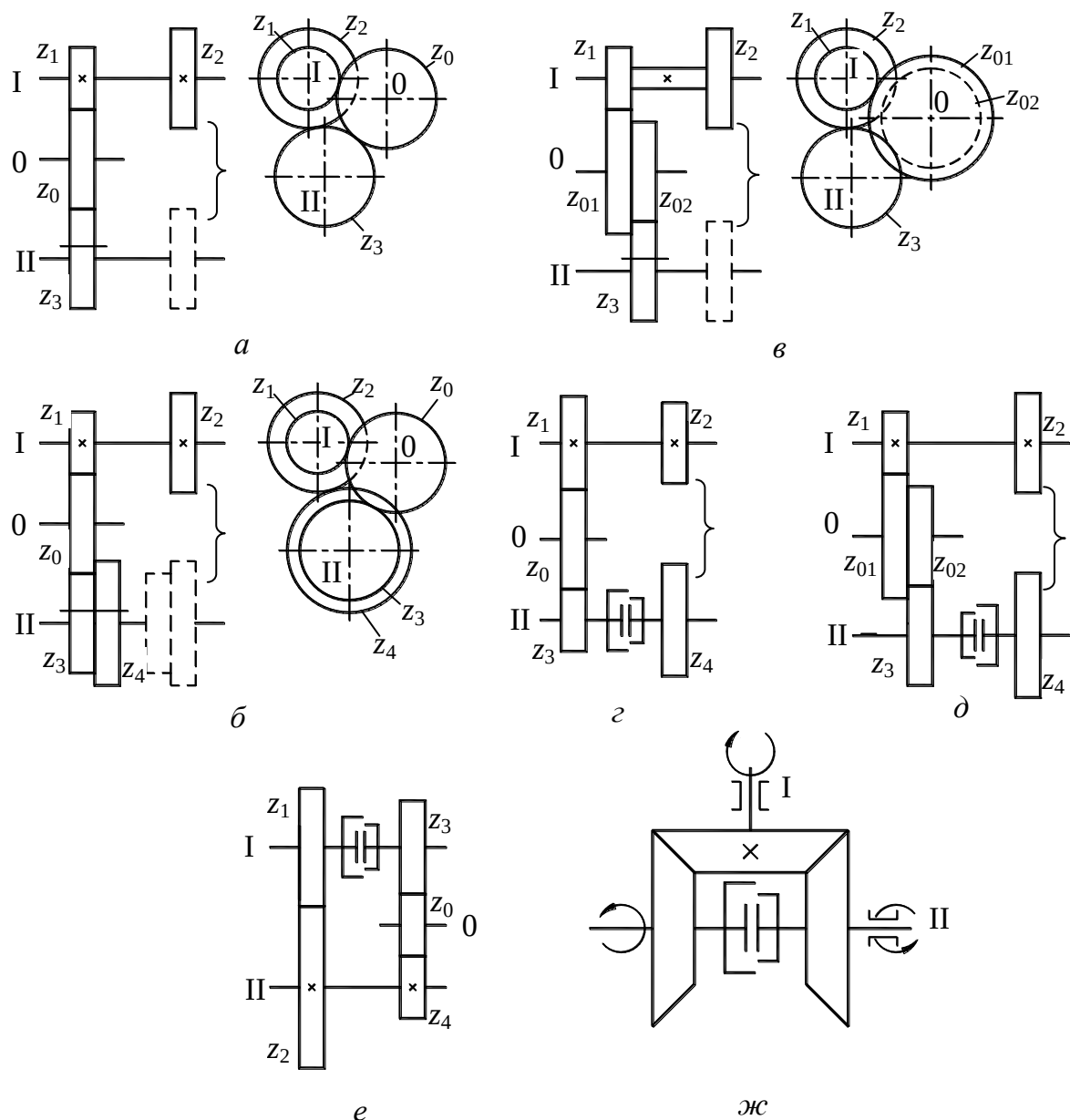


Рис. 3.1. Схемы реверсивных механизмов

Переключение с правого вращения на левое и наоборот производится при помощи кулачковой или фрикционной муфты либо передвижением блоков конических колес. В станках для скоростной обработки с успехом применяются для этой цели электромагнитные муфты.

В технологическом отношении конический трензель сложнее цилиндрического, поэтому целесообразно применять его там, где оси ведущего и реверсируемого валов перпендикулярны.

Планетарные реверсирующие механизмы позволяют не только реверсировать вращение, но и осуществлять вместе с тем любые передаточные отношения, поэтому в станках они применяются главным образом в целях подач, где требуется большое замедление для получения рабочих подач и реверсирование на быстрый обратный холостой ход.

При сопоставлении варианта планетарного реверсирующего устройства с другими механизмами того же назначения необходимо принимать в расчет потери энергии в планетарном механизме, которые могут быть относительно велики при передаче больших мощностей, а также и то, что сборка планетарных механизмов довольно трудоемка.

4. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ СТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ

4.1. Коробки скоростей

Коробкой скоростей называется механизм, предназначенный для ступенчатого изменения частоты (скорости) вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего путем изменения передаточного отношения. Изменение частоты вращения достигается включением различных зубчатых кинематических пар между валами.

Коробки скоростей компактны, удобны в управлении и надежны в работе. К недостаткам коробок скоростей относится трудность или невозможность бесступенчатого регулирования частот вращения, возникновение вибрации и шума на некоторых частотах. Несмотря на большое число различных конструкций коробок скоростей, все они представляют собой сочетание отдельных типовых механизмов.

По компоновке коробки скоростей разделяются на коробки с зубчатыми колесами, встроенными в шпиндельную бабку, и коробки скоростей с раздельным приводом, когда шпиндельная бабка и коробка скоростей выполняются в виде отдельных узлов, соединенных ременной передачей.

По способу переключения коробки скоростей бывают со сменными зубчатыми колесами между валами и неизменным межосевым расстоянием, с передвигными колесами или блоками колес, с неподвижными вдоль валов колесами и кулачковыми муфтами, с фрикционными муфтами и с комбинированным переключением.

Коробки скоростей выполняются в закрытом корпусе, зубчатые колеса работают в масляной ванне. Такая конструкция предохраняет механизмы от загрязнения, обеспечивает обильное смазывание и хорошее охлаждение механизмов, повышает КПД коробки скоростей.

Коробки скоростей с передвигными блоками зубчатых колес могут передавать большие крутящие моменты при сравнительно небольших радиальных размерах зубчатых колес. В таких коробках в зацеплении находятся только те зубчатые колеса, которые передают поток мощности. Остальные колеса не подвергаются износу. Указанные преимущества позволяют широко применять для изменения частоты вращения шпинделя блоки зубчатых колес. В передвигаемых блоках используют только прямозубые колеса. К недостаткам этих коробок скоростей относятся: невозможность переключения блоков на ходу; необходимость блокировки, предупреждающей одновременного включения в работу блоков зубчатых колес, совместная работа которых не предусмотрена; относительно большие осевые размеры.

Коробки скоростей с кулачковыми муфтами отличаются тем, что имеют малые осевые размеры перемещения муфт и меньше силы для переключения, чем у передвижных блоков колес.

В коробках скоростей с кулачковыми муфтами могут использоваться косозубые и шевронные зубчатые колеса. Однако кулачковые муфты не позволяют переключать передачи на ходу, им присущи потери мощности на вращение неработающей пары колес и их изнашивание.

Коробки скоростей с фрикционными муфтами позволяют быстро и плавно переключать передачи на ходу и под нагрузкой. Недостатками таких коробок скоростей являются потери мощности на вращение неработающей пары колес и их изнашивание; большие осевые и радиальные размеры муфт при передаче больших крутящих моментов; снижение КПД станка вследствие трения в выключенных муфтах; нагревание муфт; необходимость их частого регулирования; передача тепла от муфт шпиндельному узлу.

Комбинированные коробки скоростей содержат механизмы с передвижными блоками, кулачковыми муфтами, переборными устройствами.

Схема двухвальной коробки со скользящим блоком зубчатых колес z_1 и z_3 , расположенными на валу I со шлицами, показана на рис. 4.1, а. Зубчатые колеса z_2 и z_4 установлены на валу II неподвижно. Расстояние между колесами z_2 и z_4 должно быть немного больше длины ℓ подвижного блока колес, при этом зубчатые колеса z_1 , z_2 и колеса z_3 и z_4 выведены из зацепления.

Вторая схема коробки скоростей на две частоты вращения (см. рис. 4.1, б) содержит кулачковую муфту, скользящую по шпонке или в шлицах. Колеса z_1 и z_3 установлены на валу I неподвижно и находятся в постоянном зацеплении с колесами z_2 и z_4 , которые имеют кулачки (зубчатые венцы) и сидят на валу II свободно. Включение пар зубчатых колес z_1/z_2 и z_3/z_4 производят перемещением кулачковой муфты. Вместо кулачковой муфты могут быть использованы конусная или многодисковая фрикционные муфты.

Конструкция коробки скоростей с подвижными блоками (см. рис. 4.1, а) получила большое распространение благодаря своей простоте и надежности в работе.

Схема на три частоты вращения изображена на рис. 4.1, в. Схема на четыре частоты вращения показана на рис. 4.1, г. На валу I расположены два подвижных блока, состоящие, соответственно, из колес z_1 и z_3 ; z_5 и z_7 , на валу II – неподвижные зубчатые колеса z_2 , z_4 , z_6 , z_8 . Передвижение блоков обеспечивает зацепление зубчатых колес z_1 с z_2 ; z_3 с z_4 ; z_5 с z_6 ; z_7 с z_8 .

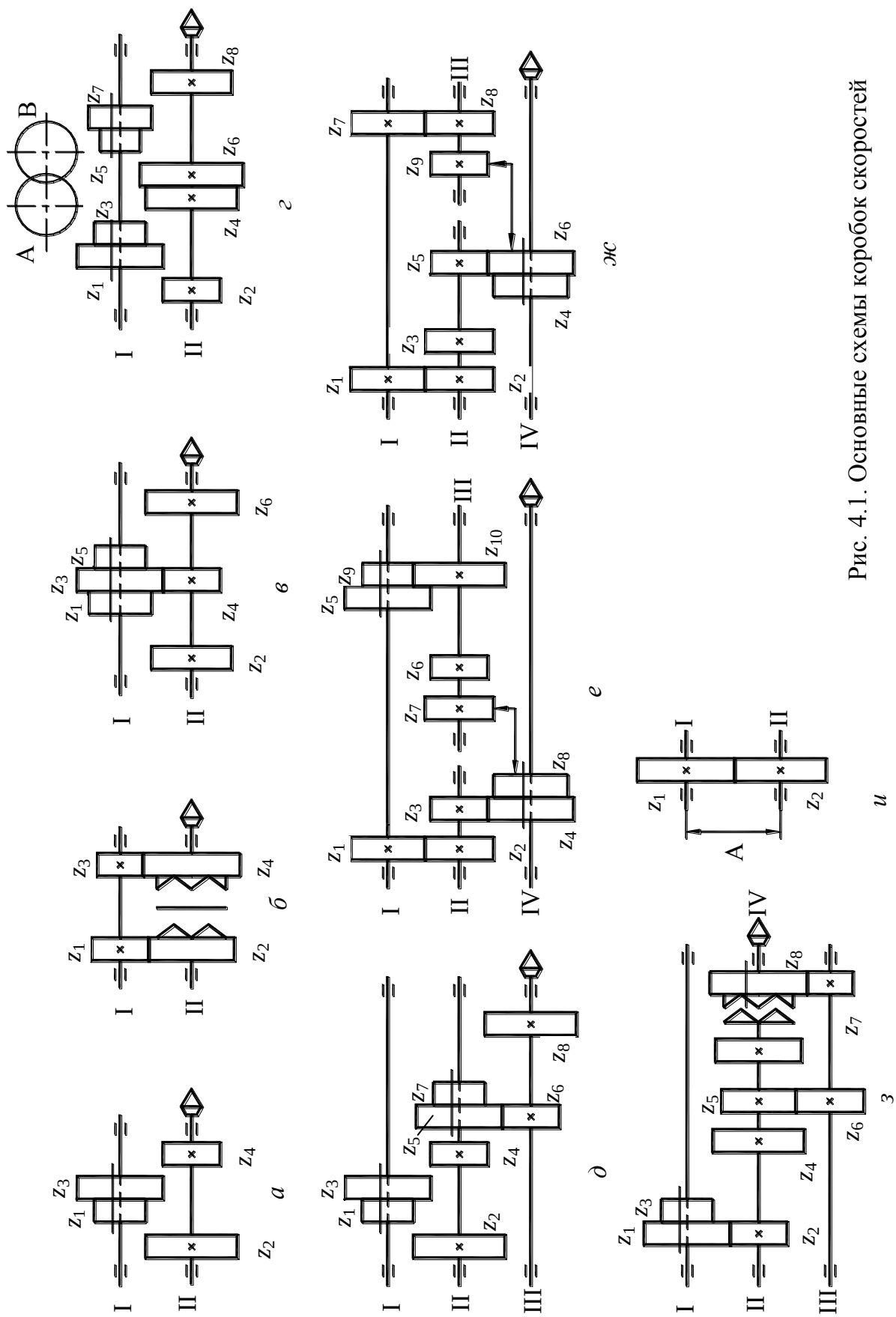


Рис. 4.1. Основные схемы коробок скоростей

Особенностью этой схемы является необходимость предусмотреть блокировку, которая исключила бы возможность одновременного включения двух пар колес.

Вариант трехвальной коробки скоростей на четыре частоты вращения (см. рис. 4.1, д) состоит из двух последовательно расположенных элементарных коробок скоростей на две частоты вращения. Схемы более сложных четырех валовых коробок скоростей (см. рис. 4.1, е, ж) обеспечивают по три частоты вращения. В схеме коробки скоростей (см. рис. 4.1, з) две верхних частоты вращения образуются при соединении валов II и IV сцепной муфтой:

$$n_{IV1} = n_1 \frac{z_1}{z_2}, \quad n_{IV2} = n_1 \frac{z_3}{z_4},$$

а две нижних частоты – через одиночные передачи между валами II и III и валами III и IV:

$$n_{IV3} = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8}, \quad n_{IV4} = n_1 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot \frac{z_7}{z_8}.$$

Ступенчатое регулирование можно также осуществить сменными зубчатыми колесами z_1 и z_2 при постоянном межцентровом расстоянии между валами I – II (см. рис. 4.1, и).

Автоматическая коробка скоростей. Для осуществления непрерывного процесса резания с постоянной мощностью и скоростью при изменении частоты вращения шпинделя во всех диапазонах (что наиболее актуально при торцевом точении) применяют коробки скоростей с автоматическим переключением ступеней (АКС) электромагнитными или гидравлическими муфтами. АКС выпускаются нескольких типов-размеров и используются в станках с ЧПУ.

Унифицированные коробки скоростей АКС предназначены для использования в приводах главного движения и приводах подач металлорежущих станков токарной, сверлильной, расточной и фрезерной групп.

Унифицированные коробки скоростей позволяют с помощью механической передачи производить все операции по управлению приводом: пуск, торможение, реверсирование, регулирование скорости.

Они обеспечивают высокую скорость переходных процессов, возможность переключения на ходу, защиту деталей привода от пере-

грузок и имеют ряд других преимуществ по сравнению с коробками передач с передвижными блоками зубчатых колес.

В АКС применяются нормализованные электромагнитные муфты с магнитопроводящими дисками с бесконтактным токопроводом. Гамма АКС включает семь габаритов (0÷6) мощностью от 1,5 до 55 кВт.

Дистанционное управление приводом АКС осуществляется с помощью бесконтактной тиристорной системы управления.

Кинематическая схема привода главного движения станка 16K20Ф3С4 с АКС приведена на рис. 4.2.

Вращение шпинделя VI сообщается от двигателя М через клиноременную передачу $\frac{\varnothing 126}{\varnothing 182}$, автоматическую коробку скоростей (АКС),

вал III, клиноременную передачу $\frac{\varnothing 200}{\varnothing 280}$, зубчатую передачу $\frac{40}{54}$ и передачу $\frac{65}{43}$ или $\frac{30}{60}$. На валу I АКС свободно установлены зубчатые колеса

36, 30, 24 и электромагнитные муфты ЭМ1, ЭМ2, ЭМ3, при включении которых зубчатые колеса передают крутящий момент на вал II. На этом валу жестко установлены зубчатые колеса 14, 36, 42, 30, 48, передающие вращение свободно установленным на валу III зубчатым колесом 56, 42, 24 и далее через электромагнитные муфты ЭМ4, ЭМ5, ЭМ6 на вал III, а затем на шпиндель. Таким образом, АКС обеспечивает получение девяти автоматически переключаемых частот вращения. В шпиндельной бабке предусмотрено переключение вручную двух диапазонов частот вращения с отношением 1:3. Поскольку шесть частот в диапазоне регулирования совпадают по величине, шпиндель фактически имеет двенадцать частот вращения. Одновременным включением муфт ЭМ4 и ЭМ6 осуществляется торможение шпинделя (кинематический замок).

Для расширения диапазона регулирования скоростей в сочетании с механической коробкой применяются асинхронные двухскоростные или регулируемые электродвигатели постоянного тока.

Кинематический расчет коробок скоростей подробно изложен [3].

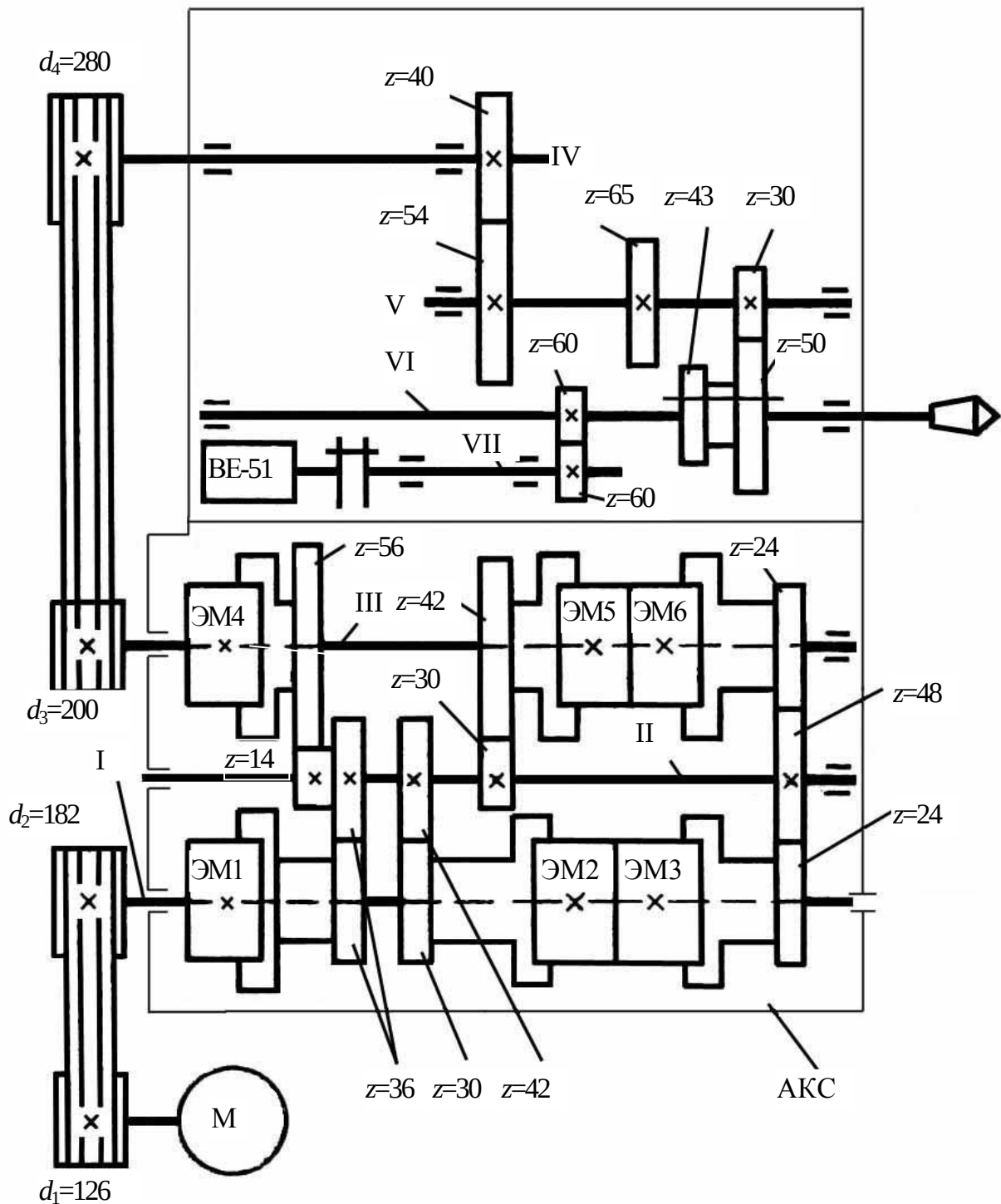


Рис. 4.2. Кинематическая схема автоматической коробки скоростей (АКС)

4.2. Коробки подач

Коробки подач предназначены для изменения скорости и направления подач при обработке на станке различных деталей. Коробка подач в большинстве случаев получает движение от шпинделя станка или от отдельного электродвигателя. Значения подач должны обеспечивать требуемые параметры шероховатости поверхности, а также высокую стойкость инструмента и производительность станка.

Подачу можно изменить различными способами: с помощью механизмов с зубчатыми передачами и без применения зубчатых передач (например, электрическим или гидравлическим путем, храповым или кулачково-рычажными механизмами и т. д.).

Ниже рассмотрены лишь коробки подач с зубчатыми передачами. Коробки подач с зубчатыми передачами бывают со сменными зубчатыми колесами с постоянными расстояниями между осями валов, с передвигными блоками зубчатых колес, со встречными ступенчатыми конусами колес и вытяжными шпонками, в форме гитар сменных зубчатых колес.

Для получения большого числа значений подач используют комбинацию из вышеперечисленных механизмов.

Коробки подач со сменными зубчатыми колесами (с постоянным расстоянием между осями валов) применяют в станках для крупносерийного производства при редкой наладке (см. рис. 4.1, *и*). Такие коробки преимущественно применяются в автоматах, полуавтоматах и специальных станках. Конструкции коробок подач, состоящих из одних только сменных зубчатых колес, просты и не отличаются от аналогичных коробок скоростей.

Коробки подач с передвигными блоками зубчатых колес широко применяют в универсальных станках. Они позволяют передавать большие крутящие моменты и работать с большими скоростями.

К недостатку коробок подач этого типа относится невозможность использования в них косозубых колес. По конструкции коробки подач с передвигными зубчатыми колесами аналогичны соответствующим коробкам скоростей. Представляет интерес применение скорректированных зубчатых колес в блоке, зацепляющемся с одним зубчатым колесом z_1 (см. рис. 4.3, *а*). Путем изменения шага получают зубчатые колеса одинакового диаметра (по делительной окружности), но с разным числом зубьев z_2 , z_3 , изменяющимся в небольших пределах. Переключением блока получим два передаточных отношения.

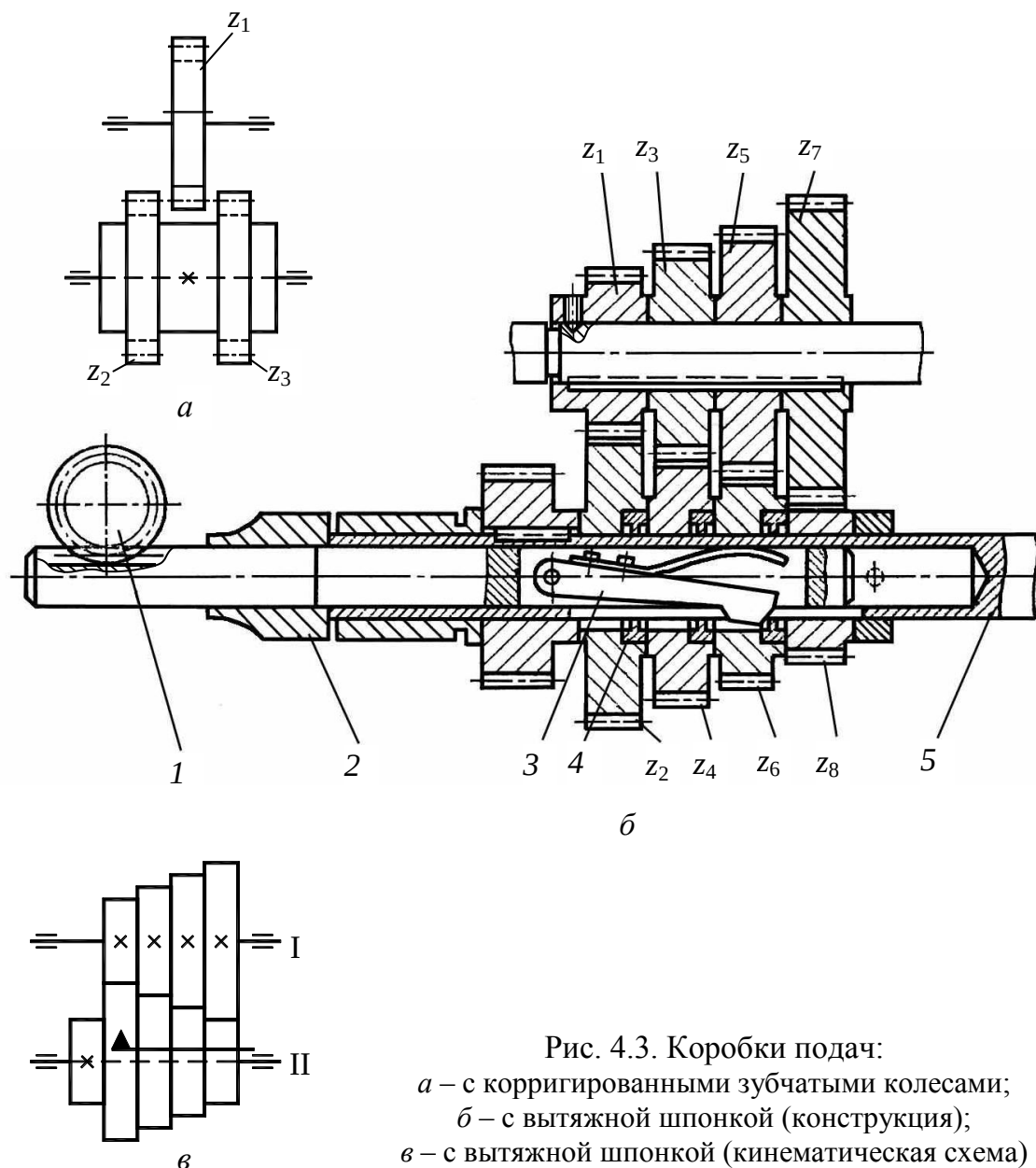


Рис. 4.3. Коробки подач:
 а – с корригированными зубчатыми колесами;
 б – с вытяжной шпонкой (конструкция);
 в – с вытяжной шпонкой (кинематическая схема)

Коробка подач со встречными ступенчатыми конусами колес и вытяжной шпонкой на четыре различных передаточных отношения (число передач в таких коробках может достигать восьми–десяти в одной группе); кинематическая схема ее показана на рис. 4.3, в, а конструкция – на рис. 4.3, б.

Зубчатый конус на ведомом валу II жестко связывается с валом вытяжной шпонкой только с одним зубчатым колесом, через которое и передается движение с вала I; при этом остальные зубчатые колеса на валу II вращаются вхолостую и снижают КПД механизма. На ведущем валу I жестко сидят зубчатые колеса z_1, z_3, z_5, z_7 и вращают соответ-

вующие им колеса z_2, z_4, z_6, z_8 обратного зубчатого конуса, которые свободно сидят на полом валу 5, имеющем прорезь.

Вращаясь, зубчатое колесо 1 перемещает тягу 2 с вытяжной шпонкой 3. Последняя под действием пружины заскакивает в шпоночный паз выбранного колеса и закрепляет его на валу 5. Для предотвращения одновременного включения двух ведомых зубчатых колес механизм снабжен специальными разделительными кольцами 4.

Преимущество этого механизма в его компактности. К недостаткам относится возможность перекоса вытяжной шпонки, малая жесткость шпоночного валика, ослабленного продольным пазом. Коробки подач с вытяжными шпонками применяют в небольших, а иногда и в средних по размеру сверлильных и токарно-револьверных станках.

Коробки с конусом зубчатых колес и накидным элементом (рис. 4.4, а), именуемые механизмами Нортон, благодаря нежесткой связи между валами обеспечивают свободный выбор числа зубьев колес, и, следовательно, выполнение любых передаточных отношений. Коробки выполняют по закону арифметической прогрессии, а также по геометрическому ряду с малыми значениями знаменателя ϕ . Конус зубчатых колес в резьбонарезных цепях станков может быть ведущим или ведомым. На валу I в рамке на шпонке скользит зубчатое колесо z_1 , связанное с накидным паразитным колесом z_0 , на валу II закреплен на шпонке конус зубчатых колес. Для переключения передачи рамку отводят и, переместив ее вдоль вала II к одному из колес зубчатого конуса, вновь подводят до зацепления ($z_2 - z_8$).

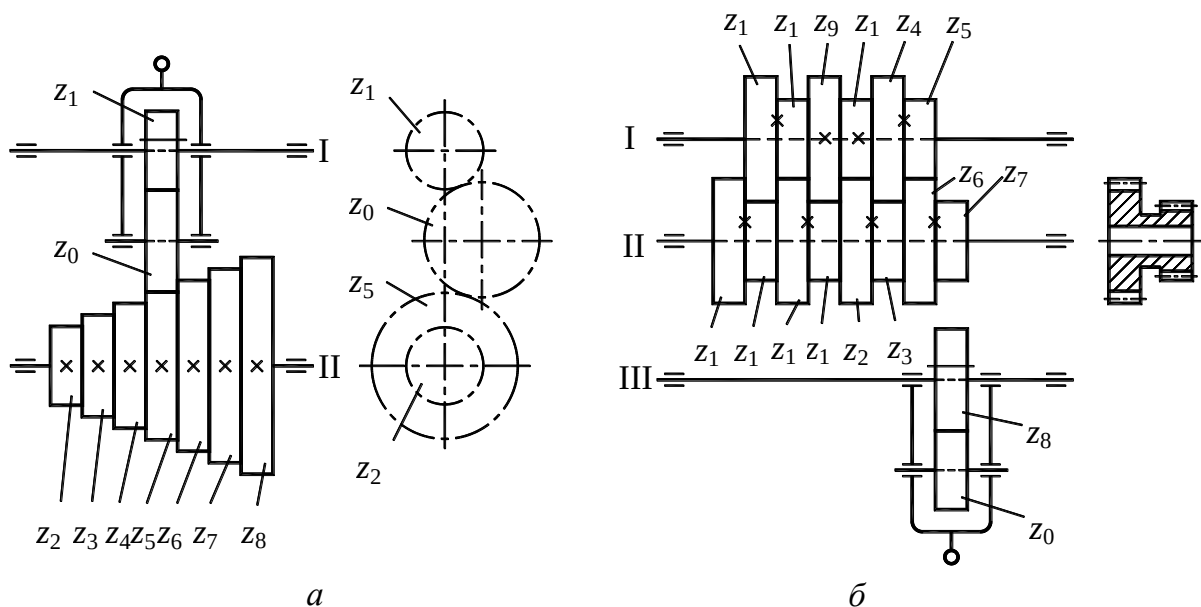


Рис. 4.4. Коробки подач:
а — с накидным элементом; б — с петлевым движением

Паразитное колесо на передаточные отношения влияния не оказывает, поэтому

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad i_2 = \frac{z_1}{z_3}; \quad i_3 = \frac{z_1}{z_4} \text{ и т. д.}$$

Допустимое число передач $6 \div 11$.

Механизм имеет недостаточную жесткость и длительное время переключения.

Коробка подач с механизмами типа «меандр» называется так по рисунку передаваемого движения (см. рис. 4.4, б), состоит из трех валов. Зубчатые колеса z_1 и z_9 закреплены на валу I. Остальные колеса сидят свободно на валах I и II, но при этом каждое большое колесо соединяется с малым в блок: z_7 с z_6 ; z_3 с z_2 ; z_{10} с z_{12} ; z_{13} с z_{15} ; z_{11} с z_{14} ; z_5 с z_4 . Зубчатое колесо z_b перемещается по шлицам вала III, а паразитное колесо z_0 может поворачиваться и накидываться на колеса $z_7, z_6, z_3, z_2, z_{10}, z_{12}, z_{13}, z_{15}$. Число зубьев большого колеса в этих механизмах принимают в 2 раза больше числа зубьев меньшего колеса. Представленный механизм обеспечивает восемь частот вращения вала III, и следовательно восемь подач. Так как $z_1 = z_3 = z_5 = z_7 = z_{10} = z_{11} = z_{13}$; $z_2 = z_4 = z_6 = z_8 = z_9 = z_{12} = z_{14} = z_{15}$, то

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{z_5}{z_6}, \dots, \frac{z_{13}}{z_{14}} = \frac{1}{2}.$$

К недостаткам механизма с петлевым движением относятся: нежесткая конструкция накидного элемента, вращение всех блоков, снижающих КПД механизма, и потребность в большом числе колес.

Механизм «меандр» применяют в сочетании с другими типами коробок подач в качестве множительного механизма, например, в токарно-винторезных станках для увеличения основного ряда подач в 2, 4 и более раз.

Методика расчета коробок подач различных типов подробно изложена [5].

Беззазорные передачи используются в приводах подач станков с ЧПУ. Зазор в зубчатых передачах устраняется радиальным сближением прямозубых зубчатых колес, сидящих на двух валах (см. рис. 4.5, а); осевым сближением двух косозубых колес, сидящих на одном валу и сцепляющихся с широким колесом другого вала (см. рис. 4.5, б) или разворотом двух колес одного вала (см. рис. 4.5, в).

В первом случае при регулировочных работах устранение зазора достигается разворотом эксцентриковой втулки 2 корпуса, в котором размещены опоры вала 3 с ведущим зубчатым колесом 4, при повороте уменьшается межцентровое расстояние А и зазор в зацеплении колес 1 и 4 (см. рис. 4.5, а).

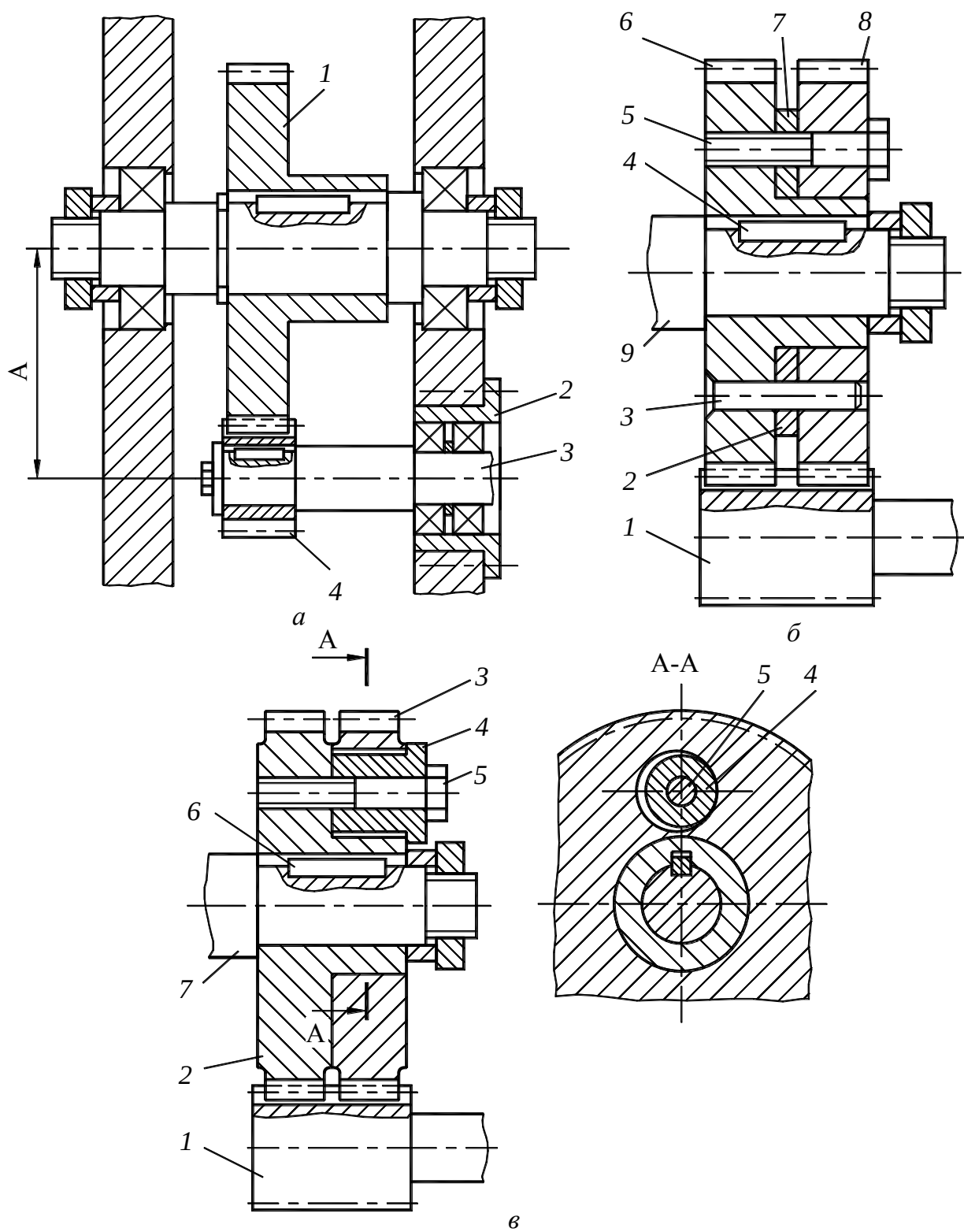


Рис. 4.5. Безззорные передачи

В конструкции на рис. 4.5, б спаренные косозубые зубчатые колеса 6 и 8 соединены между собой винтами 5 и штифтами 3. Колесо 8 сидит на ступице колеса 6. При изменении толщины компенсаторных полуколец 7 и 2 устраняется зазор в зацеплении колес 6 и 8 с широким зубчатым колесом 1.

В конструкции (см. рис. 4.5, в) на валу 7 на шпонке сидит зубчатое колесо 2. Колесо 3 сидит на ступице колеса 2 и скреплено с ним винтами 5. Колеса прямозубые, а устранение зазора в зацеплении достигается путем разворота колеса 3 относительно общей оси с колесом 2. Для облегчения регулировочных работ предусмотрены эксцентрики поворота 4 между колесами 2 и 3. Спаренные колеса работают одним (одно – левым, другое – правым) профилем зубчатого венца.

5. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ

Управление станком любой группы сводится к пуску, останову и реверсированию движения в станке, переключению скоростей и подач, смене инструмента и другим вспомогательным движениям, обеспечивающим нормальную работу станка. Все это осуществляется путем простых переключений блоков зубчатых колес, вытяжных шпонок, кулачковых и фрикционных муфт.

Переключения возможны с помощью механических, электрических, гидравлических и реже пневматических устройств. В общем случае устройство ручного управления состоит из трех основных частей:

- 1) органа управления, представляющего собой рукоятку, штурвал, педаль, кнопку и т. д., получающего сигнал (движение) от руки (или ноги – педаль) оператора;

- 2) собственно устройства (механического, электрического, гидравлического и др.), передающего сигнал (движение) от органа управления к переключаемым органам привода главного движения и привода подач – передвижным блокам зубчатых колес, кулачковым и фрикционным муфтам и другим органам станка;

- 3) исполнительного элемента в виде вилки, рычага, рейки, ползуна и т. д., осуществляющего непосредственное перемещение (переключение) управляемых органов станка.

К любому устройству ручного управления станком предъявляется требование – быстрота действия при наименьшем физическом напряжении рабочего оператора.

Для выполнения этого требования необходимо иметь:

- 1) удобную конструкцию органов управления;
- 2) рациональное расположение и концентрацию органов управления на станке;
- 3) минимум движений, необходимых для переключения;
- 4) соответствие между направлением движения органа управления и направлением движения перемещаемой части станка (стола, суппорта и т. д.), т. е. мнемоническое управление;
- 5) рациональную систему указателей требуемых переключений.

При наличии большого числа управляемых элементов в современных станках используют системы селективного и преселективного управления.

Преселективное управление позволяет настраивать необходимую скорость или подачу для следующей операции во время предыдущей.

Механизмами преселективного управления оснащены консольно-фрезерные станки, например: 6Н82, 6Р82, 6Т13 и др.

Основные механизмы для перемещения подвижных элементов кинематических цепей показаны на рис. 5.1.

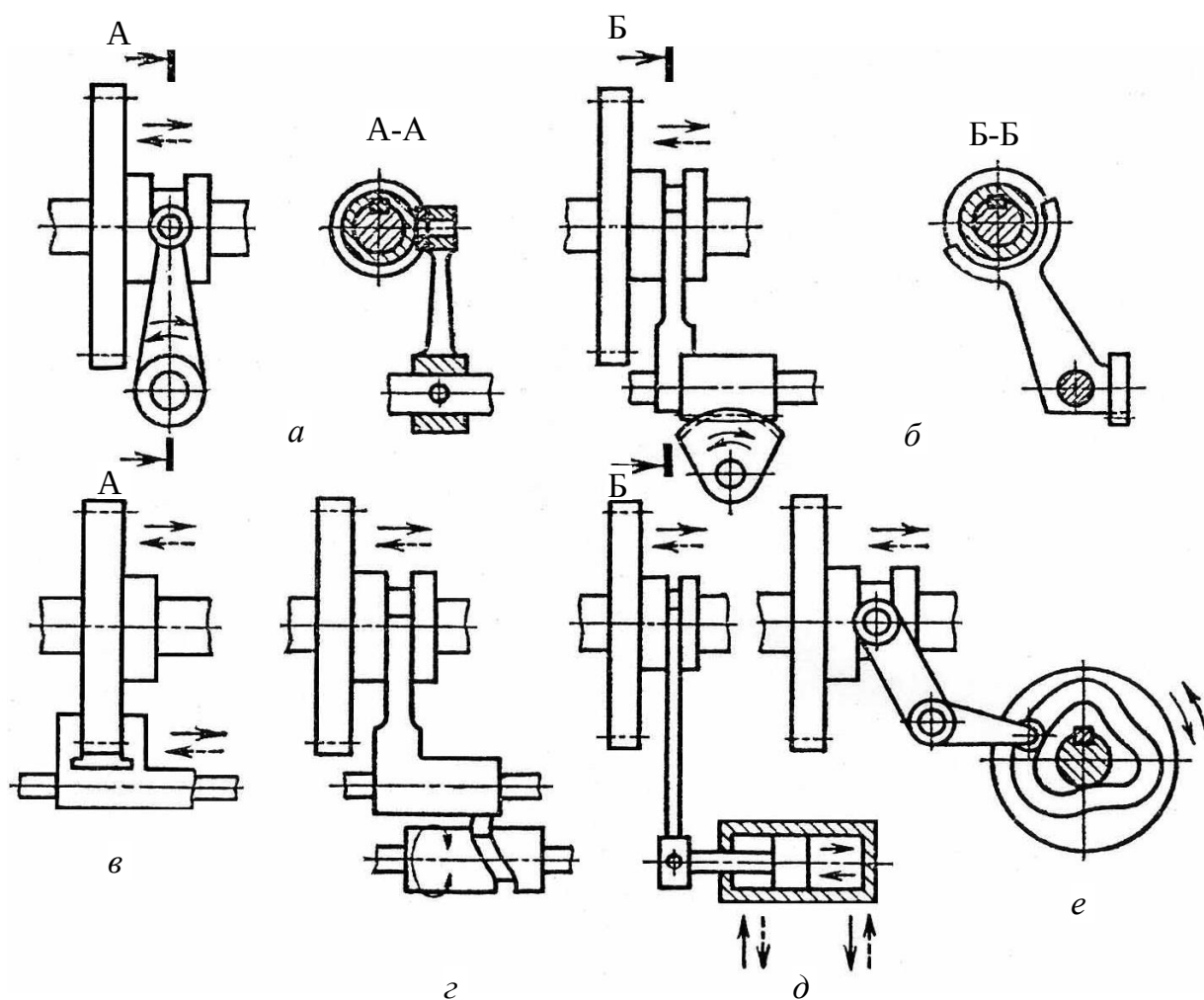


Рис. 5.1. Механизмы перемещения подвижных элементов кинематических цепей:

а – простой рычаг с сухарем; *б* – подвижная вилка, входящая в паз;
в – подвижная вилка с захватом за зубчатое колесо; *г* – вилка с приводом от цилиндрического кулачка; *д* – вилка с приводом от гидро- или пневмоцилиндра; *е* – рычаг с приводом от плоского кулачка

6. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ

Бесступенчатые приводы применяют для плавного и непрерывного изменения частоты вращения шпинделей или подачи. Они позволяют получать оптимальные скорости резания и подачи при обработке различных деталей. Кроме того, они позволяют изменять скорость главного движения или подачу во время работы станка без его остановки. Вследствие этого применение в станках бесступенчатого привода способствует повышению производительности.

В станках применяют различные способы бесступенчатого регулирования скоростей движений. Выбор способа зависит от многих факторов (станок универсальный, специализированный, специальный; для черновой, чистовой, отделочной обработки); требуемой мощности резания и вида механической характеристики; необходимого диапазона регулирования и др.

Каждое из возможных решений – электрическое, гидравлическое, механическое, комбинированное регулирование – имеет свои специфические эксплуатационные достоинства и недостатки и соответственно этому свою область применения.

Электрическое регулирование производится изменением частоты вращения электродвигателя, который приводит в движение соответствующую цепь станка.

Систему генератор–электродвигатель применяют в тяжелых и мощных металлорежущих станках при частом реверсировании электродвигателей или при необходимости получения бесступенчатого регулирования частоты вращения, скоростей или подач. Диапазон регулирования, обеспечиваемый системой, $R_n = 10 \div 15$. Существенными недостатками системы генератор–электродвигатель являются: низкий КПД (примерно 0,65), громоздкость и высокая стоимость.

В механизмах главного движения станков с ЧПУ в основном применяются электродвигатели постоянного тока благодаря своим исключительным регулировочным свойствам, а также возможности изменения частоты вращения в определенном диапазоне с постоянством предельной мощности. Размеры электродвигателя главного движения влияют на компоновку станка. У новых серий электродвигателей уменьшена высота оси вращения, что обеспечивает их лучшую встраиваемость в станки. Применение широкорегулируемых электродвигателей постоянного тока и постоянной мощности в механизмах главного движения станков значительно упрощает механическую часть привода, исключает полностью или сводит до минимума число ступеней коробки скоростей, обуслов-

ливает увеличение производительности и повышает КПД электропривода.

Комплектные электроприводы постоянного тока серий ЭТЗ, ЭТДР с тиристорными преобразователями используются в качестве регулируемых электроприводов главного движения металлорежущих станков и других механизмов. Электропривод серии ЭТЗ имеет электродвигатель мощностью $1,1 \div 22$ кВт. Минимальная частота вращения электродвигателя $n_{\min} = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Электропривод серии ЭТЗ с электродвигателем 2ПФ160Г мощностью 11 кВт с номинальным напряжением 220 В, номинальной частотой вращения 1500 мин^{-1} обеспечивает регулирование частоты вращения в диапазоне $600 \div 3300 \text{ мин}^{-1}$. Кроме этого, возможно обеспечение ползучей скорости 25 мин^{-1} .

Электроприводы серии ЭТДР имеют мощность двигателя $1,5 \div 30$ кВт, диапазон регулирования частоты вращения R_n до 10.

В приводах подач (реже в приводах главного движения) применяют высокомоментные электродвигатели с тиристорными преобразователями, которые позволяют получать высокие диапазоны бесступенчатого регулирования без применения коробок подач, а иногда и коробок скоростей.

При номинальной частоте вращения, например 3000 мин^{-1} , диапазон регулирования может быть доведен до 30000. К недостаткам электродвигателей высоких моментов относится большая стоимость магнитов высоких энергий с применением редкоземельных элементов. Серийно выпускаются комплектные высокомоментные электродвигатели типа ПБВ для приводов подачи станков с ЧПУ мощностью $0,75 \div 5,5$ кВт.

Применение следящего привода подач с высокомоментными электродвигателями в станках с ЧПУ позволяет получить высокую точность обработки при малых дискретках ($1 \div 2 \text{ мкм}$) и высоких скоростях холостых ходов ($10 \div 12 \text{ м/мин}$).

Перспективным является использование в приводах станков бесколлекторных (вентильных) регулируемых электродвигателей переменного тока.

Для бесступенчатого регулирования скоростей прямолинейных движений в станках широко используют *гидравлический привод*, главным образом подач, но также и главного движения (в строгальных, долбежных, протяжных станках).

Для бесступенчатого регулирования скорости гидравлический привод имеет ряд существенных преимуществ: широкий диапазон регу-

лирования, быстрое изменение величины и направления скорости, плавное реверсирование, удобство дистанционного управления и его автоматизации, автоматическое предохранение от перегрузок, самосмазываемость.

Недостаток гидравлического привода – недостаточно жесткая характеристика вследствие утечек и влияния температуры на вязкость масла.

При малых скоростях ($V=12\div 15$ мм/мин) работа гидравлического привода становится неустойчивой. Для вращательного движения гидравлический привод применяют в станках редко ввиду высокой его стоимости и снижения КПД при износе.

Вопросы гидравлического регулирования скоростей движений в станках подробно рассматриваются в курсе «Гидравлика и гидропневмопривод».

Регулирование с помощью механических вариаторов. Большинство механических вариаторов, применяемых в станках, – фрикционные. Фрикционные передачи – это механизмы, передающие движения с помощью сил трения соприкасающихся поверхностей. Величина передаваемой силы фрикционной передачи зависит от коэффициента трения. Для неметаллических материалов (текстолита, феродо) коэффициент трения значительно выше, чем для стали. Однако применение стальных поверхностей, особенно закаленных, сокращает габаритно-массовые характеристики передач вследствие применения высоких сил прижима поверхностей.

Фрикционные передачи обладают простотой конструкции, равномерностью передачи движения и бесшумностью работы, простым и легким управлением (изменение скорости главного движения и подачи можно производить во время работы без останова станка, что позволяет получить оптимальные скорости при обработке заготовок). Возможность регулирования частоты вращения на ходу станка является важным преимуществом перед ступенчатым приводом с зубчатыми колесами, так как дает возможность поддерживать постоянную скорость резания путем непрерывного автоматического изменения частоты вращения шпинделя, что необходимо, например, при поперечном обтачивании и резании резцами, когда диаметр обрабатываемой детали в процессе резания значительно изменяется.

Недостатками фрикционной передачи являются: большие нагрузки на валы и подшипники; повреждение дисков при буксовании, что приводит к неравномерному их изнашиванию; сравнительно небольшой диапазон регулирования (обычно не выше 6) и значительное снижение частоты вращения под нагрузкой; потери на трение; нежесткая характе-

ристика – изменение передаваемой мощности при регулировании частоты вращения.

Существует большое разнообразие конструкций и типов фрикционных передач, которые нашли применение в приводах станков.

На рис. 6.1 изображен привод с раздвижными конусами, который работает следующим образом. От шкива 8 на валу I вращаются два ведущих конуса 1. На валу II находятся два таких же ведомых конуса 5. Передача между валами осуществляется клиновидным ремнем 2 с деревянными накладками 3 с внутренней стороны или широким ремнем соответствующего профиля. Для изменения частоты вращения вала II рычагами 4, поворачивающимися вокруг осей O и O_1 , сближаются или раздвигаются конусы на валу I и соответственно раздвигаются или сближаются конусы на валу II. При повороте маховика 7 через винт 6 с правой и левой резьбой поворачиваются рычаги 4.

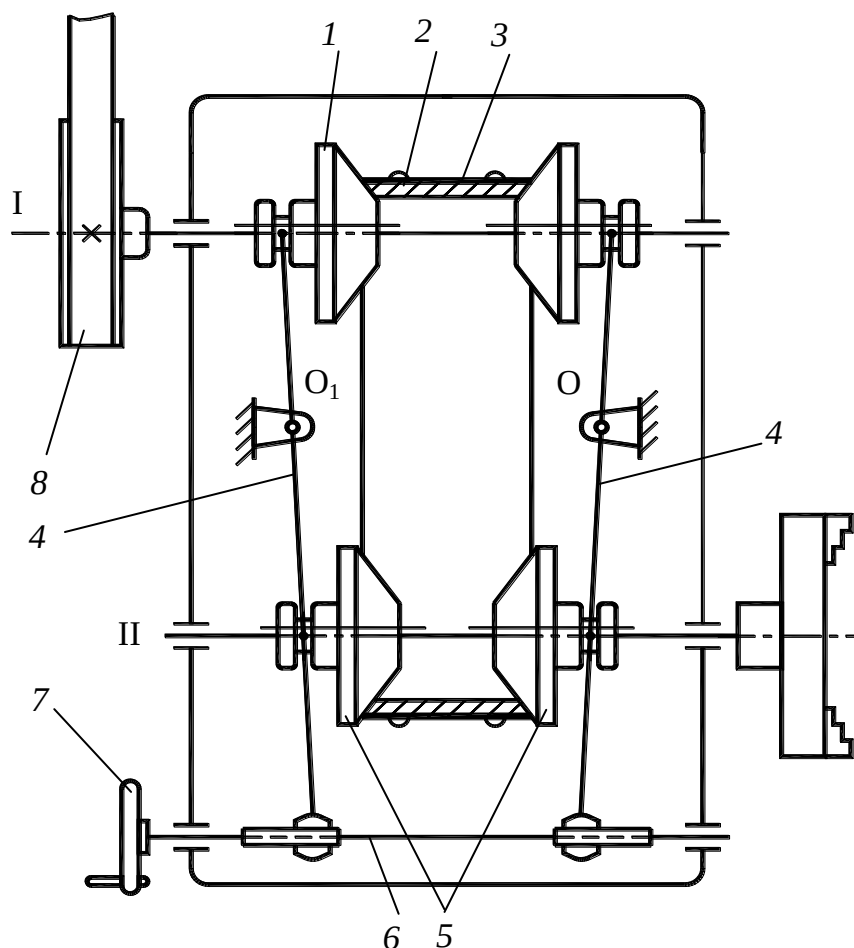


Рис. 6.1. Привод с раздвижными конусами

Передаточное отношение фрикционного вариатора:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_1}{r_2},$$

где r_1 – радиус контакта фрикционного элемента с ведущей поверхностью, мм;

r_2 – радиус контакта ведомого элемента, мм;

n_1, n_2 – частоты вращения валов, мин⁻¹.

У торового вариатора (см. рис. 6.2) передаточное отношение зависит от наклона роликов, при повороте которых изменяются радиусы контакта роликов с ведущим и ведомым торовым шкивом.

В многоцелевых станках используется комбинированное регулирование скоростей.

В приводах главного движения применяют двигатели постоянного тока с тиристорным управлением с двумя–тремя механическими ступенями. Для малых и средних типоразмеров станков применяют приводы с асинхронными электродвигателями и коробками скоростей с механическими вариаторами.

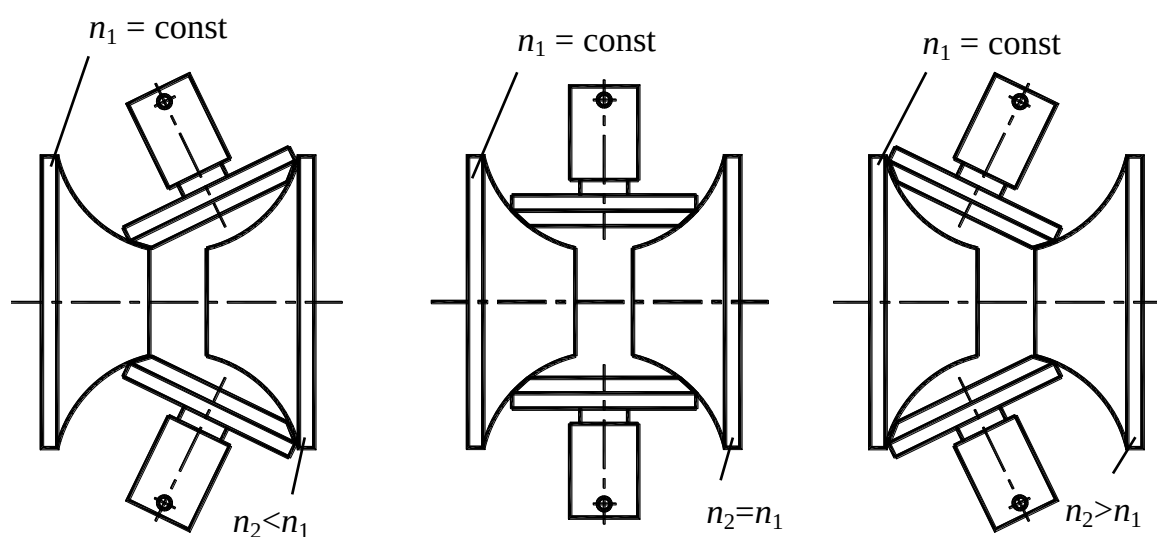


Рис. 6.2. Торový вариатор

7. МУФТЫ

Муфты служат для постоянного или периодического соединения двух соосных валов или вала с другими звеньями привода (зубчатым колесом, шкивом), для передачи вращения между ними. Различают муфты следующих типов: постоянные, сцепные, предохранительные, обгонные.

Постоянные муфты служат для соединения валов, которые не надо разъединять. Жесткие муфты соединяют соосные валы. Наиболее проста муфта в виде общей втулки (см. рис. 7.1, а). Большой крутящий момент способна передавать муфта из двух фланцев, стянутых болтами (см. рис. 7.1, б).

Упругие муфты (см. рис. 7.1, в) позволяют соединять валы с небольшим отклонением от соосности и сглаживают динамические нагрузки в приводе. Для этого полумуфты соединяют с помощью резиновых колец, втулок, звездочек. Подвижные муфты соединяют валы с большим смещением. Например, крестовая (плавающая) муфта (см. рис. 7.1, г) соединяет несоосные параллельные валы.

Сцепные муфты необходимы для периодического соединения звеньев привода, например, зубчатого колеса и вала в коробке передач.

Кулачковая муфта (см. рис. 7.1, д) передает крутящий момент торцевыми кулачками, проста по конструкции, надежна, имеет небольшой осевой ход для включения, но не может включаться при значительной угловой скорости.

Наибольший крутящий момент, передаваемый муфтой из условия прочности по контактным напряжениям,

$$M_{\text{кр.мах}} = 0,8d^2[\tau], \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7.1)$$

где d – диаметр вала, м;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение, $[\tau] = 49 \text{ МПа}$.

Зубчатая муфта (см. рис. 7.1, е) состоит из колеса с наружными зубьями, передвигаемого вдоль оси, и внутреннего венца с таким же числом зубьев. Эта муфта более работоспособна и технологична, чем кулачковая.

Фрикционные сцепные муфты имеют то же назначение, что и кулачковые, но свободны от недостатка, присущего кулачковым муфтам, т. е. фрикционные муфты можно включать при любых разностях скоростей вращения элементов муфты.

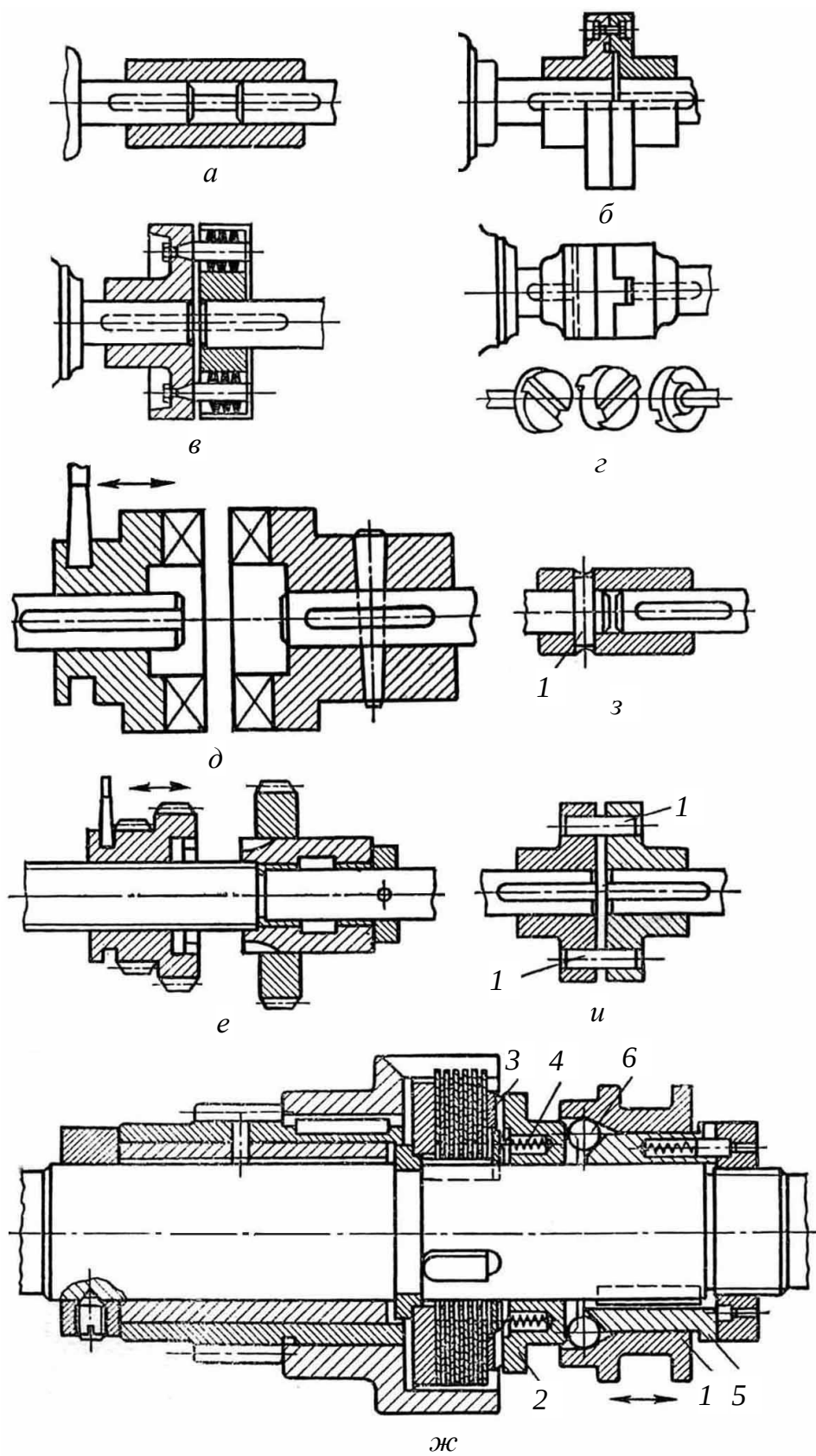


Рис. 7.1. Муфты

У фрикционных муфт при перегрузках ведомое звено может проскальзывать и тем самым предотвращать поломку. Наличие нескольких поверхностей трения позволяет передавать значительные крутящие моменты при относительно малых величинах давления на поверхностях трения дисков. Фрикционные муфты бывают конусные и дисковые. На рис. 7.1, *ж* показана фрикционная многодисковая муфта, которую применяют в приводах главного движения и подачи металлорежущих станков. При перемещении гильзы 1 влево, шарики 6, находящиеся между коническими поверхностями гильзы 1 и неподвижной втулкой 5, давят на диск 2, который, в свою очередь, через упругую шайбу 3 сцепляет подвижные ведущие диски с ведомыми. Для выключения муфты гильзу 1 отводят вправо и пружины 4 отжимают диск 2 в исходное положение.

Общий вид фрикционной многодисковой контактной электромагнитной муфты показан на рис. 7.2, *а*.

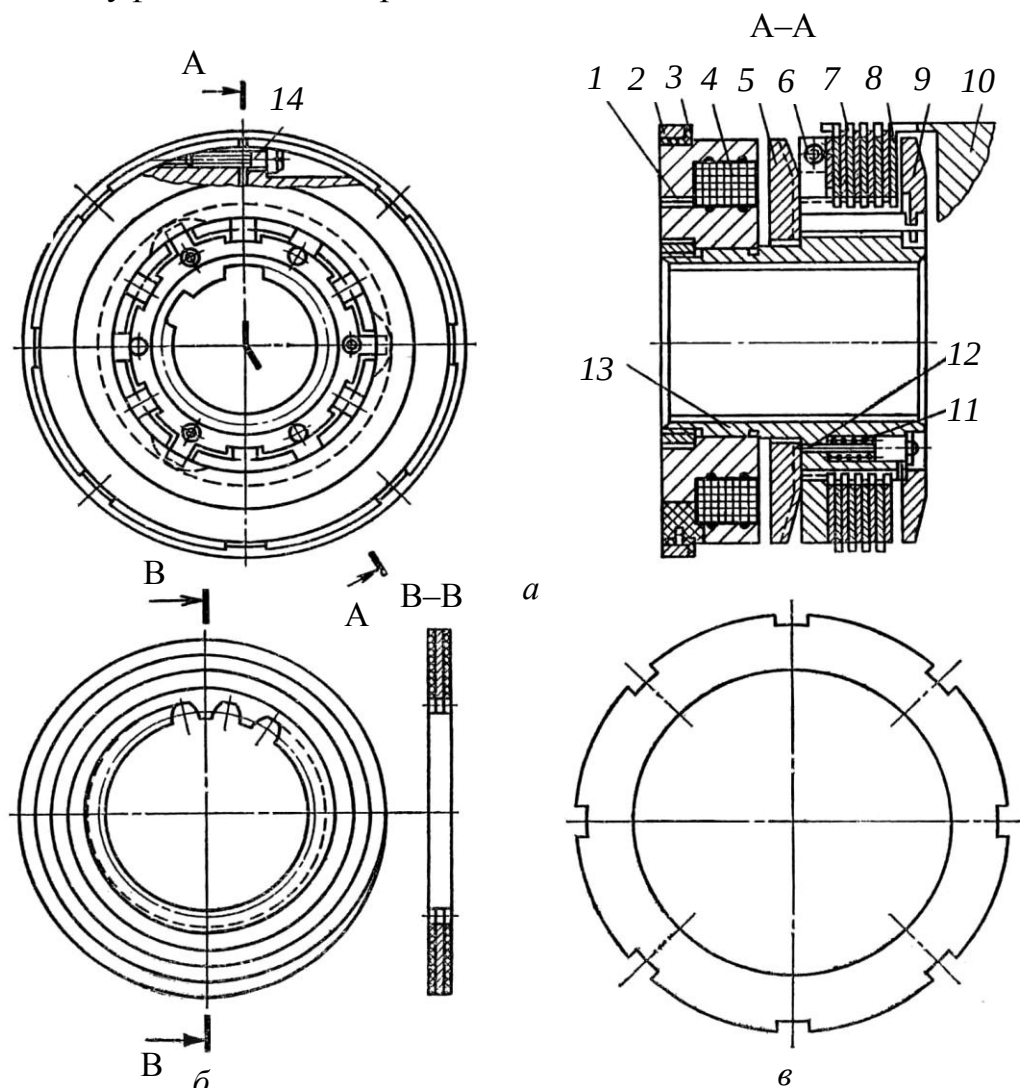


Рис. 7.2. Фрикционная многодисковая электромагнитная бесконтактная муфта

Муфта имеет катушку 4 электромагнита, в которую подается постоянный электрический ток через контактные щетки, прижимаемые щеткодержателями к токопроводящим кольцам 2, расположенным во втулке 3. Если кольцо одно, то один вывод катушки припаивается к нему, а второй – к корпусу 1 муфты. Ток замыкается через детали муфты и механизмы станка. При наличии двух колец оба вывода катушки припаивают к кольцам. Когда в катушку 4 подается электрический ток, якорь 5 перемещается влево, притягивается к корпусу 1 и с помощью тяг, проходящих через наружные пазы втулки 13, перемещает влево нажимной диск 9. Диск 9 сжимает пакет фрикционных дисков 7 и 8, прижимает их к регулировочной гайке 6, которая стопорится винтом 14.

Внутренние диски (см. рис. 7.2, б) на обоих торцах имеют фрикционные накладки из порошковых материалов, а также спиральные канавки одного направления для циркуляции масла. Диски насажены на шлицевую втулку 13 (см. рис. 7.2, а) и свободно вращаются относительно

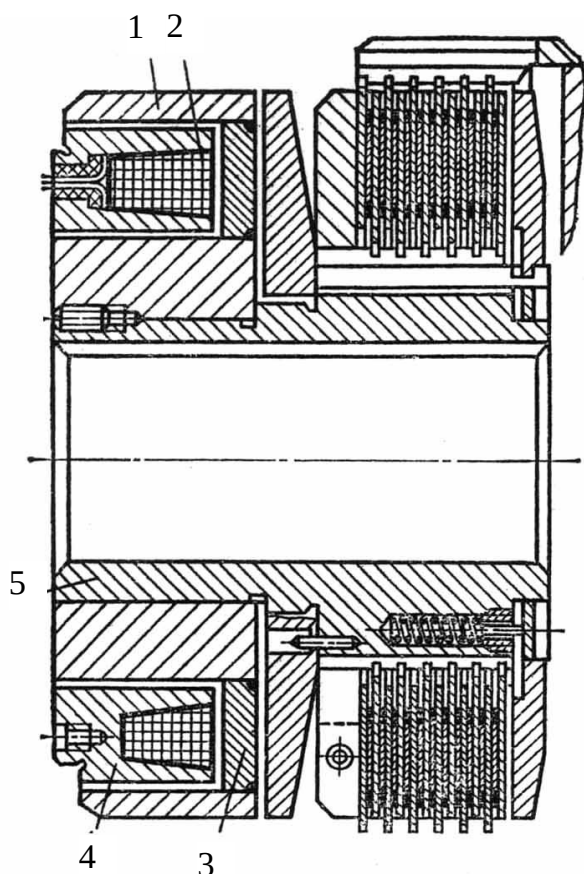


Рис. 7.3. Фрикционная многодисковая электромагнитная бесконтактная муфта

но обоймы 10. Наружные диски (см. рис. 7.2, в) сцепляются с обоймой 10 (см. рис. 7.2, а), цилиндрический обод которой имеет пазы и находится в свободном положении относительно наружной поверхности шлицев втулки 13.

Подвижные штифты 12 с пружинами 11 служат для отвода вправо нажимного диска 9 и якоря 5 при отключении муфты.

Фрикционная многодисковая электромагнитная бесконтактная муфта (рис. 7.3) отличается от контактной муфты в основном отсутствием скользящих контактов. Катушка 2 смонтирована в катушкодержателе 4, который центрируют и закрепляют отдельно. На втулке 5 закрепляют сварной корпус 1, который состоит из внешнего и внутреннего колес, соединенных между собой диском 3 из немагнитной стали.

Допускаемый крутящий момент на муфте из условия трения на дисках

$$[M_{\text{кр}}] = \frac{\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot r_{\text{ср}} \cdot i \cdot f \cdot K_v \cdot K_m}{\beta}, \text{ Нм}, \quad (7.2)$$

где R – наружный радиус поверхностей трения, м;

r – внутренний радиус поверхностей трения, м;

$r_{\text{ср}} = \frac{R + r}{2}$ – средний радиус поверхностей трения, м;

i – число поверхностей трения;

f – коэффициент трения;

K_v – коэффициент скорости;

K_m – поправочный коэффициент, учитывающий число наружных дисков;

β – коэффициент запаса сцепления (обычно $1,3 \div 1,5$).

Значения коэффициентов см. [1].

Необходимое усилие сжатия дисков

$$S = \frac{[M_{\text{кр}}] \cdot \beta}{r_{\text{ср}} \cdot i \cdot f}, \text{ Н}. \quad (7.3)$$

Давление на трущихся поверхностях

$$p = \frac{S}{\pi \cdot (R^2 - r^2)}, \text{ Па}. \quad (7.4)$$

Допускаемое давление для масляных муфт – $[p] = (4-8) \times 10^4$, Па;
для сухих муфт – $[p] = (2-3) \times 10^4$, Па.

Предохранительные муфты предназначены для предохранения механизмов станка от поломок при перегрузках. У муфт, представленных на рис. 7.1, з, и, предохраняющим звеном является штифт 1, сечение которого рассчитывают в зависимости от передаваемого крутящего момента. При перегрузках этот штифт срезается, происходит разрыв соответствующей кинематической цепи и тем самым предотвращается повреждение деталей станка.

Предельный крутящий момент, при котором происходит срез штифта,

$$M_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot r \cdot \tau_{\text{ср}}}{4}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (7.5)$$

где d – диаметр предохранительного штифта, м;
 r – радиус расположения поверхностей среза, м;
 $\tau_{\text{ср}}$ – расчетный предел прочности на срез штифта, Па;
 $\tau_{\text{ср}} = \kappa \cdot \sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{\text{в}}$ – временное сопротивление разрыву (в зависимости от марки стали штифта), Па;
 κ – коэффициент пропорциональности в зависимости от материала штифта колеблется от 0,68 до 0,81.

Муфты обгона (односторонние) предназначены для передачи крутящего момента лишь при одном направлении вращения. Это свойство используют для ускоренного вращения ведомого звена от дополнительной кинематической цепи без выключения основной тихоходной цепи. Примером может служить привод ускоренного перемещения суппорта в токарно-винторезном станке 16К20, многорезцовом полуавтомате 1А730 и др.

В качестве муфт обгона можно использовать храповые механизмы (рис. 7.4, *а*). Вал 2 вращается от вала 1 через конические колеса $\frac{z_3}{z_4}$ и храповый механизм (колесо z_4 свободно посажено на валу 2). Если одновременно включить цепь быстрого хода через передачу $\frac{z_1}{z_2}$, то вал 2 вместе с храповым колесом 4 будет вращаться быстрее зубчатого колеса z_4 и собачка 3 будет скользить по зубьям храпового колеса.

Наибольшее применение нашли роликовые обгонные муфты (рис. 7.4, *б*). Если кольцо 2 (это может быть ступица зубчатого колеса, шкива), охватывающее диск 1, вращается по направлению стрелки, то соприкасающиеся с кольцом ролики 3, благодаря трению, перемещаются в узкую часть вырезов диска и заклиниваются там. Вращение передается от кольца через ролики диску и далее валу (на рис. 7.4, *б* вал не показан). Если при неподвижном кольце вращать диск в том же направлении от другой цепи, то отстающее кольцо выводит ролики из узкой части выреза в более широкую и разъединяет с диском.

Такой же результат будет при медленном вращении кольца и быстром (обгоняющем) – диска с валом. Каждый ролик отжимается одним-тремя, в зависимости от длины ролика, штифтами 4 с пружинами в направлении к узкой части выемки между деталями 1 и 2.

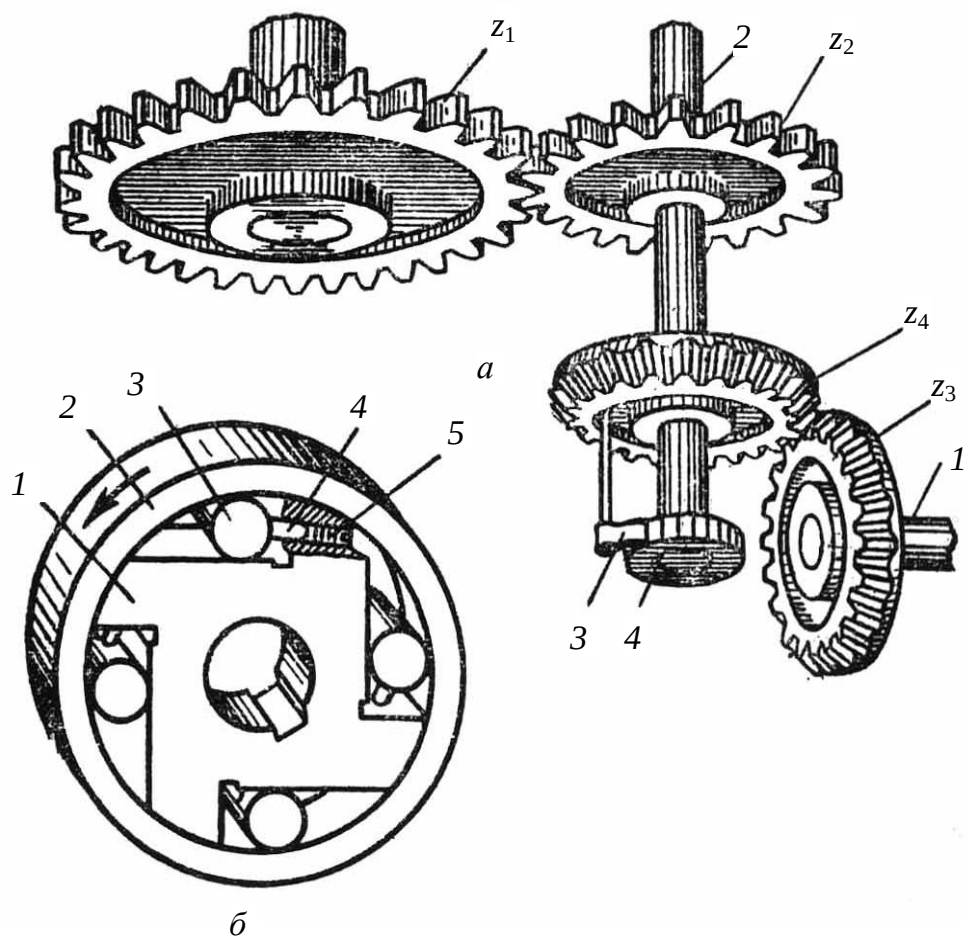


Рис. 7.4. Муфты обгона:
a – храпового типа; *б* – роликового типа

8. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА

После отключения двигателя движение различных частей станка продолжается по инерции в течение некоторого времени. Это время называют временем выбега. При частом включении и выключении станка оно может составлять значительную долю общего времени работы станка. Чтобы уменьшить такие потери, станки оснащают устройствами для быстрого торможения. Торможение можно осуществлять механическими, электрическими, гидравлическими и пневматическими устройствами или в комбинации одно с другим (ниже рассматриваются только механические тормоза). Основными видами механических тормозов являются колодочные, ленточные и многодисковые тормоза, которые часто блокируют с пусковыми муфтами таким образом, чтобы при выключении муфты включался тормоз. Устанавливают тормоза в основном на быстроходных валах коробок скоростей.

К фрикционным элементам тормозных устройств предъявляют следующие требования: они должны обладать способностью выдерживать высокие температуры; быть износостойкими в пределах рабочих температур, давлений и скоростей скольжения; обеспечивать постоянство коэффициента трения при повышении температуры до 200...300 °С при изменении рабочих давлений.

В тормозах станков чаще всего применяют такие сочетания материалов фрикционных элементов, как чугун – прессованный асбест, чугун – прессованные медно-асбестовые обкладки, фибра по чугуну или по стали и др.

Колодочные тормоза конструктивно несложны и недороги, но из-за малой тормозной поверхности позволяют создать тормозной момент меньший, чем у тормозов других типов при тех же габаритах.

У колодочного тормоза (см. рис. 8.1, *а*) колодки 1 и 6 соединены общей тягой 3, длину которой можно регулировать гайкой 2, устанавливая тем самым необходимый зазор между колодками и шкивом 7 для нерабочего положения. В процессе торможений колодки стягиваются тягой 4 от приводного механизма 5.

Ленточные тормоза, вследствие большого угла обхвата тормозного барабана лентой, позволяют легко создать большой тормозной момент. Другие достоинства их – простота и компактность конструкции и малая величина усилия включения.

Недостаток ленточного тормоза, как и всех одноколодочных тормозов, – одностороннее давление на тормозной вал, в результате чего в его материале возникают напряжения изгиба; повышается также износ опор этого вала.

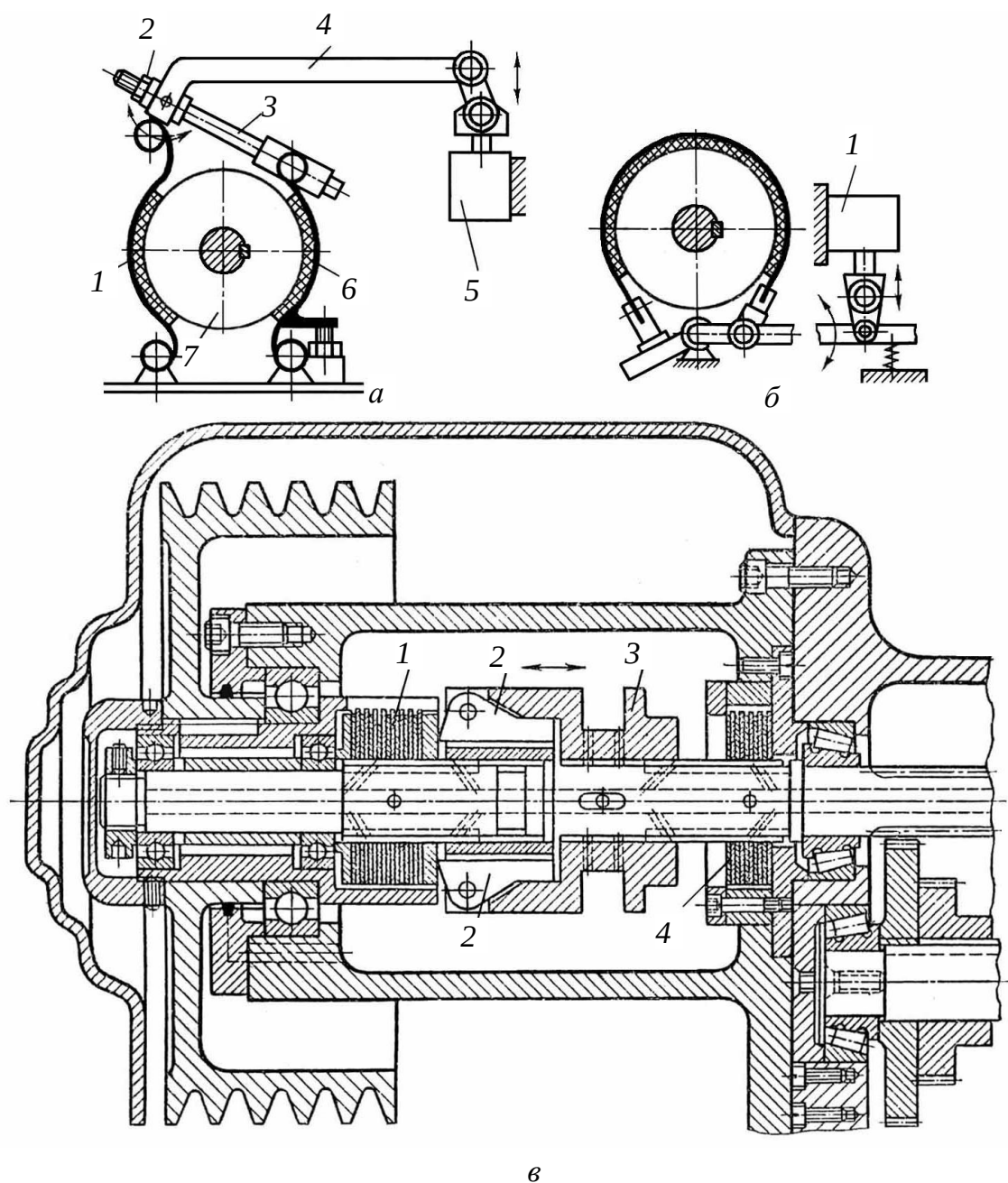


Рис. 8.1. Механические тормоза

Ленточный тормоз (рис. 8.1, б) работает по тому же принципу, что и колодочный. Приводным механизмом здесь является электромагнит или соленоид 1. В качестве тормоза можно использовать любую фрикционную муфту, лишив ее ведомую часть возможности вращаться. Поэтому по своей конструкции механические тормоза принципиально не отличаются от фрикционных муфт.

Многодисковый тормоз (см. рис. 8.1, в) работает следующим образом. На приводном валу расположены две многодисковые фрикционные муфты: муфта 1 привода и тормозная муфта 4. Скользящая между ними на шпонке фасонная втулка 3 в момент пуска перемещается влево и своей конической поверхностью поворачивает рычаги 2, которые перемещают нажимной диск муфты 1 влево и включают ее. При перемещении втулки 3 вправо включается тормозная муфта 4, приводная муфта выключается.

Для расчета основных размеров тормоза необходимо знание величины возникающего тормозного момента M_T . Пусть $M_{\text{и}}$ и $M_{\text{тр}}$ – моменты сил инерции затормаживаемых масс и сил трения, отнесенные к тормозному валу, тогда

$$M_T = M_{\text{и}} - M_{\text{тр}}. \quad (8.1)$$

Первое слагаемое правой части уравнения может быть найдено из уравнения работ. Если исходить из линейного закона изменения скорости при торможении, то

$$\frac{\mathfrak{I} \cdot \omega^2}{2} = M_{\text{и}} \cdot \varphi = M_{\text{и}} \frac{\omega \cdot t}{2}, \quad (8.2)$$

где $\mathfrak{I}$ – приведенный к валу тормоза момент инерции затормаживаемых масс, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

φ – угол поворота вала за время торможения, рад;

ω – угловая скорость, относительно которой начинается торможение, рад/с;

t – время торможения, с.

Если тормозной момент изменяется по какому-либо другому закону, то он может быть найден из уравнения динамического равновесия

$$(M_T + M_{\text{тр}}) \cdot dt + \mathfrak{I} \cdot d\omega = 0. \quad (8.3)$$

Расчеты тормозов приводятся в курсе «Детали машин» [8].

9. СУММИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ

Для суммирования движений на одном звене в кинематические цепи некоторых станков вводят специальные механизмы. В качестве таких механизмов используют винтовые пары, реечные и червячные передачи, дифференциалы с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами.

На рис. 9.1, *а*, *б* показаны две схемы дифференциальных механизмов, составленных из цилиндрических колес. На валах I и III (см. рис. 9.1, *а*) жестко установлены зубчатые колеса 1 и 4. Полый вал II имеет водило 5, в которое вмонтирован сателлитный вал 6 с колесами 2 и 3. Они находятся в зацеплении с колесами 1 и 4. Движение от валов I и II суммируются на валу III. Вращение ведомого вала III можно себе представить состоящим из двух движений: первое он получает от вала I при неподвижном вале II и второе – от вращения вала II при неподвижном вале I. Вал I передает вращение по цепи зубчатых колес 1–2, 3–4. При вращении вала II вместе с водилом сателлитное колесо 2, обкатываясь вокруг неподвижного колеса 1, получает вращение вокруг своей оси, которое и передает валу III при помощи передачи 3–4. Передаточное отношение от ведущих звеньев I и II к ведомому звену III:

$$i_{I-III} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}, \quad i_{II-III} = 1 - \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}. \quad (9.1)$$

Другой механизм (рис. 9.1, *б*) отличается от предыдущего формой водила 5. Вместо блока сателлитных колес 2 и 3 здесь установлено одно удлиненное колесо 3 на оси 6 и промежуточное колесо 2. Передаточное отношение механизма от звеньев I и II к звену III:

$$i_{I-III} = \frac{z_1}{z_4}, \quad i_{II-III} = 1 + \frac{z_1}{z_4}. \quad (9.2)$$

Большое распространение получил конический дифференциал (см. рис. 9.1, *в*). На валу I жестко установлено коническое зубчатое колесо 1. Вал II полый, связан с коническим колесом 3. Вал III имеет поперечную ось с двумя колесами 2. Числа зубьев всех колес одинаковы, поэтому передаточное отношение от вала I или II к валу III равно:

$$i_{I-III} = i_{II-III} = \frac{1}{2}. \quad (9.3)$$

В коническом дифференциале (рис. 9.1, *з*) поперечная ось с сателлитными колесами 2 смонтирована в водиле 4, связанным с валом II. Передаточное отношение от звена I и II к звену III:

$$i_{I-II} = 1, \quad i_{II-III} = 2. \quad (9.4)$$

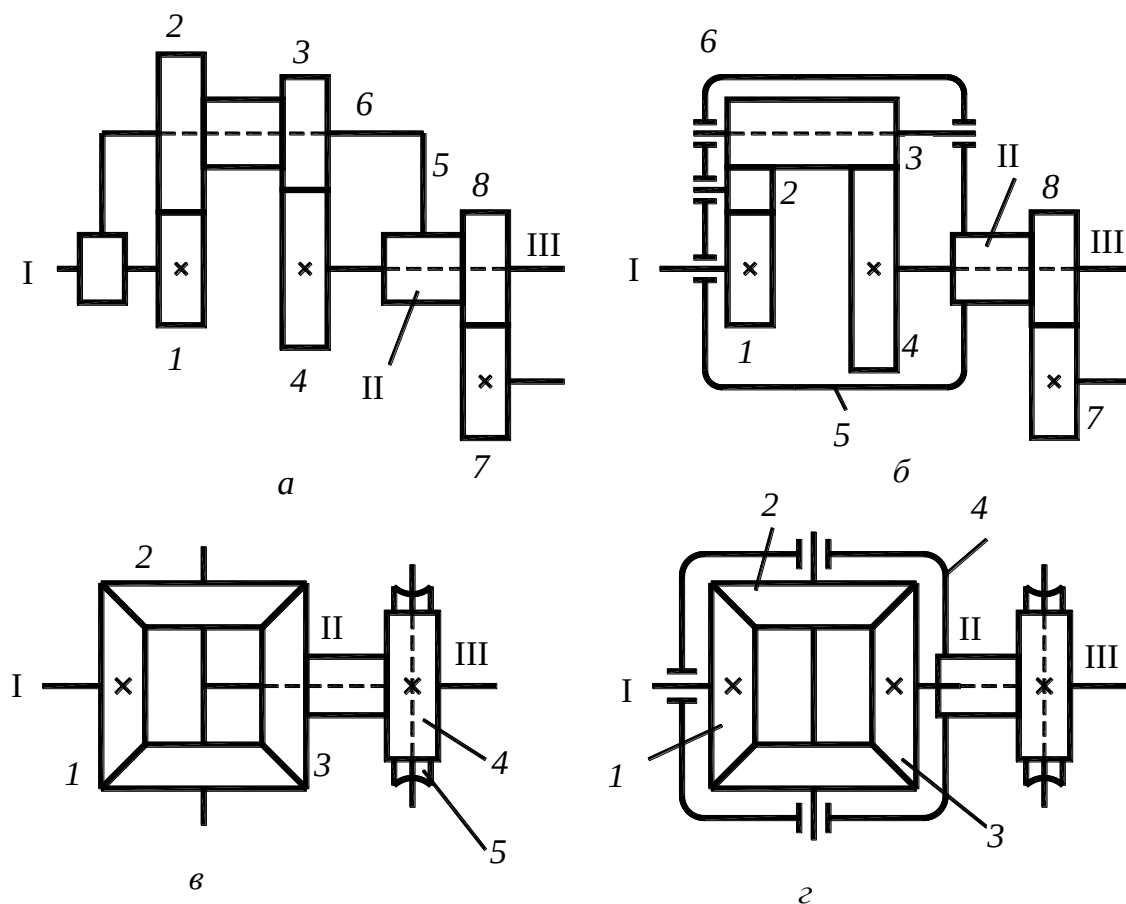


Рис. 9.1. Суммирующие механизмы

10. СИСТЕМЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

В процессе эксплуатации металлорежущих станков неизбежны кратковременные нарушения нормального режима работы. Причиной нарушения могут быть перегрузки механизмов станка, ошибочные включения отдельных механизмов и др. Все это нередко приводит к потере станком работоспособности, снижает его эксплуатационную надежность. Чтобы предотвратить указанные явления, станки оснащают системой предохранительных устройств. По назначению их можно разбить на три группы: 1) блокировочные устройства; 2) ограничители хода; 3) устройства от перегрузки станков.

10.1. Блокировочные устройства

Блокировочные устройства предотвращают ошибочное включение в работу каких-либо механизмов, если такое включение представляет угрозу работоспособности станка, например включение подачи стола фрезерного станка при неподвижном шпинделе (фрезе), одновременное включение движения суппорта токарно-винторезного станка по двум параллельным цепям: от ходового винта и от ходового вала. Чтобы исключить последствия неправильных включений, в механизмы станков вводят блокировочные устройства, которые, блокируя два (иногда и больше) органа управления, не допускают включения одного из них, если другой уже включен. Данная задача решается с помощью механических, гидравлических и электрических устройств.

Рассмотрим некоторые механические устройства.

На рис. 10.1 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. 10.1, *a*, – нейтральное. 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. 10.1, *б*), заблокирует его. Повернуть рукоятку 5 не удастся до возвращения рукоятки 2 в нейтральное положение.

Аналогично этому осуществлена блокировка двух параллельных валов, более удаленных один от другого (см. рис. 10.1, *в*). При повороте одного из дисков стержень 7 входит в углубление другого диска и блокирует его.

На рис. 10.2 показано устройство, блокирующее два вала с перпендикулярными осями. Нейтральным является положение дисков, при котором прямолинейные вырезы *a* и *б* находятся один против другого

(см. рис. 10.2, а). При повороте одного из дисков второй блокируется (см. рис. 10.2, б).

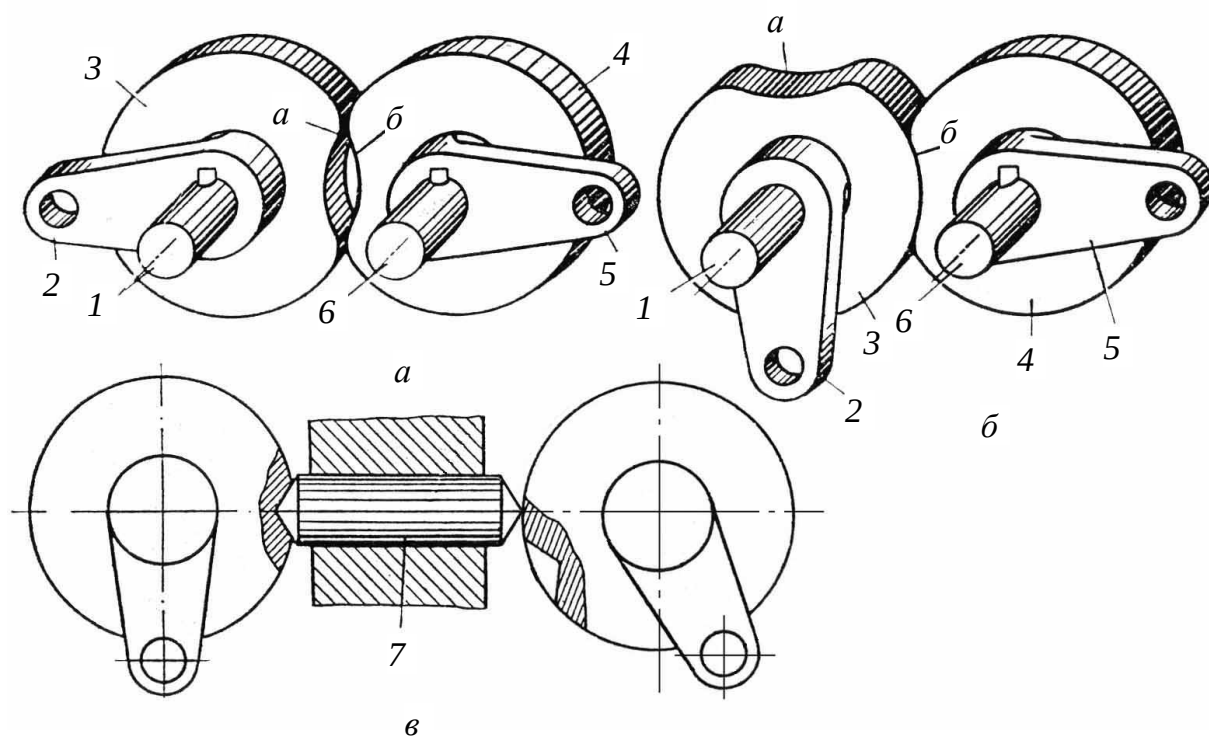


Рис. 10.1. Схемы блокировки параллельных валов

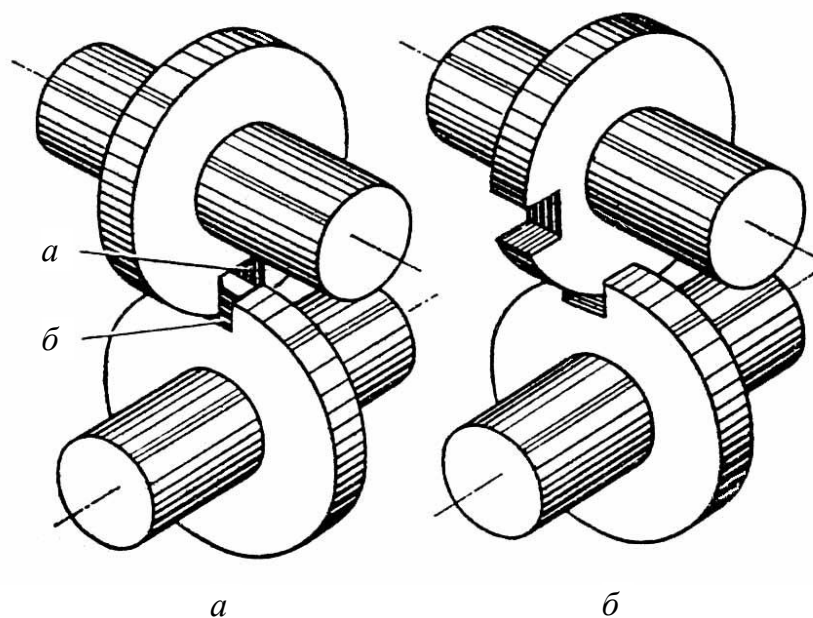


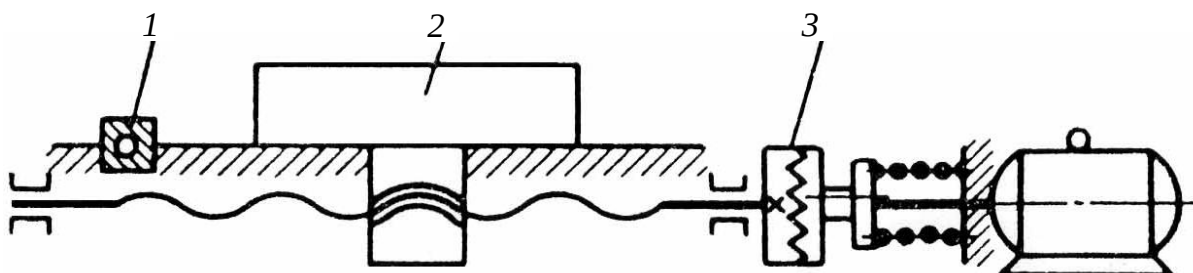
Рис. 10.2. Схемы блокировки перпендикулярных валов

10.2. Ограничители хода

Выбор схемы и конструкции устройства для ограничения хода подвижных частей станка зависит от назначения этого устройства и от требуемой точности ограничения. Ограничители хода делятся на предельные и размерные. Предельные ограничители хода устанавливаются с таким расчетом, чтобы движущаяся часть станка не доходила до опасного конечного положения на $3 \div 4$ мм, поэтому для них достаточна точность $\pm(0,5 \div 1)$ мм. Размерные ограничители должны ограничивать ход точнее, так как от этого зависит точность размеров обрабатываемой детали.

Останавливать движущийся узел в предельных положениях можно электрическими конечными выключателями, механическими либо комбинированными электромеханическими или электрогидравлическими устройствами.

Для точного ограничения используют в числе других и системы с жестким упором. В основе их работы лежит следующий принцип: на пути движения рабочего органа 2 (рис. 10.3) установлен жесткий упор 1, дойдя до которого подвижная часть станка останавливается. Сопротивление дальнейшему движению вызывает перегрузку в кинематической цепи, которая отключается с помощью предохранительной муфты 3.



10.3. Ограничение хода с помощью жесткого упора

Схема ограничителя хода подающим червяком представлена на рис. 10.4. Приводной вал (см. рис. 10.4, а) имеет шарнирное соединение с валом 2, на котором свободно смонтирован червяк 3. Когда суппорт доходит до жесткого упора или какого-либо препятствия и дальше перемещаться не может, вал 2 продолжает передавать вращение червяку 3 через кулачковую муфту 5. Полумуфта кулачковой муфты 5 может скользить вдоль по валу 2 на шпонке. Благодаря скошенным торцовым кулачкам полумуфта отходит назад, преодолевая сопротивление пружин 8 и нажимает на кривошип 7, который с помощью уступа 6 поддерживает червяк 3 в зацеплении с червячным колесом 4. При перегрузке червяк не поддерживается уступом 6 и под действием собственного веса падает

вниз, поворачиваясь на шарнире относительно оси 1, и выходит из зацепления с червячным колесом 4 (рис. 10.4, б). При этом подача выключается.

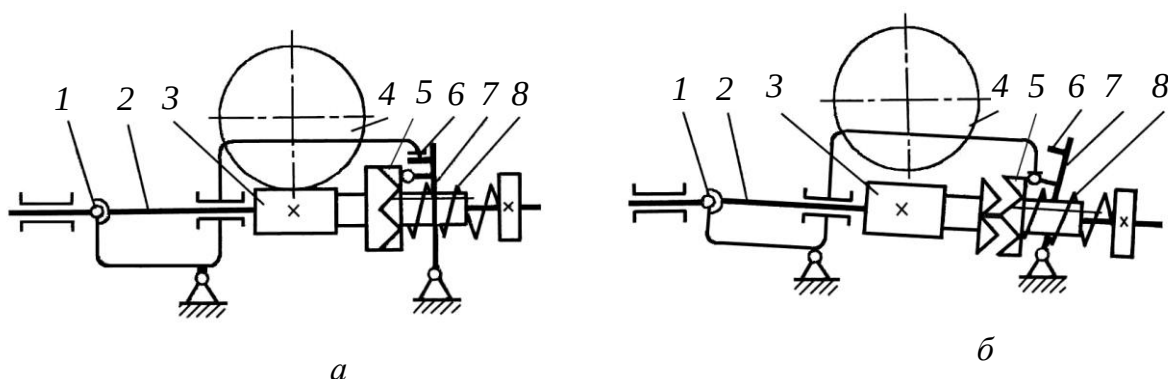


Рис. 10.4. Схемы ограничителей хода

10.3. Предохранительные устройства от перегрузки станков

Защита механизмов от перегрузки сводится к ограничению величины действующих нагрузок (сил, крутящих моментов, давления) и осуществляется электрическими, гидравлическими и механическими предохранительными устройствами. Общий принцип работы механических устройств основан на уравнивании действующих нагрузок, приведенных к месту установки предохранителя, и определяется точностью или упругостью звеньев чувствительного элемента.

Наибольшее распространение получили устройства с разрушающимся элементом (штифтом, шпонкой), разрывающие кинематическую цепь при перегрузке (см. гл. 7); кулачковые и шариковые предохранительные муфты, у которых происходит проскальзывание рабочих элементов при нарушении нормального режима работы, и муфты, фрикционные поверхности которых пробуксовывают при перегрузке. Действующие силы обычно уравнивают цилиндрическими пружинами сжатия, реже тарельчатыми или других форм.

Срезные предохранители применяют в тех случаях, когда перегрузки редки, а запас прочности механизмов велик.

Работа кулачковых и шариковых муфт основана на передаче движения от ведущего звена к ведомому при помощи скошенных торцовых кулачков или шариков. Возникающие осевые силы уравниваются одной центральной или группой цилиндрических пружин. На рис. 10.5 показаны кулачковая и шариковая муфты в основном исполнении.

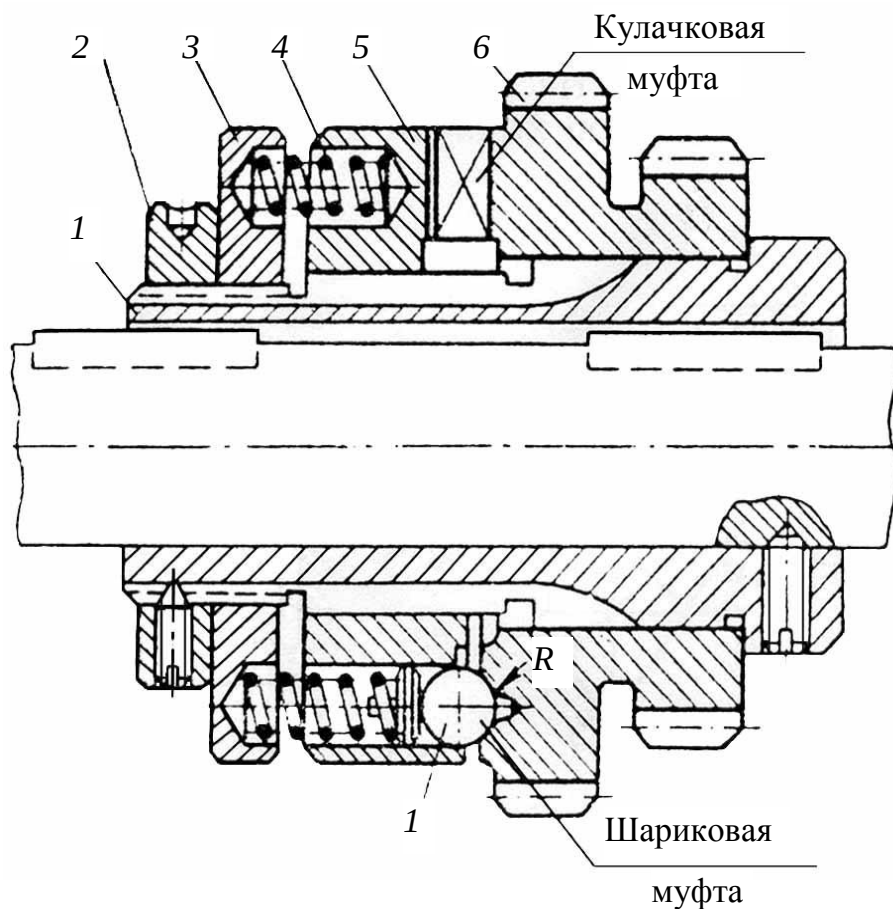


Рис. 10.5. Предохранительные муфты

Все устройство смонтировано на втулке 1: полумуфта 5 – на шлицах, колесо 6 – свободно. Осевые силы уравнивает группа пружин 4, натяжение которых регулируют при помощи гайки 2 и диска 3. В кулачковом варианте (рис. 10.5) полумуфта 5 и колесо 6 имеют торцовые кулачки. При перегрузке подвижная полумуфта 5 перемещается влево, сжимая пружины. Выступы кулачков выходят из впадин. Кулачки теперь контактируют своими торцами до тех пор, пока выступы не окажутся против очередных впадин. Под действием пружин полумуфта 5 перемещается вправо и выступы с ударом входят во впадины; и такое проскальзывание кулачков происходит до снижения окружной силы P до допускаемой величины.

В шариковом варианте роль кулачков играют шарики 7, находящиеся в контакте с тороидальным потаем или конусным потаем, призматическим пазом и шариками. При перегрузке шарики проскальзывают, перемещаясь одновременно вдоль оси отверстия в полумуфте 5.

Условие равновесия подвижного элемента в момент выключения муфты выражается равенством

$$P_{\text{пр}} = P \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f \right], \quad (10.1)$$

где $P_{\text{пр}}$ – суммарная сила отдачи всех пружин, Н;

P – окружная сила на кулачках, Н;

$\alpha = 45^\circ$ – угол наклона рабочей поверхности кулачков или касательной в точке контакта шариков к оси;

$\varphi = 5 - 6^\circ$ – угол трения;

D – наружный диаметр кулачков или диаметр окружности точек контакта шариков, мм;

d – средний диаметр контакта подвижной полумуфты в шлицевом соединении, мм;

$f = 0,15 - 0,17$ – приведенный коэффициент трения в шлицевом соединении.

Для шариковых муфт $d = D$.

При сочетании шарика с потаями или пазами

$$\alpha = \arcsin \frac{d_{\text{ш}} - h}{d_{\text{ш}}}, \quad (10.2)$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шариков, мм;

$h = (0,2 - 0,4) \cdot d_{\text{ш}}$ – высота, на которую шарики выступают из гнезда, мм.

Количество шариков в таких предохранителях колеблется от 2 до 16. При небольшом числе шариков (до 8) применяют центральную пружину, одну на все шарики, при большом количестве – индивидуальные пружины (как на рис. 10.5).

По конструкции шариковые муфты проще кулачковых. Условия контакта рабочих поверхностей при выключении шариковых муфт более благоприятны, вследствие чего, при одинаковой точности изготовления, они работают более надежно, чем кулачковые муфты.

На рис. 10.6 показаны конструкции фрикционных предохранительных муфт. Основными элементами у них являются фрикционные поверхности в виде конусов (рис. 10.6, а), конусная муфта соединяет два вала 4 и 6. Постоянное прижатие конусов осуществляется пружиной 3, регулируемой головкой 5. При перегрузке конусы 1 и 2 пробуксовывают.

Многодисковая предохранительная муфта представлена на рис. 10.6, б.

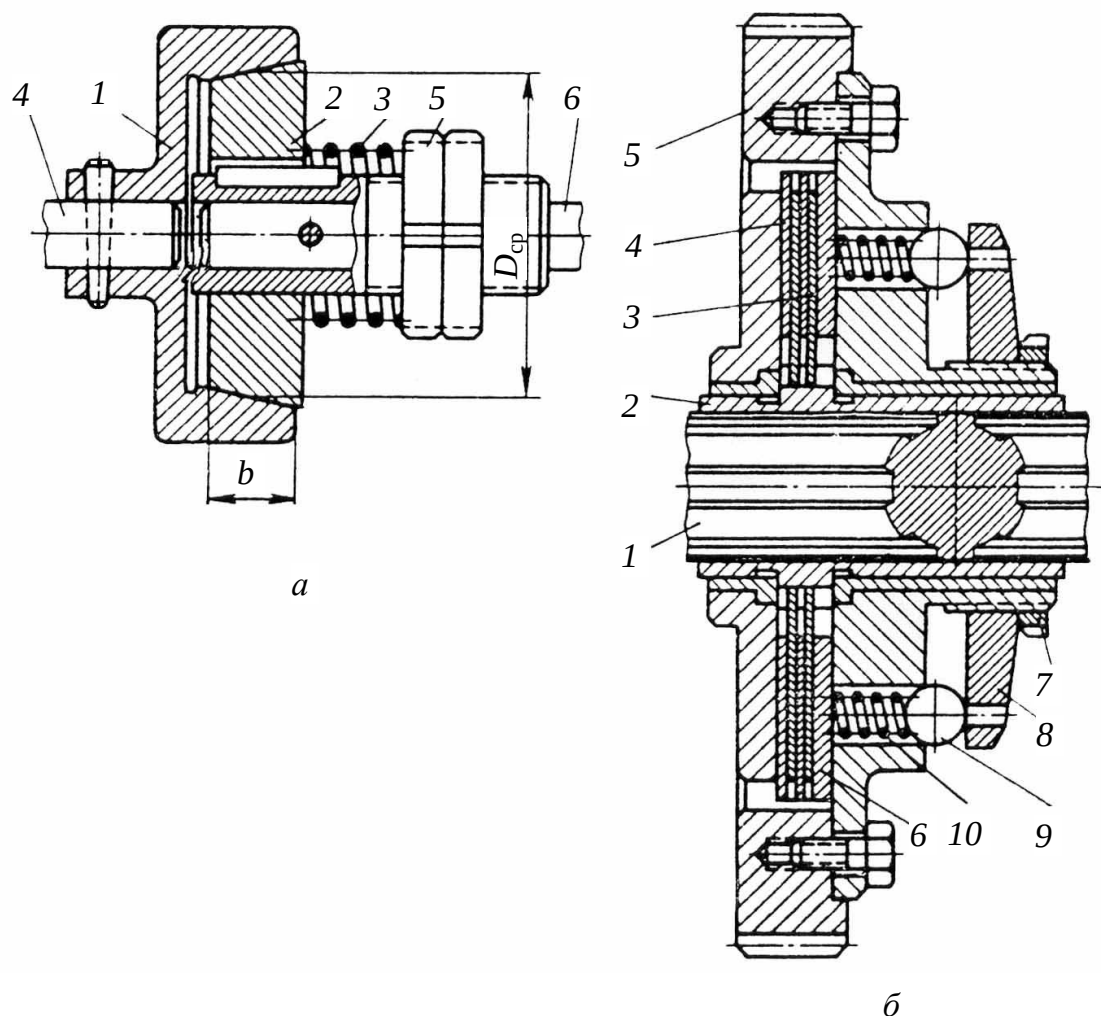


Рис. 10.6. Предохранительные муфты:
а – конусная; б – дисковая

Муфта выполнена в виде самостоятельного узла и монтируется на втулке 2, установленной на шлицевом участке вала 1. Корпусом для наружных дисков 4 служит колесо 5. Внутренние диски 3 посажены на шлицах втулки 2. Пакет дисков с помощью пружины 10 зажимается между стенкой колеса 5 и нажимным диском 6. Усилие сжатия пружин регулируется с помощью гайки 7, диска 8 и группы шариков 9.

Предельный крутящий момент, передаваемый конусной муфтой,

$$M_k = \frac{P_{\text{пр}} \cdot D \cdot f}{2 \sin \alpha}, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (10.3)$$

а дисковой муфтой –

$$M_{\text{к}} = 0,5 \cdot P_{\text{пр}} \cdot D \cdot f \cdot z, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (10.4)$$

где $P_{\text{пр}}$ – осевая сила, создаваемая пружиной, Н;

D – средний диаметр окружности контакта фрикционных поверхностей, мм;

f – коэффициент трения на фрикционных поверхностях;

α – половина угла при вершине конуса, град;

z – количество дисков.

11. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА

11.1. Классификация зажимных устройств

Зажимные устройства относятся к приспособлениям для механической обработки и позволяют осуществить установку и закрепление заготовки, взаимную ориентацию заготовки и инструмента, а также установку и закрепление инструмента. Кроме того, предусматривают зажимные устройства узлов для предотвращения изменения их относительного положения в процессе работы от сил резания и веса.

По уровню специализации зажимные устройства можно разделить на три группы: универсальные, нормализованные и специальные.

Универсальные зажимные устройства при использовании их для закрепления различных по форме и размерам заготовок не требуют доработки или доукомплектования и нуждаются лишь в переналадке. К зажимным устройствам этого типа относятся токарные патроны, машинные тиски и т. д.

Нормализованные зажимные устройства при переходе от одного типоразмера детали к другому требуют доработки и доукомплектования. К ним относятся, например, токарные патроны, в которых детали закрепляются в сырых кулачках, базовые поверхности которых обрабатываются в сборе с патроном.

Специальные зажимные устройства служат для закрепления только конкретной детали.

По степени автоматизации зажимные устройства можно классифицировать на две основные группы: устройства с ручным приводом и управлением и устройства с автоматизированным приводом и управлением.

В свою очередь, зажимные устройства с автоматизированным приводом и управлением, в зависимости от типа привода, подразделяются на механические, гидравлические, пневматические и магнитные.

11.2. Устройства для установки и закрепления заготовок на шпинделе станка

К зажимным устройствам этого типа относятся в первую очередь токарные патроны, которые могут быть использованы для закрепления заготовок также и на внутришлифовальных станках.

Кулачковые патроны предназначены для закрепления коротких заготовок в широком диапазоне диаметров и по числу зажимных кулачков могут быть двух-, трех- и четырехкулачковыми.

Наибольшее распространение в универсальных станках с ручным управлением получили самоцентрирующие трехкулачковые патроны. Самоцентрирующий токарный кулачковый патрон содержит следующие основные элементы и механизмы: элементы установки и закрепления заготовки (кулачки различных типов); механизмы самоцентрирования (спирально-реечный, клиновым, рычажный, винтовой, мембранный, комбинированный); механизм привода перемещения кулачков (ручной с передачей высокой редукции, электромеханический, гидравлический, пневматический, комбинированный); механизм для установочного перемещения каждого кулачка (винтовой с обыкновенной или дифференциальной резьбами, рифления с винтовым закреплением и т. д.).

На рис. 11.1 показана конструкция самоцентрирующих трехкулачковых патронов со спирально-реечным механизмом перемещения кулачков.

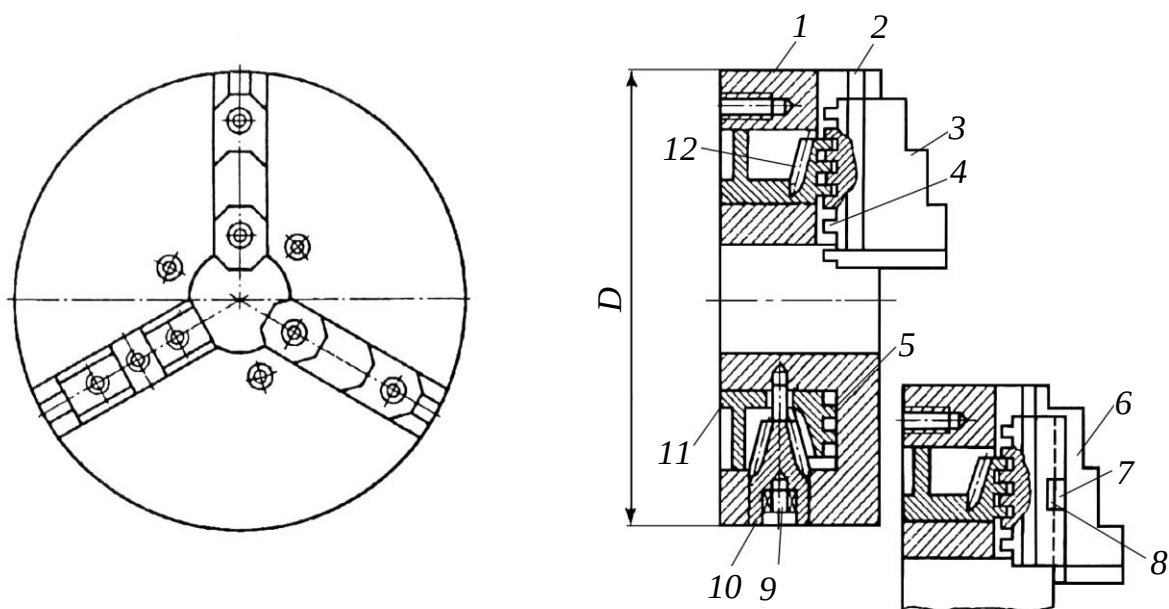


Рис. 11.1. Патроны самоцентрирующие трехкулачковые

В корпусе 1 выполнены радиальные пазы, в которых размещены кулачки 3. На торцах кулачков 3 выполнены рейки 4, зацепляющиеся со спиралью 5 спирального диска 11, на котором выполнен конический зубчатый венец 12, входящий в зацепление с тремя коническими шестернями 10 ручного привода с гнездами 9. Сменные накладные кулачки 6 сопрягаются с основными 3 посредством шпоночных выступов 7 и пазов 8. Форма зажимной поверхности накладного кулачка может быть различной в зависимости от конфигурации обрабатываемой детали. Крепление патрона на шпинделе осуществляется через переходной фланец, закрепленный на торце корпуса 1.

Широкое распространение получили клиновые и рычажно-клиновые самоцентрирующие патроны с механизированным приводом. Ход зажимных кулачков в этих патронах невелик, поэтому в них используются сменные накладные кулачки. Замена кулачков занимает много времени, что определяет область применения этих патронов – крупносерийное и массовое производства.

Конструкция трехкулачкового рычажно-клинового патрона представлена на рис. 11.2.

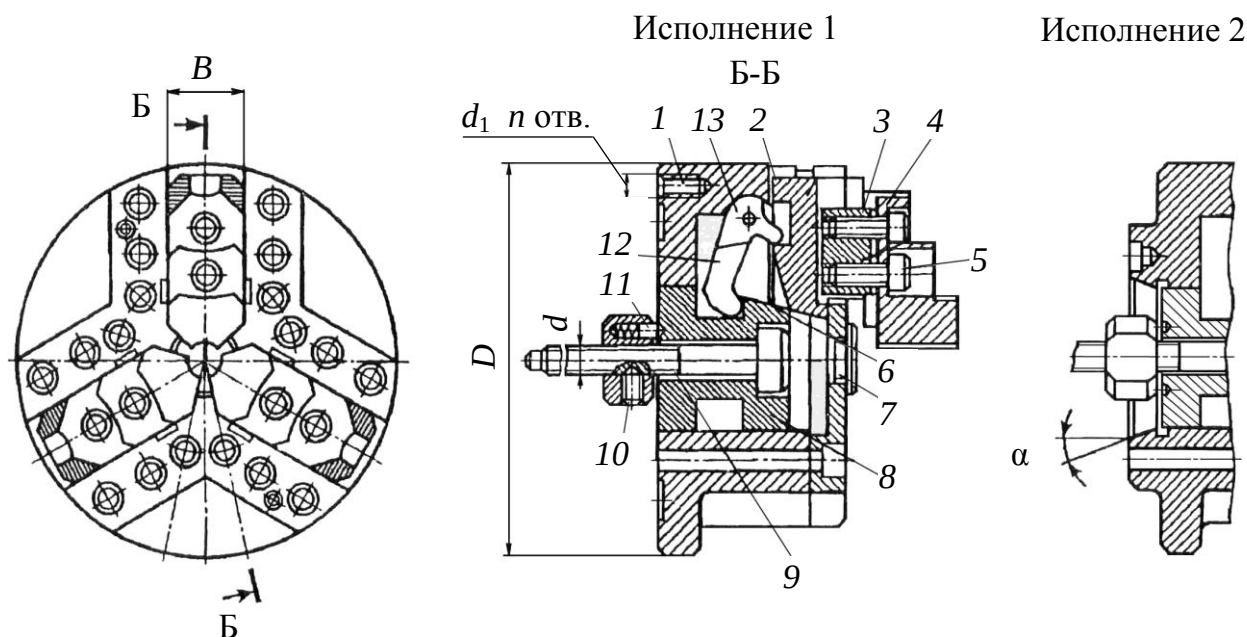


Рис. 11.2. Патроны токарные самоцентрирующие трехкулачковые рычажно-клиновые

Рычажно-клиновые патроны изготавливаются в двух исполнениях – с креплением через проходной фланец по отверстиям d_1 и с креплением на фланец шпинделя. В радиальных пазах корпуса 1 патрона размещены ползуны 2 с рифлеными поверхностями на торцах, с которыми контактируют рифления на сменных накладных кулачках 3. Последние закрепляются на ползунах посредством сухарей 4 и винтов. В центральном отверстии корпуса размещена втулка 8, которая винтом 9 связана с тягой штока силового цилиндра, закрепленного с задней стороны шпиндельной бабки станка. Гайка 10 с фиксатором 11 удерживает винт 9 от самоотвинчивания. Этим же винтом регулируется положение ползунов 2 относительно поршня силового цилиндра при снятой пробке 7. Рычаги 12 связывают втулку 8 с ползунами 2. Рычаги опираются на цилиндрические поверхности 13, выполненные в корпусе 1. Усилие, развиваемое силовым цилиндром, передается через тягу на втулку 8 и далее через

рычаги на ползуны, которые при этом сходятся к центру патрона. При обратном ходе штока силового цилиндра наклонные плоскости 6, выполненные на втулке 8, разводят ползуны 2. Патроны выпускаются с наружным диаметром D от 125 до 630 мм.

В станках с ЧПУ наибольшее распространение получили самоцентрирующие патроны с клиновыми или поликлиновыми механизмами самоцентрирования. Эти механизмы имеют высокую жесткость, однако ход кулачков невелик, и требуется частая смена кулачков. Разнообразные конструкции патронов для станков с ЧПУ приведены [9].

Самоцентрирование прутковых заготовок обеспечивают цанговые патроны. Цанговые патроны используются в основном в токарно-револьверных станках и автоматах. Главным элементом этих патронов является зажимная цанга (рис. 11.3). Цанга выполняется в виде стальной закаленной втулки с прорезями, образующими несколько упругих лепестков, части внутренних поверхностей которых являются зажимными. Цанга имеет наружную коническую поверхность с углом при вершине 30° .

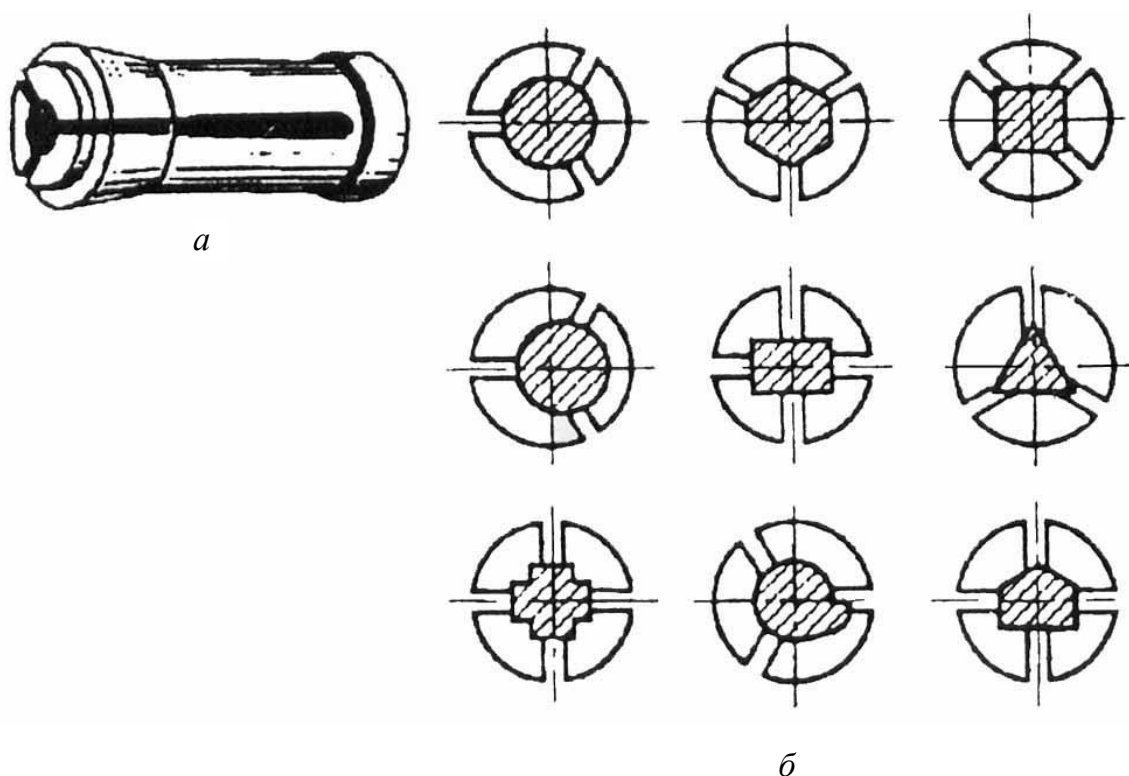


Рис. 11.3. Зажимные цанги:

a – общий вид зажимной цанги; b – профили отверстий в цангах

Наибольшее распространение получили цанговые патроны трех типов: нажимные, натяжные и с нажимным элементом. На рис. 11.4 показаны схемы трех типов цанговых патронов. Патрон нажимного действия содержит цангу 1, которая с усилием F_3 вдвигается в коническое отверстие корпуса 2 с углом конуса 31° , закрепленного на шпинделе станка. К недостаткам такого патрона следует отнести снижение усилий зажима под действием сил резания. Патрон натяжного действия предусматривает втягивание цанги 1 и в коническое отверстие шпинделя 3 с углом конуса 29° . В этом случае при малых габаритах обеспечивается высокая жесткость и повышение усилия зажима под действием сил резания.

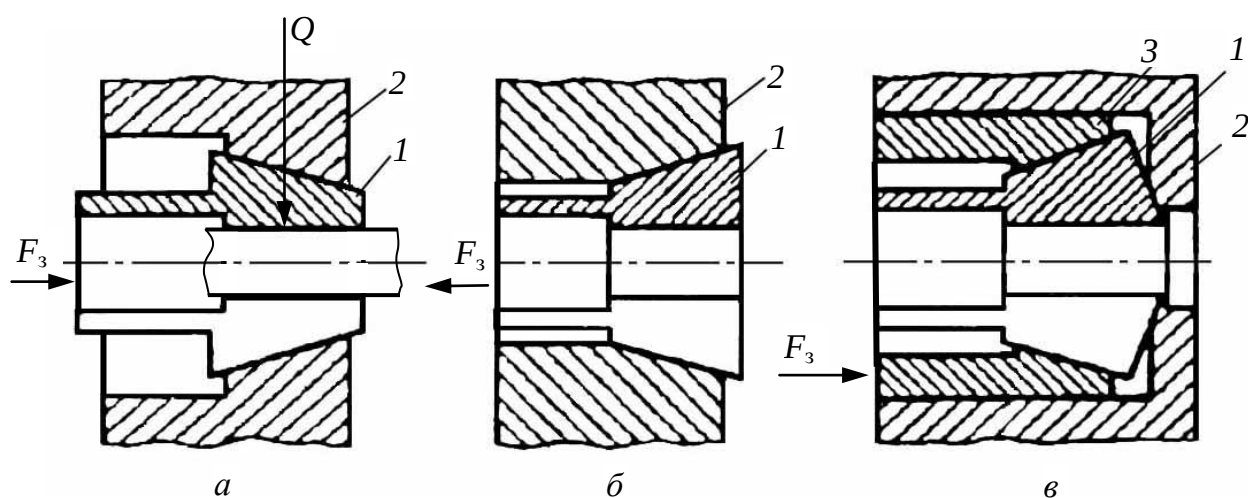


Рис. 11.4. Схемы действий цанговых патронов:
 а – патрон нажимного действия; б – патрон натяжного действия;
 в – патрон с промежуточной втулкой

Однако при зажиме прутка-заготовки наблюдается его осевое смещение и отход от упора, расположенного в револьверной головке станка. Это снижает точность обработки в осевом направлении.

Потеря осевой точности исключена в патронах третьего типа, где на неподвижную в осевом направлении цангу 1, упирающуюся в корпус 2, закрепленный на шпинделе станка (шпиндель на рис. 11.4, в не показан), воздействует перемещаемый от привода зажима нажимной элемент 4 – втулка с внутренней конической поверхностью. Этот патрон исключает смещение прутка – заготовки при зажиме, однако радиальные габариты такого патрона больше, чем у патронов нажимного и натяжного типа. Как правило, цанговые патроны имеют электромеханический, пневматический и гидравлический приводы зажима, которые воздействуют на цанги через трубу, расположенную в отверстии шпинделя.

Для цангового патрона осевое усилие на цанге

$$F_3 = \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot Q, \text{ Н}, \quad (11.1)$$

где Q – зажимное усилие, Н;

α – угол конуса цанги 1, град;

φ – угол трения между цангой 1 и корпусом 2 или промежуточной втулкой 3, град ($\operatorname{tg} \varphi = f = 0,1 - 0,15$).

Коэффициент усилия

$$i = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \quad (11.2)$$

11.3. Механизмы зажима инструмента в шпинделе станка

На рис. 11.5 показаны разновидности механизмов зажима инструмента в шпинделе станков различных типов (фрезерных, многоцелевых и т. п.).

В схеме на рис. 11.5, *а* закрепление оправки 1 в коническом отверстии шпинделя 2 производится от пакета тарельчатых пружин 4. Один конец пружин упирается в торец шпинделя, а другой связан с тягой 5. Тяга 5 воздействует через цангу 3 на хвостовик оправки, осуществляя закрепление инструмента. Разжим производится гидроцилиндром 6, перемещающим тягу 5 и цангу 3 влево, в результате чего освобождается конический хвостовик оправки. Золотник 7 управляет подачей масла в рабочую полость (на рис. 11.5, *а* не показана) при подходе гидроцилиндра 6 к торцу тяги 5.

В конструкции на рис. 11.5, *б* зажимная втулка 2, связанная с подпружиненной тягой 4 (пружины не показаны), передает усилие на оправку 1 через шарики 3.

На рис. 11.5, *в* показан цанговый механизм зажима, в котором усилие с тяги 4 передается на лепестки 2 цанги и далее на оправку 1 с инструментом. Раскрытие лепестков цанги происходит с помощью пружин 3.

В рассмотренных механизмах из-за неисправностей в механизме (поломка пружин) или специфических условий резания, не исключаящих «подхват» инструмента (например, из-за неконтролируемого роста резания), возможно его осевое перемещение и поломки. Кроме того, для обеспечения большого усилия зажима требуется последовательная установка жестких пружин.

На рис. 11.5, *з* показана схема механизма зажима, в котором исключены отмеченные выше недостатки. Сравнительно небольшое усилие пружины 1 передается при зажиме через конические поверхности втулок 2, 3, торец втулки 5 и шарики 4 (схема ниже оси) на тягу 6.

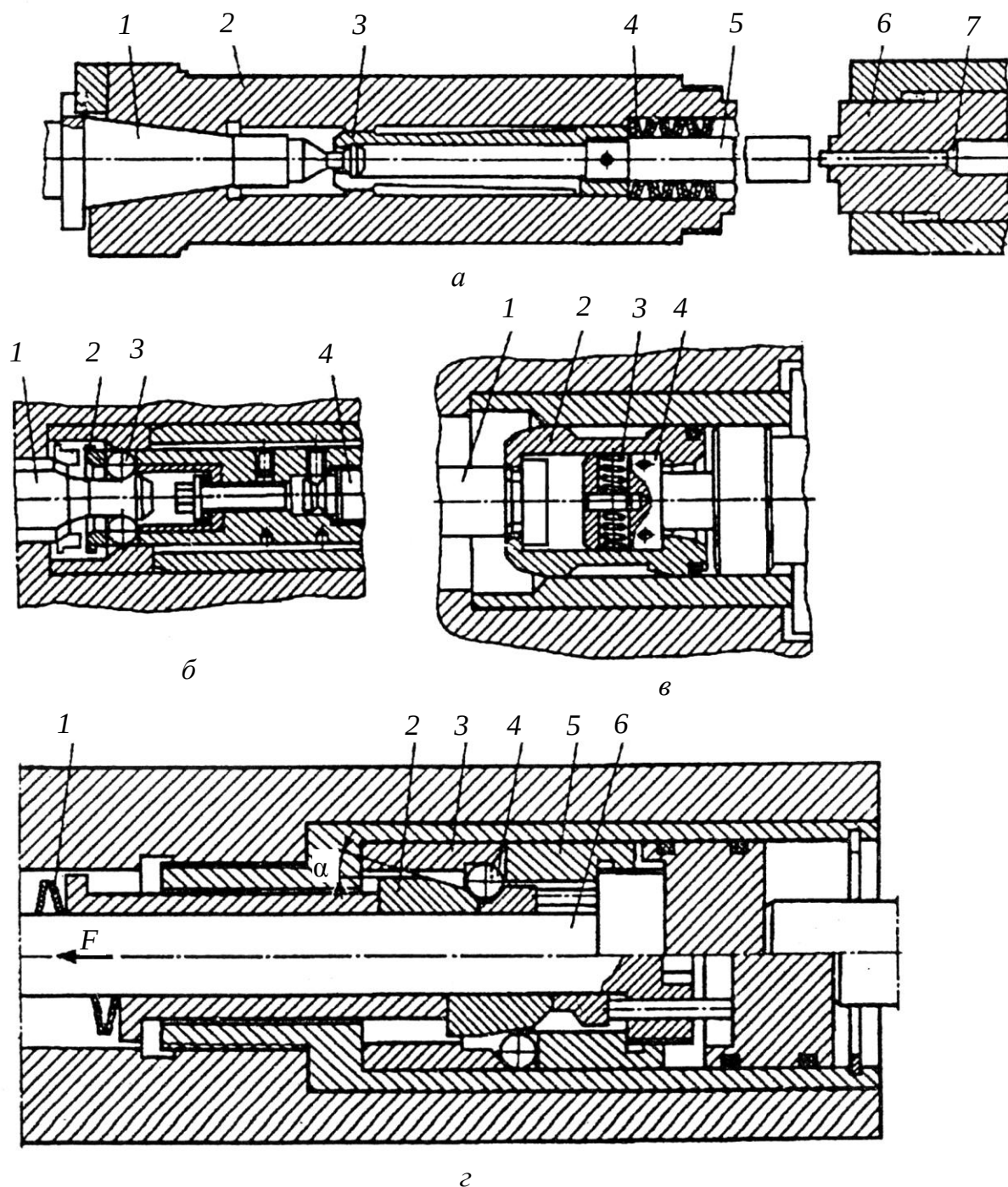


Рис. 11.5. Механизмы зажима в шпинделе станка

Выбором углов конусов ($\alpha \approx 12^\circ$) на втулках можно обеспечивать увеличение усилия пружины 1 при передаче его на шток 6 в пять и более раз. Таким образом, образуется «замок» и перемещение инструмента от усилий резания практически невозможно (выше оси показано положение элементов механизма при разжиме).

Механизмы для закрепления заготовок на столе станка подробно рассмотрены [2, 9].

12. УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТА (АСИ)

Для уменьшения вспомогательного времени в автоматизированных станках, в станках с ЧПУ широко применяют различные АСИ. Они позволяют также автоматически производить смену затупившегося инструмента. АСИ содержат накопители инструментов (многооперационные резцедержатели, револьверные головки, инструментальные магазины); автооператоры (манипуляторы) с захватными устройствами для съема и установки инструмента в шпиндель станка; транспортирующие и зажимные устройства, объединенные общей системой управления.

АСИ должны иметь необходимое для обработки наиболее сложных деталей количество инструмента, обеспечить минимальное время его смены, быть простыми по конструкции, безопасными в работе, обладать высокой надежностью, обеспечивать высокую точность позиционирования инструмента в шпинделе станка.

Наиболее сложными по конструкции является АСИ для станков с ЧПУ, особенно многоцелевых (МС). АСИ можно разделить на три группы: с инструментом, постоянно закрепленным в шпиндельных узлах, установленных в гнездах револьверной головки; со сменой инструмента в шпинделе станка и комбинированные. В устройствах АСИ с *инструментом, постоянно закрепленным в шпиндельных узлах*, каждый из шпинделей со своими опорами в рабочей позиции получает вращение от главного привода. Револьверная головка, подобная головкам токарно-револьверных станков, устанавливается на вертикально-перемещающейся каретке, которая для смены инструмента (путем поворота револьверной головки) смещается в крайнее верхнее положение. При таком решении отпадает необходимость в специальных автооператорах и транспортных устройствах, обеспечивается минимальное ($2\div 3$ с) время смены инструмента. Однако в этом случае при приемлемых габаритах узла количество применяемого инструмента ограничено (обычно 6 инструментов).

Устройства для смены инструмента в шпинделе станка различают видом магазина, его расположением, а также наличием и видом автооператора. Независимо от типа магазина и устройства АСИ режущие инструменты устанавливают в шпиндель станка или гнездо магазина не непосредственно, а с помощью стандартных инструментальных оправок, в которых инструменты закрепляют, а если требуется, то и настраивают на заданный размер вне станка.

На большинстве станков используют оправки с коническим хвостовиком с конусностью 7:24, что позволяет при смене легко (при от-

сутствии самоторможения) извлекать их при смене из шпинделя и гнезд магазина. В шпинделе станка оправка (см. рис. 12.1, *а*) при зажиме затягивается с помощью ввернутого в нее хвостовика 1; на цилиндрическом фланце 2 выполняется кольцевая канавка 4 треугольной или прямоугольной формы, с помощью которой оправка захватывается губками автооператора. Передача крутящего момента от шпинделя на оправку осуществляется торцовыми шпонками с помощью радиальных пазов 3. В связи с этим оправка вводится в отверстие шпинделя обязательно в определенном угловом положении. В этом же положении должен автоматически останавливаться шпиндель станка.

При загрузке магазина оправка с закрепленным в ней инструментом также должна быть строго ориентирована в гнезде магазина. Она удерживается в гнезде с помощью подпружиненного фиксатора.

Для сокращения номенклатуры оправок разработаны унифицированные инструментальные комплекты вспомогательного инструмента МС.

Схема построения такого комплекта показана на рис. 12.1, *б*. Комплект состоит из различных основных оправок 2, закрепляемых в шпинделе станка 1, переходных втулок или оправок 5, различных патронов 4, что позволяет закреплять режущий инструмент 3 различного типа и размера.

Для создания запаса инструментов, необходимых для обработки различных заготовок, применяют магазины различной емкости, в зависимости от назначения станка. Для обработки деталей с малым числом плоскостей и отверстий достаточно нескольких инструментов, а для обработки сложных корпусов, обрабатываемых с нескольких сторон, с множеством точных отверстий, требуется несколько десятков инструментов.

Исследования, проведенные под руководством А.А. Маталина [6], показали, что из всего многообразия корпусных деталей средних размеров, которые целесообразно обрабатывать на МС, в среднем примерно 18 % требуют применения не более 10 инструментов, 50 % – до 20, 17 % – до 30, 10 % – 40 и 5 % – до 50 инструментов. Только для особо сложных деталей требуется до 100 инструментов и более. Поэтому наибольшее распространение получили магазины емкостью до 30 инструментов, преимущественно дисковые и барабанные. Цепные магазины чаще всего имеют емкость порядка 40÷60 инструментов.

Значительно реже, в основном на крупных МС, используют магазины емкостью 100÷120 инструментов и более.

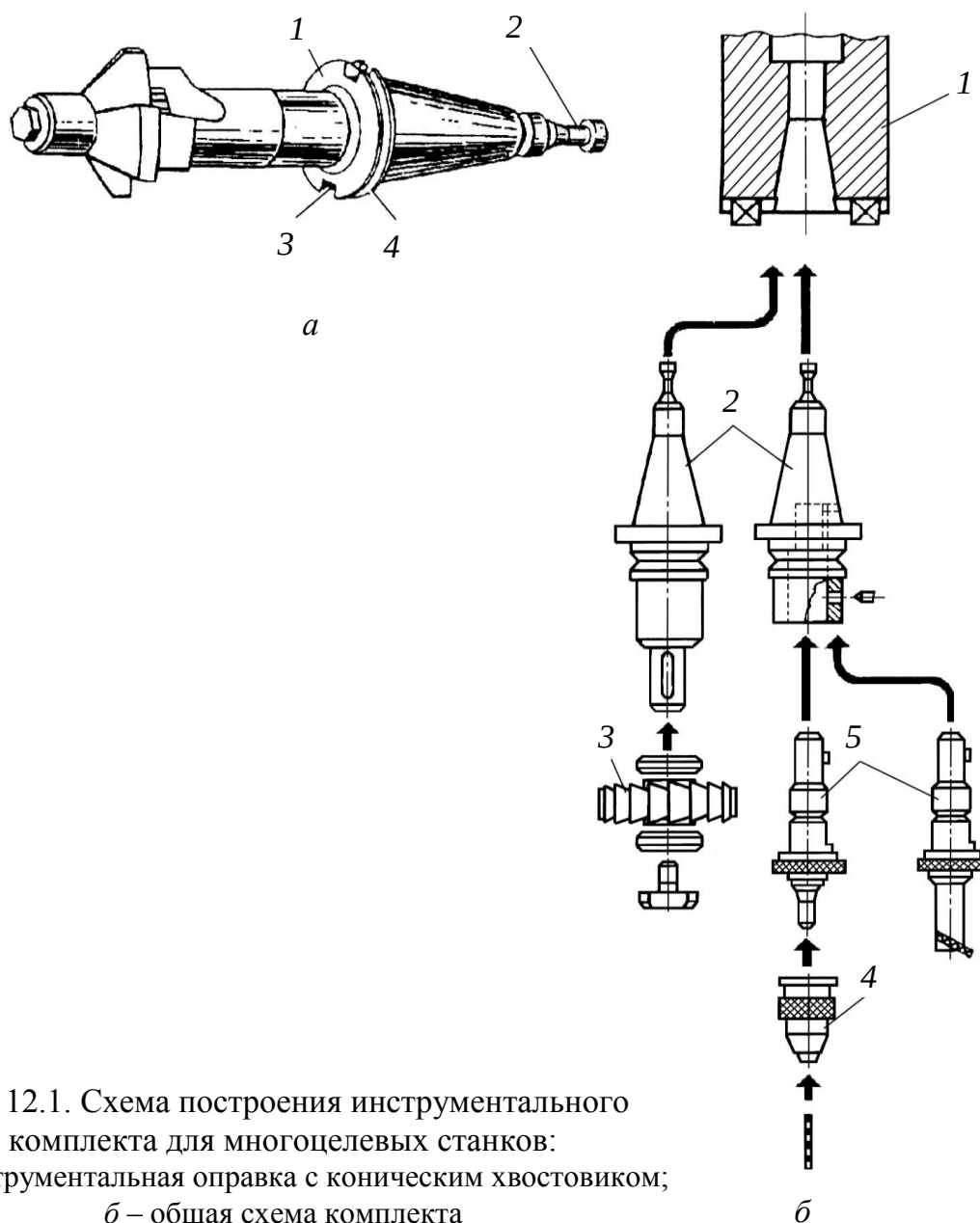


Рис. 12.1. Схема построения инструментального комплекта для многоцелевых станков:
а – инструментальная оправка с коническим хвостовиком;
б – общая схема комплекта

Магазины могут быть расположены непосредственно на подвижной шпиндельной бабке, неподвижно на стойке в верхней ее части или сбоку, иногда автономно рядом со станком на отдельной стойке.

При размещении магазина на шпиндельной бабке (см. рис. 12.2, *а*) обеспечивается постоянство расположения магазина 1 относительно оси шпинделя 3, что упрощает конструкцию и цикл работы автооператора 2, уменьшает время смены инструмента.

Кроме того, смена инструмента может производиться без смещения шпиндельной бабки с координаты в любой ее позиции, обеспечивая

высокую точность обработки соосных отверстий. Однако емкость магазина ограничена по габаритным соображениям.

Смена инструмента в ряде конструкций осуществляется взаимными движениями шпиндельной бабки и магазина без манипулятора и транспортных устройств, что упрощает конструкцию АСИ и цикл его работы.

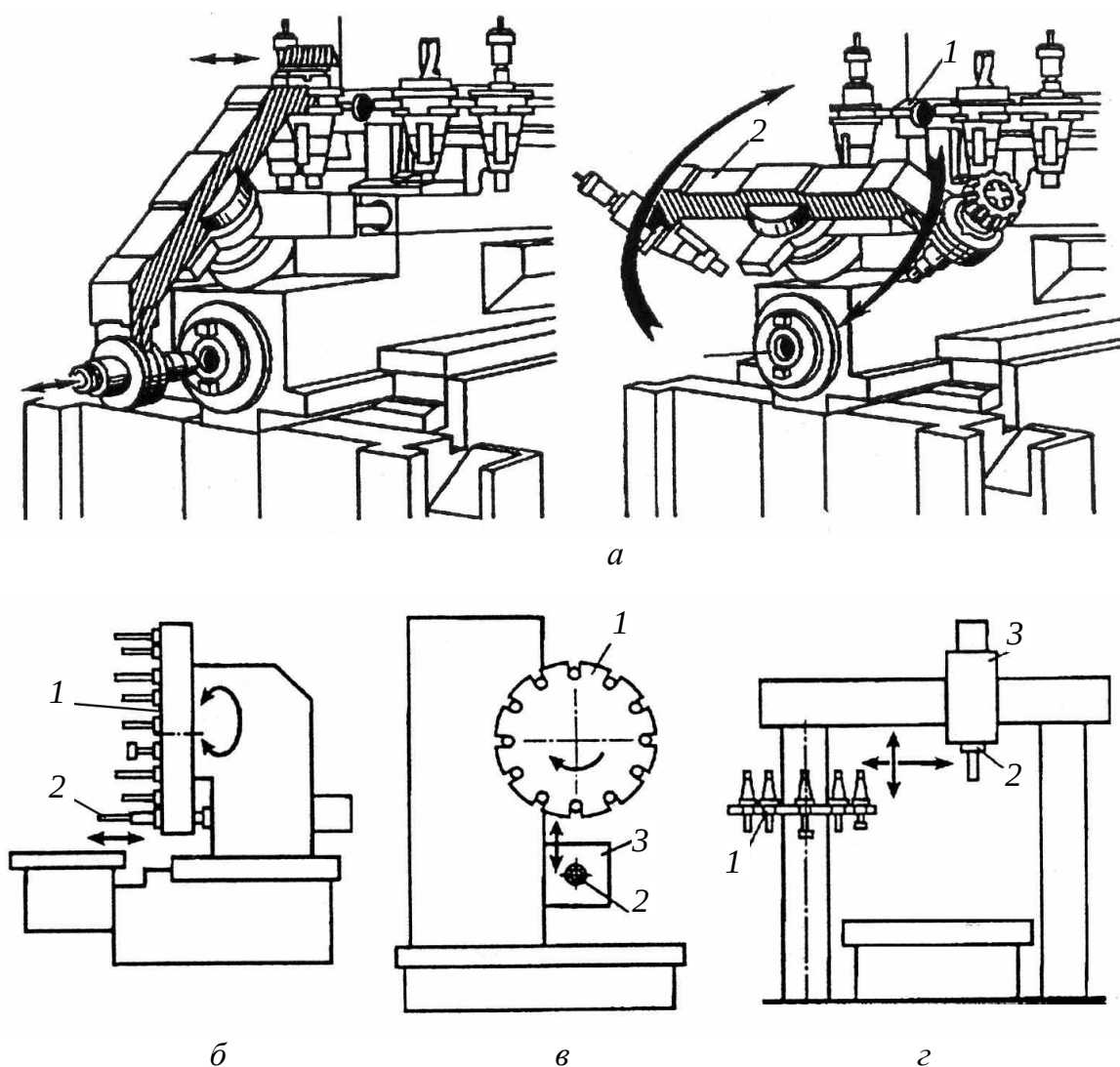


Рис. 12.2. Устройства автоматической смены инструментов с магазинами: *а* – магазин установлен на шпиндельной бабке; *б* – смена инструмента при соосном расположении инструмента в магазине и шпинделе; *в* – смена инструмента при параллельном расположении инструмента в магазине и шпинделе; *г* – смена инструмента с линейным расположением инструмента в магазине

На рис. 12.2, *б* представлена схема станка, оснащенного дисковым магазином с горизонтальной осью поворота. Захват инструмента и его перемещение к заготовке через паз магазина *1* происходит при продоль-

ном перемещении пиноли шпинделя 2. Этот способ смены инструмента имеет существенные недостатки, связанные несовмещенными вспомогательными движениями пиноли, поворотом магазина и сравнительно небольшой емкостью, недостаточной жесткостью шпиндельного узла при его значительном вылете.

Кроме того, инструментальный магазин находится в рабочей зоне станка. Для вынесения магазина из рабочей зоны станка его размещают сбоку (см. рис. 12.2, в) или сверху. Здесь для смены инструмента магазин 1 перемещается вниз и требуемый инструмент устанавливается соосно шпинделю 2 станка. При движении шпиндельной бабки 3 вперед происходит его захват. Извлечение отработавшего инструмента происходит путем захвата инструментальной оправки свободным гнездом магазина и отвода назад шпиндельной бабки.

Способ смены инструмента для продольно-обрабатывающих МС приведен на рис. 12.2, г. На МС дисковый магазин расположен на боковой стойке и может совершать два движения: поворот для поиска сменяемого инструмента и перемещение вдоль своей оси для смены инструмента.

После выполнения очередного перехода шпиндельная бабка совершает быстрый ход влево до совмещения оси отработавшего инструмента со свободным гнездом магазина. Магазин поднимается, забирает оправку с инструментом из шпинделя (к этому моменту оправка автоматически раскрепляется), опускается, поворачивается для поиска следующего инструмента и вновь поднимается, заталкивая его в шпиндель. Сейчас же следует закрепление инструмента в шпинделе. Магазин опускается в нижнее положение, а шпиндельная бабка совершает быстрый ход вправо для обработки очередной поверхности заготовки. Недостаток этого способа смены инструмента – значительные потери времени на вспомогательные перемещения магазина и шпиндельной бабки.

Для сокращения времени смены инструмента при расположении магазина вне рабочей зоны применяют автооператоры. АСИ с автооператорами отличаются большим конструктивным разнообразием, что определяется многообразием инструментальных магазинов, а также их расположением и расположением инструментальных оправок в магазинах (вертикально, горизонтально, наклонно). На МС с горизонтальным шпинделем ИР–500МФ4, ИР–800 МФ4 и многих зарубежных станках устанавливают инструментальный магазин 1 и на стойку станка (рис. 12.3, а). Для связи магазина со шпинделем 3 станка используют автооператор 2 с двумя захватами. Существуют две принципиальные схемы работы автооператора.

В первой схеме при смене инструментов автооператор совершает ход снизу вверх, захватывает оправку инструмента, находящегося в гнезде магазина, и вытаскивает ее в направлении оси. Далее следует смещение автооператора вниз и возврат вдоль оси в исходную позицию. Инструмент, находящийся в шпинделе, зажимается нижним захватом автооператора. Затем автооператор ходом вдоль оси шпинделя вытаскивает отработавший инструмент. Следует поворот автооператора вокруг своей оси на 180° – к шпинделю подводится сменяемый инструмент; ходом вдоль оси инструмент засылается в шпиндель, где автоматически закрепляется. После этого каретка автооператора передвигается вверх для переноса отработавшего инструмента в магазин.

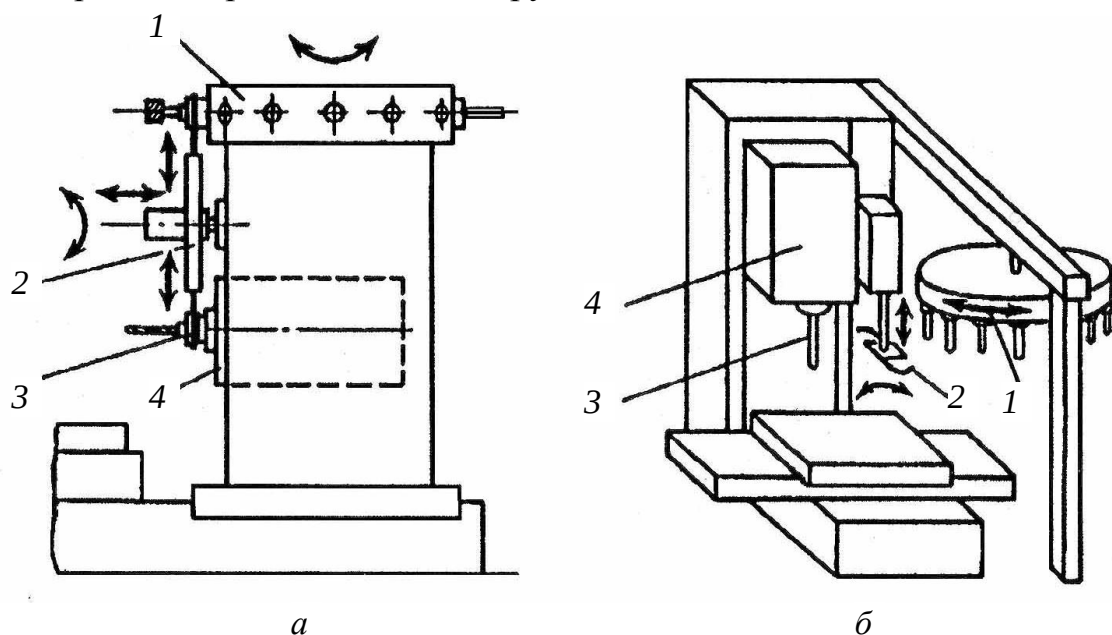


Рис. 12.3. Устройства автоматической смены инструмента с автооператорами:

а – для станков с горизонтальной осью шпинделя;
б – для станков с вертикальной осью шпинделя

В другой схеме (рис. 12.3, *б*) смены инструмента автооператор не имеет вертикального перемещения. При смене инструментов он, поворачиваясь вокруг горизонтальной оси, одновременно захватывает инструменты из магазина и шпинделя, а затем ходом вдоль оси вытаскивает их, поворотом на 180° меняет местами и вставляет в магазин и шпиндель. Цикл смены заканчивается поворотом автооператора в горизонтальное нейтральное положение, при котором он не мешает повороту магазина и вертикальному перемещению шпиндельной бабки. Как видно, вторая схема отличается более простым циклом работы автоопера-

тора. Однако она обладает существенным недостатком: при повороте автооператор может задевать инструменты, расположенные в соседних гнездах магазина. Поэтому расстояние между гнездами должно быть больше, а следовательно максимальное количество инструментов в магазине одинакового диаметра D будет меньше, чем в первой схеме. Время, затрачиваемое непосредственно на смену инструмента АСИ такого типа, в станке ИР–500МФ4 составляет 6 с, однако общее время на смену (от «стружки до стружки») может составлять $16 \div 21$ с, в зависимости от положения, которое занимает шпиндельная бабка после окончания предыдущего рабочего хода. В станке с вертикальной осью шпинделя (рис. 12.3, б) автооператор 2, поворачиваясь своими захватами, защемляет инструментальные оправки в шпинделе 3 станка и в магазине 1. При ходе вниз автооператор извлекает их из шпинделя и магазина, поворачивается на 180° , меняя оправки местами, и ходом вверх устанавливает оправки в шпиндель и магазин; затем автооператор поворачивается в среднее нейтральное положение, позволяющее шпиндельной бабке 4 перемещаться к обрабатываемой детали, а магазину – поворачиваться для поиска следующего по циклу инструмента.

У большинства станков с рассмотренными устройствами АСИ смена инструментов может выполняться только при одном положении шпиндельной бабки.

Этого недостатка не имеет устройство АСИ для крупных МС с горизонтальным шпинделем и дисковым (см. рис. 12.4, а) или цепным (см. рис. 12.4, б) магазином. Захваты автооператора 4 могут выдвигаться из корпуса каретки, а вся каретка – перемещаться вверх и вниз на стойке станка. В нижнем положении каретки, показанном на схеме, левый захват автооператора, выдвигаясь, защемляет оправку инструмента в магазине. При ходе каретки вдоль оси инструмента он вынимается из магазина, и каретка передвигается по стойке в положение напротив шпинделя 1. Совершая аналогичный цикл движений, правый захват автооператора вытаскивает сменный инструмент из шпинделя, после чего происходит поворот автооператора и смена инструментов. Недостаток устройства АСИ – сложность конструкции автооператора из-за необходимости получения раздельного движения захватов.

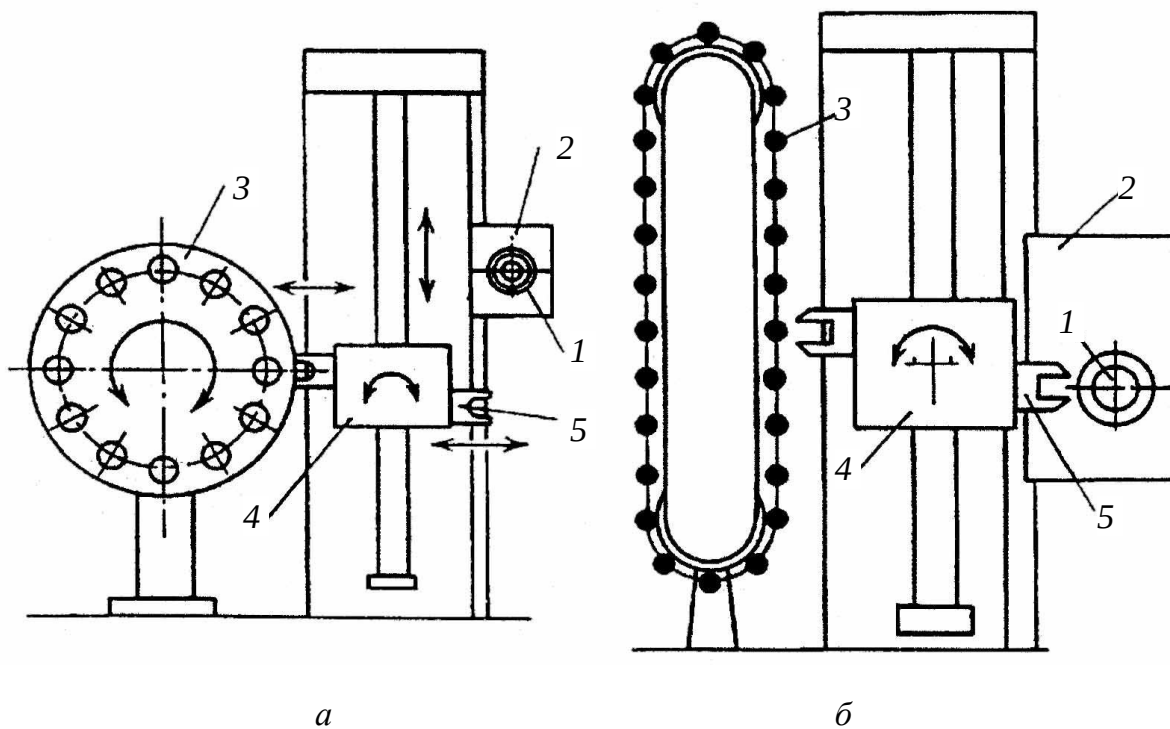


Рис. 12.4. Устройства автоматической смены инструмента с автооператором:
a – с дисковым магазином; *б* – с цепным магазином

13. СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ

13.1. Смазочные материалы

В современных станках существуют две специальные гидравлические системы: смазывания и охлаждения. Система смазывания должна обеспечить надежное смазывание всех основных трущихся сопряжений станка. При этом резко 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.

Большое влияние на работу машин оказывает правильный выбор смазочного материала. Основные функции смазочного материала заключаются в следующем: в обеспечении низкого коэффициента трения; отвода теплоты от трущихся поверхностей; удалении продуктов изнашивания из зоны трения и предотвращении попадания инородных частиц в зазор; защите деталей от коррозии.

Основным показателем, характеризующим смазочные материалы, является их способность снижать износ трущихся поверхностей.

Достаточно порой ввести в зону контакта смазочный материал толщиной около 0,1 мкм, как силы трения снижаются в 10 раз и износ – в 1000 раз.

По физическому состоянию смазочные материалы делятся на: жидкие (основные), пластичные и твердые. В качестве жидкого смазочного материала в большинстве случаев применяют масло на основе нефтяных углеводородов (основной смазочный материал современных машин).

Пластичные смазочные материалы имеют в своем составе 75–95 % минеральных масел, 5–20 % – загустителя, образующего «каркас», в котором удерживается минеральное масло и 0–5 % присадок.

В тех случаях, когда обычные смазочные материалы применять нежелательно (в вакууме, при больших нагрузках и низких скоростях), применяют твердые смазочные материалы, характеризующиеся высокой теплостойкостью. Недостатком твердых смазочных материалов является отсутствие способности самовосстановления при разрушении смазочной пленки.

Многие положительные свойства современных масел достигаются введением в них химических веществ (присадок), без которых масла не могли бы удовлетворять современным требованиям (противозадирные свойства, вязкостно-температурные характеристики и т. п.).

В зависимости от условий работы рекомендуется применять следующие смазочные материалы:

- при высоких нагрузках и низких скоростях – вязкие масла (пластичные, твердые);
- при высоких скоростях – высококачественные масла с низкой вязкостью;
- при высоких температурах – жидкие масла с присадками, твердые смазочные масла.

Минеральные масла. Смазочные масла на минеральной основе применяют для смазывания и охлаждения, переноса теплоты (теплоносители), в качестве рабочих жидкостей для гидравлических систем.

Основные показатели качества масла при их выборе для обеспечения работоспособности деталей машин следующие: скорость изнашивания контактирующих поверхностей, нагрузка, заедание, коэффициент трения и прирабочные свойства. Вспомогательные характеристики: вязкостно-температурная зависимость, антикоррозийность, вспениваемость, высоко- и низкотемпературные свойства, окислительная способность, диаэрация, совместимость с материалами уплотнений.

Одна из наиболее важных характеристик смазочных масел – вязкость. Она отражает свойства масла сопротивляться деформации сдвига или скольжению слоев, т. е. определяет внутреннее трение.

По закону Ньютона сила внутреннего трения F_T пропорциональна скорости сдвига dv/dh и площади S поверхностей трения:

$$F_T = \eta S dv/dh \quad (13.1)$$

или

$$\tau = \frac{F_T}{S} = \eta dv/dh, \quad (13.2)$$

где η – динамический коэффициент вязкости;

dv – приращение скорости, соответствующее приращению dh координаты;

h – толщина смазочного слоя.

Вязкость большинства применяемых масел составляет $5 \div 100$ сПз.

Отношение динамической вязкости η к плотности ρ называют кинематической вязкостью: $\nu = \frac{\eta}{\rho}$.

Сжимаемость масел характеризуется коэффициентом сжимаемости β , под которым понимают относительное изменение объема, происходящее на единицу изменения давления:

$$\beta = \frac{1}{V_0} \cdot \frac{dV}{dc}, \quad (13.3)$$

где V_0 – начальный объем;
 dV/dc – изменение объема при изменении давления.

Величина E , обратная коэффициенту сжимаемости β , называется модулем объемной упругости; $E = (1,5 - 1,75) \cdot 10^3$ МПа. Модуль объемной упругости и смазочная способность масла зависят от наличия воздуха в масле. Наличие нерастворенного воздуха вызывает образование пены даже при малом (менее 0,1 %) количестве воды, что отрицательно сказывается на эксплуатационных качествах масел.

Температурное расширение минерального масла характеризуется температурным коэффициентом объемного расширения α , под которым понимают относительное изменение объема при изменении температуры на 1 °С,

$$\alpha = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (13.4)$$

Ориентировочно считают, что при нагревании на 1° объем изменяется на 0,07 %.

Теплоемкость минеральных масел характеризуется удельной теплоемкостью C , которая определяет количество теплоты, необходимое для повышения температуры единицы массы на 1° С. При температуре до 100° теплоемкость $C = (2,05 - 2,1)$ кДж/(кг·°С).

Теплопроводность минеральных масел характеризует теплопроводящие свойства:

$$\lambda = 0,135 \text{ Вт/(м·°С)}. \quad (13.5)$$

Кроме того, масла характеризуются температурой вспышки; температурой застывания; противокоррозионными характеристиками, оцениваемыми по кислотному числу, которое определяется количеством (мг) едкого калия (КОН), необходимым для нейтрализации 1 г масла; противозносными характеристиками. Типы масел, используемые в станках, и их основные свойства приведены [7].

Пластичные смазочные материалы. Пластичные смазочные материалы представляют собой твердые или полутвердые продукты – дисперсии загустителя в жидком смазочном материале.

Самую большую группу составляют мыльные смазочные материалы (кальциевые, натриевые, литиевые, бариевые, алюминиевые и т. п.), от состава загустителя которых зависят их свойства.

Смазывание пластичными материалами обеспечивает снижение трения и износа в подшипниках в широком диапазоне температур при длительной эксплуатации, достаточную механическую стабильность (способность сохранить первоначальные свойства после деформирования) и предотвращение попаданий в механизм воды и абразивных частиц; в подшипниках смазочный материал распределяется тонким слоем и образует снаружи уплотнение, препятствующее его вытеканию и попаданию загрязнений. При низких нагрузках консистенция смазочного материала остается практически неизменной, обеспечивая защиту от коррозии; поглощение небольшого количества загрязняющих примесей без ухудшения фрикционных свойств; диапазон рабочих температур от -70 до $+350$ °С.

Главным ограничителем применения является отсутствие отвода теплоты. В станках пластичный смазочный материал используют в основном для смазывания подшипников, тихоходных зубчатых колес, где имеется плохая герметизация.

К антифрикционным смазочным материалам относятся:

- солидол синтетический – мазь от светло-коричневого до темно-коричневого цвета. Рабочая температура $+70 \dots -20$ °С. Используется в подшипниках качения $nd \leq 1,5 \cdot 10^5$ мм/мин, где n – частота вращения, мин⁻¹; d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм;
- литол-24 – мазь коричневого цвета. Рабочая температура $+30 \dots -40$ °С. Используется в узлах трения всех типов;
- циатим-202. Рабочая температура $+90 \dots -40$ °С. Используется для смазывания скоростных подшипников, небольших зубчатых передач.

Для скоростных шпинделей применяют смазочные материалы циатим-221, циатим-202, ВНИИНП-223.

Твердые смазочные материалы (графиты, дисульфит молибдена и др.) характеризуются широким диапазоном рабочей температуры, высокой нагрузочной способностью, большой долговечностью, они не нуждаются в системах подачи смазочного материала и уплотнениях. Недостаток смазывания этими материалами – отсутствие отвода теплоты смазочным материалом и более высокое трение поверхностей, чем при применении жидких масел.

Твердые смазочные материалы применяют в основном в виде порошков или паст с концентрацией твердых компонентов 20÷70 % общей массы (в качестве жидких компонентов используют минеральные масла).

Наибольшее применение нашли графит и дисульфит молибдена.

Графит обладает высокими смазочными свойствами, которые в наибольшей степени проявляются в присутствии влаги, он химически стабилен. Дисульфит молибдена имеет очень высокую химическую стабильность, стоек к большинству кислот, обладает диамагнетизмом.

13.2. Режимы смазывания

Конструкция систем и устройств для смазывания зависит от требуемого режима смазывания. При гидростатическом режиме (рис. 13.1, *а* и *б*) трущиеся поверхности разделены масляным слоем толщиной $h = 20 \div 100$ мкм при любых сочетаниях скоростей ($0 \div 80$ м/с) и нагрузок, и благодаря этому достигается минимальный износ.

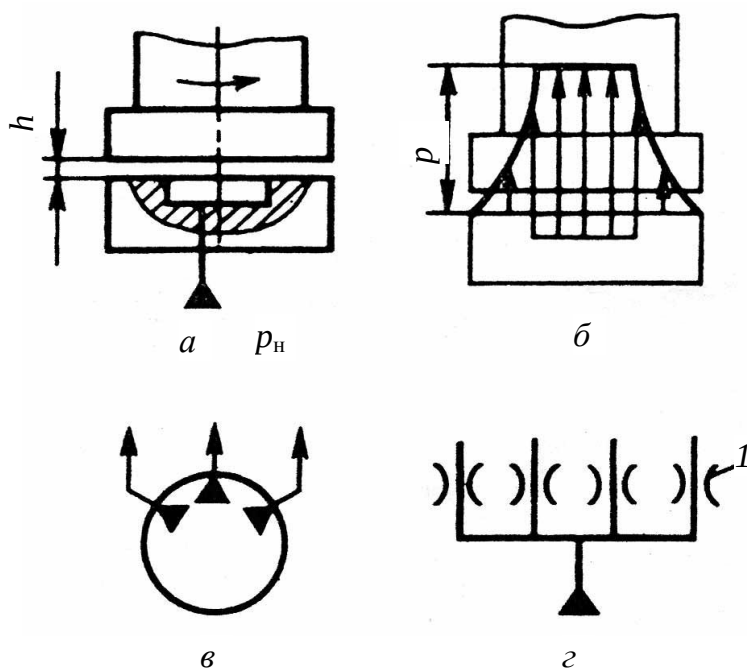


Рис. 13.1. Гидростатическое смазывание опоры:
а – схема опоры; *б* – распределение давления в кармане подпятника; *в*, *г* – системы питания карманов

Отличительными особенностями являются высокое давление p_n масла на входе в подшипник (до 20 МПа, а в большинстве случаев 3÷5 МПа) и значительный расход (до 600 л/мин) масла через опоры.

В качестве систем питания преимущественно используют многопоточные насосы (см. рис. 13.1, в), когда в каждый карман масло подается от своего потока, либо через дроссели, когда применяется один насос, а подвод масла к каждому карману осуществляется через дроссель 1 (см. рис. 13.1, з).

Гидродинамический режим смазывания (рис. 13.2) образуется в клинообразной щели при определенных скоростях V скольжения (не менее $1 \div 1,5$ м/с). Давление p_m в зазоре (рис. 13.2, б) возникает вследствие затягивания в него вязкой жидкости, перемещаемой микронеровностями поверхности вала. Гидродинамический режим наблюдается при работе подшипников скольжения, направляющих, зубчатых и червячных передач при определенных сочетаниях скорости скольжения, давления p в зоне контакта и вязкости η смазочного материала. Устойчивый режим сохраняется в диапазоне скоростей $1,5 \div 60$ м/с.

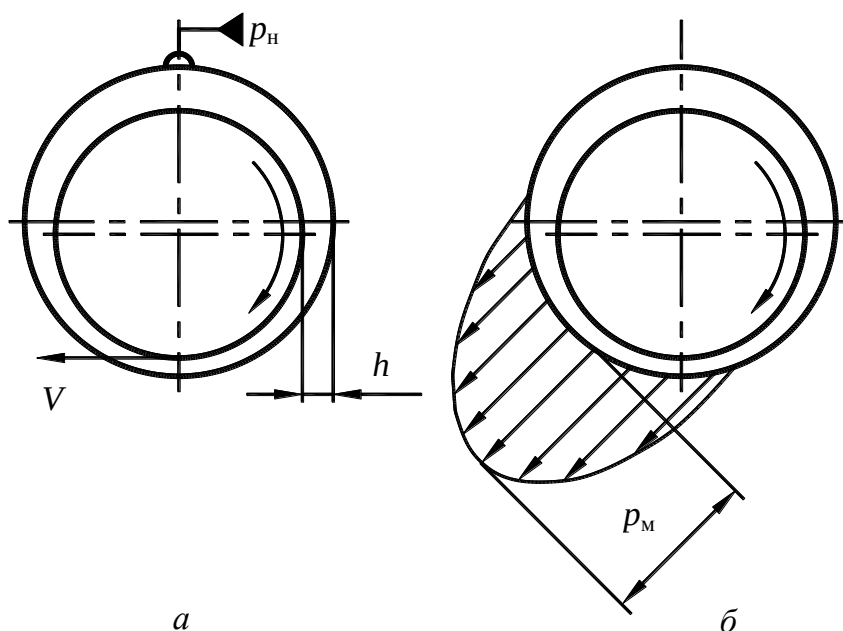


Рис. 13.2. Схемы гидродинамического подшипника (а) и распределения давления в клинообразном зазоре (б)

Система смазывания при образовании гидродинамического режима имеет простую конструкцию и не требует высокого давления p_n (обычно $p_n = 0,1 \div 0,3$ МПа). Масло может подаваться самотеком от многопоточного насоса с помощью регулируемых и нерегулируемых дросселей.

Контактно-гидродинамический режим (рис. 13.3) характерен для зубчатых, цепных передач, подшипников качения, кулачков и при высоких контактных давлениях (до 200 МПа и более).

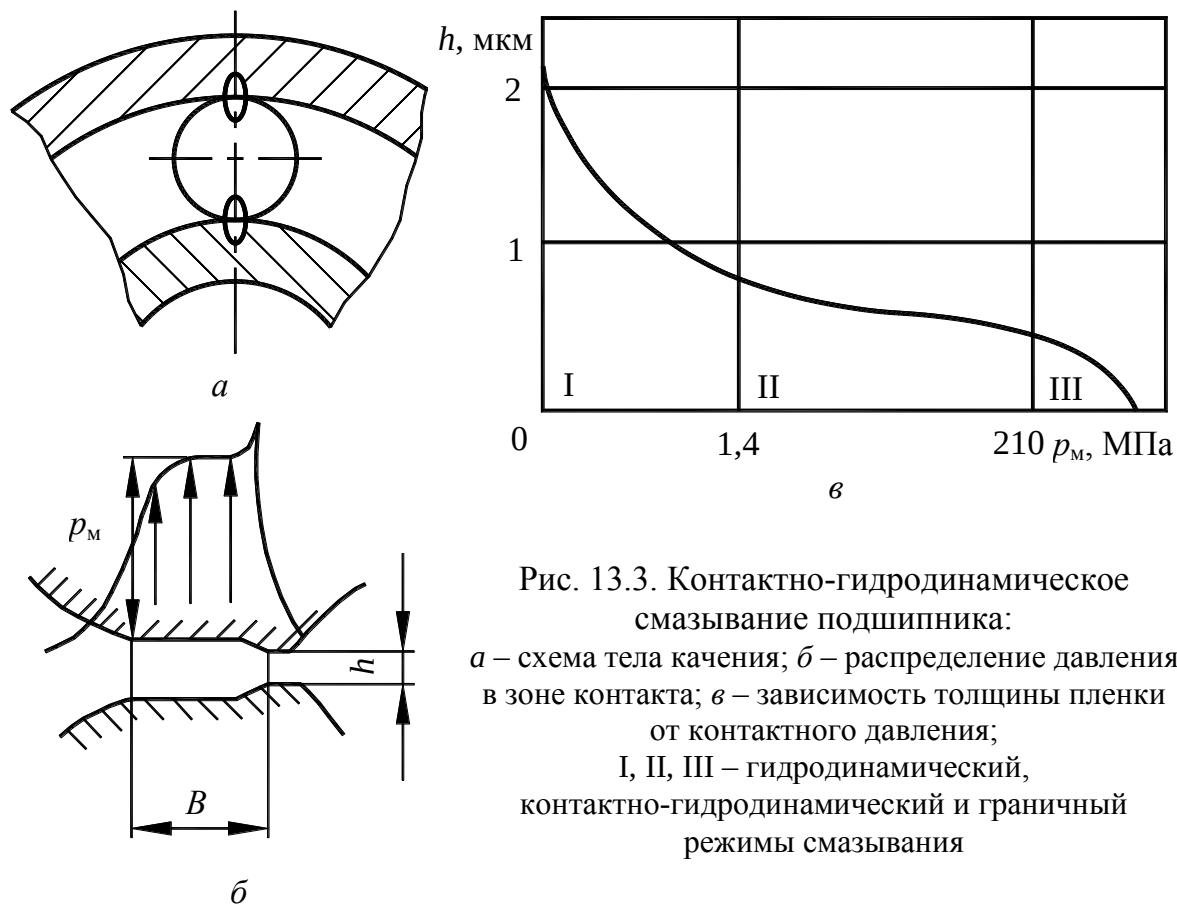


Рис. 13.3. Контактнo-гидродинамическое смазывание подшипника:
 а – схема тела качения; б – распределение давления в зоне контакта; в – зависимость толщины пленки от контактного давления;
 I, II, III – гидродинамический, контактнo-гидродинамический и граничный режимы смазывания

В условиях контактнo-гидродинамического смазывания поверхности скольжения испытывают большие нагрузки и происходит их упругое деформирование, приводящее к увеличению зоны контакта B (до 1 и более мм), несущей нагрузку.

При зазоре $h = 0,5 \div 1,0$ мкм вязкость сжимаемого в нем масла увеличивается настолько, что у пленки смазочного материала появляются свойства, характерные для твердого тела (модуль упругости, коэффициент Пуассона и т. п.). При этом между изменением давления на трущихся поверхностях и толщиной формирующегося смазочного слоя устанавливается определенное соотношение, обеспечивающее минимально необходимую толщину пленки для реализации режима гидродинамической смазки. Связь между минимальной толщиной пленки и максимальными контактными давлениями p показана на рис. 13.3, в, по которому ориентировочно можно определить зоны режимов смазывания.

Для реализации контактнo-гидродинамического смазывания подходит любая из систем для смазывания, применяемая для гидродинамической смазки, а также возможно смазывание с помощью масляного тумана или маслом, подаваемым импульсами.

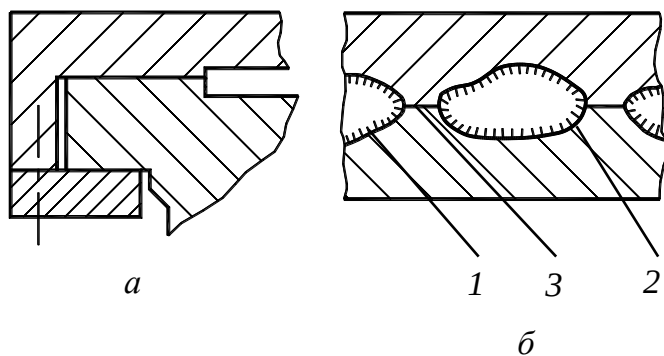


Рис. 13.4. Граничное смазывание

деталей:

a – схема направляющих;

б – схема образования смазочного слоя

Большинство пар ния машин (направляющие – рис. 13.4, *a*, зубчатые передачи, подшипники) работают при граничном смазывании, когда толщина слоя смазочного материала составляет около 0,1 мкм и менее.

В этих условиях поведение смазочного материала определяется не его вязкостью, а зависит от основных свойств, которые он

приобретает в узких зазорах под влиянием воздействия поверхностей трения.

Поверхность твердого тела всегда покрыта тончайшей пленкой, которая образуется в результате адсорбции. Молекулы 1 (рис. 13.4, *б*) смазочного материала в адсорбированном слое ориентированы перпендикулярно к твердой поверхности 2 (в виде ворса), благодаря чему смазочный материал в тангенциальном направлении легко изгибается, а в перпендикулярном обладает сопротивлением сжатию. Слой имеет способность «самозалечиваться», что предотвращает схватывание в зоне контакта 3.

Области существования различных режимов смазывания показаны на рис. 13.5.

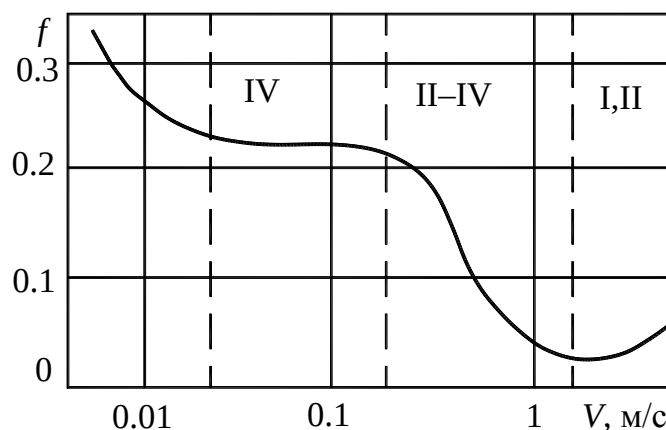


Рис. 13.5. Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения и области существования различных режимов смазывания:

I – гидростатического; II – гидродинамического;
III – контактно-гидродинамического; IV – граничного

Переход от одного режима смазывания к другому не имеет четких границ, и существуют также переходные зоны, например режим полужидкостной смазки. Здесь появляются зоны контакта, а силы трения имеют две составляющие, обусловленные режимами граничной и жидкостной смазки.

13.3. Расход смазочного материала

При гидростатическом режиме расход смазочного материала определяется основными эксплуатационными характеристиками (несущей способностью, жесткостью, потерями на трение и т. п.). При других режимах смазывания часто расход выбирают, исходя из экспериментальных данных. Подшипники качения смазывают проточным жидким маслом или пластичным смазочным материалом. Высокоскоростные шпиндельные подшипники смазывают масляным туманом или путем впрыскивания масла в зону контакта.

При выборе расхода смазочного материала следует учитывать, что подшипники с несимметричной конструкцией (радиально-упорные) требуют примерно в 100 раз большего расхода, чем радиальные. Это относится в первую очередь к импульсным, строго дозированным системам для смазывания.

Роликоподшипники лучше удерживают смазочный материал, чем шарикоподшипники; в упорных подшипниках смазочный материал сбрасывается с тел качения силами инерции.

При унифицированном смазывании между расходом масла и температурой подшипника существует прямая зависимость. При слишком малом расходе растут потери мощности и температура подшипника. С увеличением расхода потери и температуры падают до тех пор, пока не достигается минимум потерь при достаточном смазывании. При дальнейшем увеличении расхода возрастают потери мощности (на перемешивании масла), увеличивается температура. Необходимый расход масла при циркуляционной системе смазки

$$Q \approx 35 \frac{N_{\text{тр}}}{t_{\text{м}}}, \text{ дм}^3/\text{мин}, \quad (13.6)$$

где $N_{\text{тр}}$ – суммарная мощность трения, расходуемая на все узлы станка, $N_{\text{тр}} = N_{\text{ном}} \cdot (1 - \eta)$, кВт;

η – КПД станка;

$t_{\text{м}} \approx 45\text{--}60\text{ }^{\circ}\text{C}$ – разность температуры масла до входа и после выхода из зоны трущихся поверхностей.

По вычисленному количеству масла Q определяют производительность насоса

$$Q_{\text{нас}} = KQ, \text{ дм}^3/\text{мин}, \quad (13.7)$$

где $K = 1,4 - 1,6$ – коэффициент, учитывающий запас масла для нормальной работы смазочной системы.

По производительности насоса выбирают или проектируют соответствующий насос.

Диаметр трубопровода

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{V}}, \text{ мм}, \quad (13.8)$$

где Q – количество масла, протекающего через трубу, $\text{дм}^3/\text{мин}$;
 V – скорость протекания масла, $2 - 4 \text{ м/с}$.

Объем резервуара для масла определяют исходя из запаса масла, равного четырех-, пятиминутной производительности насоса смазки.

Расчет фильтра (площадь фильтрующего материала):

$$F = \frac{Q \cdot \mu}{10^{10} \cdot \alpha \cdot (p_1 - p_2)}, \text{ м}^2, \quad (13.9)$$

где Q – количество материала, протекающего через фильтр, $\text{дм}^3/\text{мин}$;
 p_1 и p_2 – давление масла, соответственно, перед фильтром и после него; $p_1 - p_2 \approx 5 \cdot 10^4 \text{ Па}$;

μ – динамический коэффициент вязкости, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$;

α – удельная пропускная способность фильтрующего материала, $\text{дм}^3/\text{м}^2$, равная 600 для бязи, 90 – для редкой сетчатой хлопчатобумажной ткани, 150 – для мягкого густого войлока на 1 см толщины, 500 – для густой металлической сетки, 800 – для пластинчатых фильтров с толщиной стенок $\delta = 0,05 \div 0,08 \text{ мм}$.

Для высокоскоростных шпиндельных опор при $nd \geq (4-5) \cdot 10^5 \text{ мм/мин}$ лучшие результаты достигаются при подаче масла каплями ($0,3 \div 0,5 \text{ см}^3/\text{ч}$), при объеме каждой капли $3 \div 5 \text{ мм}^3$. (Потери мощности в 6–8 раз ниже, чем при циркуляционном смазывании.)

Смазывание с помощью масляного тумана (при расходе масла $60 \div 100 \text{ капель/мин}$) дает несколько худшие результаты. При смазывании шпиндельных подшипников пластичным смазочным материалом при хорошей герметизации обеспечивается работоспособность на 3–5 лет. Однако быстроходность шпиндельного узла по сравнению с узлами, смазываемыми жидкими маслами, снижается на 30–35 %.

Расход смазочного материала при подаче к подшипникам скольжения

$$Q = K \cdot D^2 \cdot \ell \cdot p \cdot n, \text{ см}^3/\text{мин}, \quad (13.10)$$

где K – коэффициент износостойкости смазочной пленки, $\text{м}^2/\text{Н}$;
 D – диаметр отверстия, см ;
 ℓ – длина опоры, см ;
 p – контактное давление, Па ;
 n – частота вращения, мин^{-1} .

В паре трения сталь-бронза БрАЖМц 10-3 – 1,5 при смазывании маслом МС-20 $K = 0,57 \cdot 10^{-13} \text{ м}^2/\text{Н}$.

В системах смазки металлорежущих станков широко используются различные нормализованные элементы: насосы, лубрикаторы, масло-распределители, фильтры, маслоуказатели, клапаны, масленки и др.

13.4. Системы и устройства для смазывания

Системы для смазывания – совокупность устройств, обеспечивающих подачу смазочного материала к поверхностям трения, а также возврат его в смазочный бак. Система должна обеспечивать также хранение и очистку смазочного материала, контроль его поступления, предотвращение аварии оборудования при прекращении подачи смазочного материала, управление режимами смазывания.

Для подачи смазочного материала используют:

- силу тяжести (самотеком из баков, капельное смазывание и т. д.);
- капиллярные силы (с помощью фитилей, войлочных подушек, пористых втулок и т. п.);
- силу вязкого трения между смазочным материалом и перемещающейся поверхностью (с помощью фрикционных насосов, погружения вращающихся деталей в масляную ванну и т. п.);
- давление на свободную поверхность смазочного материала, заключенного в емкость (с помощью масленок и т. п.);
- центробежную силу и скоростной напор жидкости (с помощью винтовых устройств, устройств с конусными насадками и т. п.);
- перепад давления, создаваемый смазываемым механизмом (самозасасывание);
- перепад давления, создаваемый насосами;
- силу инерции частиц смазочного материала (разбрызгивание, распыление).

Основным классификационным признаком для систем являются: конструкция и принцип действия распределительных устройств. По указанному признаку системы для смазывания разделяют на системы: с насосным распределением, дроссельного дозирования, двухмагистральные, последовательные, импульсные, аэрозольные и комбинированные.

В качестве примера рассмотрим систему с насосным и дроссельным распределением, которую применяют преимущественно при непрерывной подаче смазочного материала к трущимся поверхностям.

В системе с насосным распределением многоотводной насос соединяют трубопроводами непосредственно со смазываемыми точками (см. рис. 13.6, *а* и *б*).

Применяют поршневые (см. рис. 13.6, *в*) и шестеренные (см. рис. 13.6, *г*) многопоточные насосы.

Поршневые шести- или двенадцатипоточные насосы выпускают с ручным или механическим приводом 4 (показано штрихпунктиром), они предназначены для подачи смазочного материала с кинематической вязкостью $10 \div 400 \text{ м}^2/\text{с}$ при номинальном давлении 1,6 МПа. Наибольшая подача за один ход одного потока $0,04 \text{ см}^3/\text{ход}$.

При вращении распределительного вала 3 начинает вращаться кулачок 1, который заставляет плунжеры 2 перемещаться возвратно-поступательно, в процессе чего они производят всасывание и нагнетание масла. Все более широкое применение для циркуляционной и особенно гидростатической системы для смазывания находят многопоточные шестеренные насосы с числом потоков $5 \div 10$ (см. рис. 13.6, *а*). Масло подается под давлением p_n (см. рис. 13.6, *б*) и отводится по радиальным каналам (на рис. 13.6, *г* не показаны) из зон зацепления центрального колеса 3 и колеса 1, равномерно расположенных по окружности (см. рис. 13.6, *г*). Вращение от электродвигателя передается на вал 2, центральные колеса 3 и далее на колеса 1.

Подробные сведения о других системах смазывания, применяемых в станках, а также основные технические характеристики многопоточных насосов приведены [10].

13.5. Смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС)

Целью применения СОТС является снижение износа режущего инструмента, улучшение качества обрабатываемой поверхности и повышение производительности труда. СОТС удаляет стружку, снижает трение (и износ) и тепловыделение. В зависимости от процесса резания и материала обрабатываемых деталей выбирают определенное соотно-

шение между смазывающими и охлаждающими свойствами СОТС (около 60 % теплоты обусловлено деформацией металла, 40 % – трением). Снижение трения зависит от смазывающих свойств масла, а эффективность охлаждения – от количества воды, образующей с маслом эмульсию или раствор.

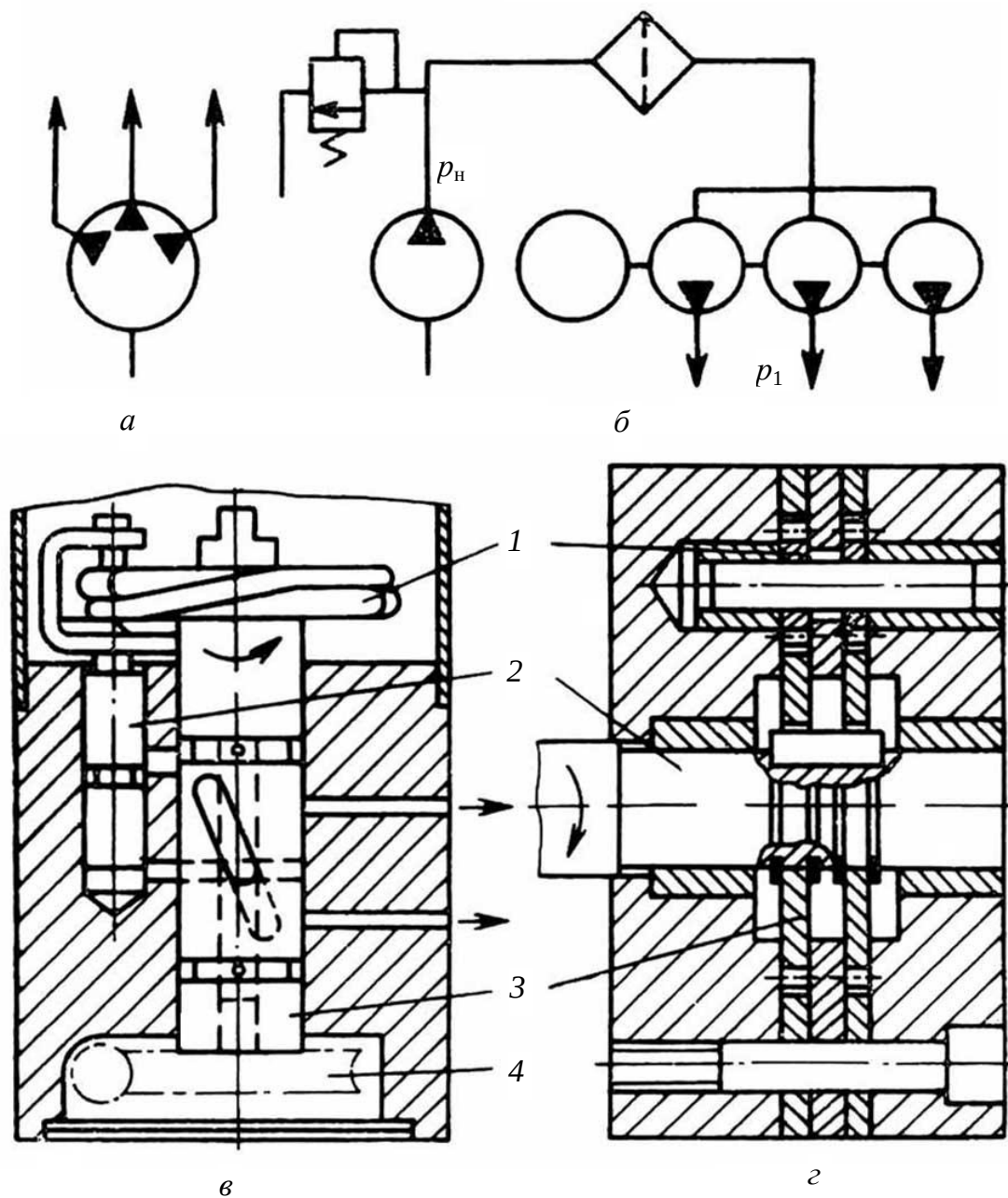


Рис. 13.6. Системы для смазывания с насосным распределением:
 а – схема многопоточного насоса; б – схема насосов с единым приводом;
 в, г – конструкции поршневого и шестеренного насоса

Наибольшее применение (около 95 %) находят масляные СОТС (на основе минеральных масел с добавлением присадок); эмульсолы (представляют собой смеси минеральных масел, эмульгаторов, противоизносных и противозадирных присадок и др.); синтетические СОТС, получаемые на базе водорастворимых полимеров; полужидкие и пластичные композиции. Большое разнообразие материалов инструмента и заготовок обуславливают различные требования к СОТС. Например, низколегированную сталь, склонную к налипанию на резец, в отличие от твердой хромоникелевой стали, обрабатывают с СОТС с низким содержанием присадок.

Многие органические соединения азота, серы, хлора и фосфора входят в состав СОТС в качестве компонентов и присадок.

При обработке в тяжелых условиях (большие скорости, труднообрабатываемый материал) следует добавлять присадки, растворимые в масле и содержащие хлор, фосфор и серу. При больших температурах при этом образуются хлориды, фосфиды и сульфиды. Сера добавляется при тяжелых нагрузках и средних скоростях.

СОТС, содержащие хлор, стабильны при температуре до 500 °С, фосфидные – до 700 °С и сульфидные – до 1000 °С. Ассортимент современных отечественных СОТС, применяемых при обработке различных материалов, приведен [11].

Подача СОТС в зону обработки. При лезвийной обработке основные способы подачи СОТС следующие:

- свободно падающей струей (поливом при давлении $0,02 \div 0,03$ МПа);
- напорной струей через сопловые насадки под давлением $0,1 \div 2,5$ МПа;
- в распыленном состоянии (в виде струи воздушно-жидкостной смеси).

Преимущество этого способа – малый расход СОТС: $400 \div 500$ г/л 15%-й эмульсии или $3 \div 4$ г/ч масла И-20А; поэтому нет необходимости в сборе и очистке СОТС.

СОТС в распыленном состоянии успешно применяют в станках с ЧПУ при обработке быстрорежущим и твердосплавным инструментом металлов и сплавов точением, фрезерованием, сверлением, резьбонарезанием, развертыванием, а также при обработке инструментами из сверхтвердых материалов.

На рис. 13.7 показаны рекомендуемые схемы подачи СОТС при работе различным инструментом. Эффективность применения СОТС зависит от ее расхода.

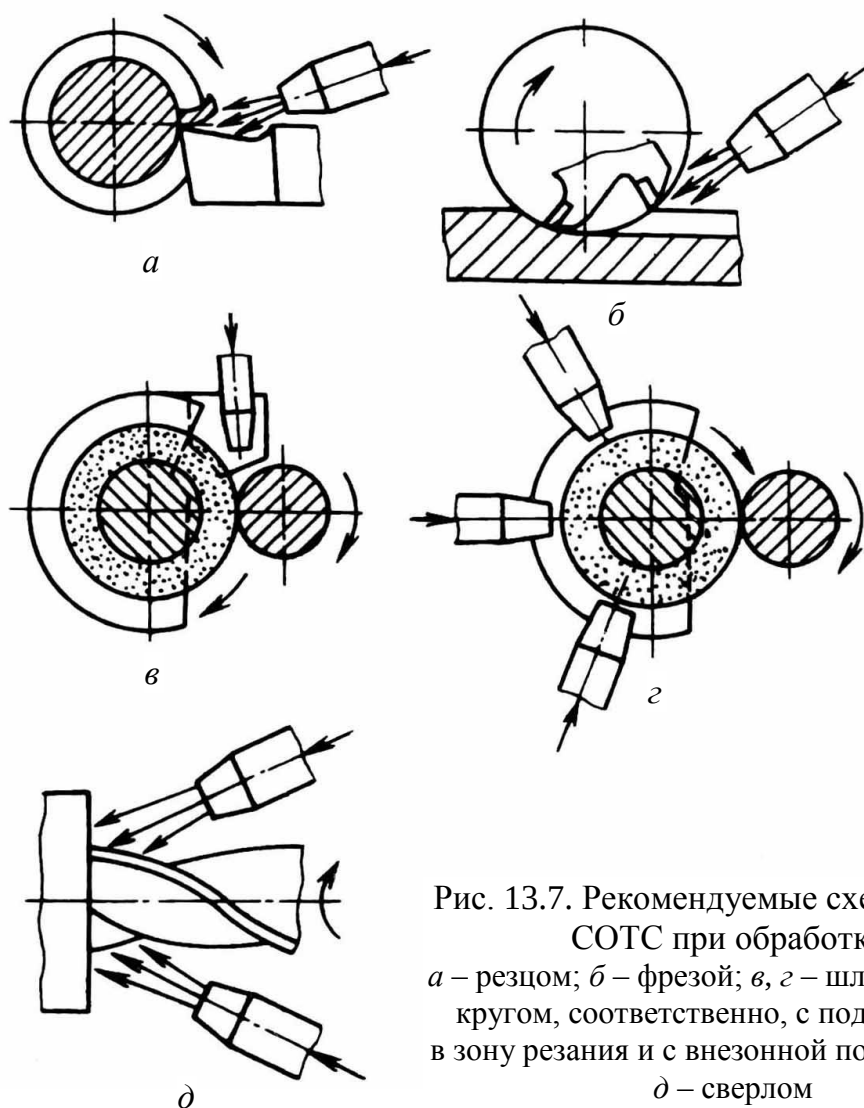


Рис. 13.7. Рекомендуемые схемы подачи СОТС при обработке:

а – резцом; *б* – фрезой; *в, г* – шлифовальным кругом, соответственно, с подачей СОЖ в зону резания и с внезонной подачей СОЖ; *д* – сверлом

Необходимое количество охлаждающей жидкости определяется по формулам:

при охлаждении эмульсиями:

$$Q \approx 14 \frac{N}{\Delta t}, \text{ дм}^3/\text{мин}; \quad (13.11)$$

при охлаждении минеральными маслами:

$$Q \approx 35 \frac{N}{\Delta t}, \text{ дм}^3/\text{мин}, \quad (13.12)$$

где N – мощность резания, кВт;

$\Delta t = 15 - 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – повышение температуры охлаждающей жидкости.

При охлаждении и удалении стружки

$$Q = Q_1 + \kappa N, \quad (13.13)$$

где $Q_1 = 10 - 30 \text{ дм}^3/\text{мин}$ – количество жидкости, необходимое для удаления стружки;

$\kappa = 2-6$ – коэффициент, учитывающий теплоотвод.

Для отстойников может быть использована полость в станине станка, однако для удобства обслуживания резервуар для охлаждающей жидкости выполняется в виде отдельного бака. Обычно его объем принимают равным производительности системы охлаждения за $10 \div 12$ мин.

Очистка СОТС повышает долговечность СОТС, увеличивает стойкость инструмента и улучшает качество обрабатываемой поверхности. Повышается также надежность и работоспособность насосных агрегатов и узлов станка. Качество очистки СОТС регламентируется ГОСТ 17216-71 в зависимости от условий. Применяют несколько способов очистки СОТС: с помощью фильтров; гравитационный с использованием отстойников; центробежный с применением гидроциклонов, центрифуг; магнитный с использованием сепараторов, патронов и других устройств.

14. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОТВОДА СТРУЖКИ

При автоматизации и механизации удаления стружки необходимо обеспечить получение требуемой формы стружки, отвод стружки от станка, удаление стружки от автоматической или гибкой производственной системы.

Наибольшее распространение получил способ отвода стружки конвейерами (с пластичными, магнитными, скребковыми и т. п.).

С автоматизированных участков стружку удаляют следующим образом:

- конвейерами, установленными ниже уровня пола, на которые стружка попадает от отдельных станков;
- с помощью автоматических транспортных тележек;
- стружка от каждого станка собирается в контейнеры и по мере заполнения они перемещаются транспортными тележками в позицию разгрузки.

Форма стружки зависит от материала и способа обработки.

Отвод стружки осуществляется транспортными системами, эффективность которых зависит от правильности выбора типа и размеров, исходя из конкретных условий. При этом учитывают форму стружки, материал, особенность оборудования (компоновку, расположение зоны обработки и т. п.), число рабочих смен и другие факторы. В качестве исходных данных для расчета производительности транспортных систем принимают массу заготовки и детали, число заготовок, обрабатываемых в единицу времени, объем снимаемой стружки, степень использования станка.

В зависимости от способа получения заготовки количество стружки от ее массы ориентировочно составляет, %: прокат – до 15,ковки – до 20, чугунные отливки – до 25, отливки из цветных металлов – 60.

При определении производительности рассчитывают массу или объем стружки, транспортируемой в единицу времени (кг/ч, м³/ч).

При непрерывном перемещении стружки в конвейере, имеющем форму желоба (трубу) сечением F_0 с коэффициентом заполнения ψ , производительность выражается через массу транспортируемой стружки следующим образом:

$$Q = F_0 \cdot V \cdot m_{\text{уд}} \cdot \psi, \quad (14.1)$$

где V – скорость перемещения стружки, м/ч;

$m_{уд}$ – удельная масса, т/м³; удельная масса – это масса, отнесенная к объему пространства, занимаемому стружкой, зависит от вида стружки, например, для витой большеобъемными пучками стружки $m_{уд} = 0,1 \div 0,3$; для мелкой, короткой, прямой стружки $m_{уд} = 0,8 \div 1,0$;

ψ – коэффициент заполнения, равный отношению объема стружки к объему желоба конвейера; коэффициент ψ зависит от вида конвейера и формы стружки: $\psi \approx 0,7 - 0,8$ – для крупной стружки, $\psi \approx 0,5 - 0,6$ – для мелкой стружки.

В зависимости от конкретных условий производства используют различные устройства для транспортирования стружки.

Пластинчатые конвейеры (см. рис. 14.1) используются в станках различных групп для транспортирования всех видов стружки. В качестве рабочего органа используют бесконечную шарнирно-пластинчатую ленту 1, которая протягивается боковыми роликовыми цепями.

Стальные шарнирно соединенные пластины могут изготавливаться с отверстиями для отделения СОТС.

Производительность определяют по формуле (14.1). Недостаток – высокая стоимость при малой длине транспортирования и износ шарнирных соединений, что приводит к попаданию стружки в зазоры и заклиниванию.

Скребковые конвейеры (см. рис. 14.2 – 14.4) применяют при удалении стружки от станков и автоматических линий. Скорость перемещения до 3 м/мин.

В цепном конвейере (см. рис. 14.2) стружка непрерывно перемещается и выгружается на месте выгрузки двумя боковыми цепями 1 с укрепленными на них скребками 2. Конвейер может преодолевать подъемы до 60°, не требуя тщательного ухода, и имеет сравнительно низкую стоимость. Производительность определяют по формуле (14.1). Применяют в многоцелевых, фрезерных станках для удаления короткой, раздробленной стружки.

Недостаток – сложность конструкции (привод вращения звездочек) и низкая долговечность (вытягивание цепи). Конвейер не пригоден для транспортирования пучковой и длинной стружки. Скребковые – штанговые конвейеры (см. рис. 14.3) применяют при токарной обработке, когда образуется большое количество витой стружки. К стальному коробу 1 приварены наклонные ерши 2, препятствующие смещению стружки при ходе штанги 4 назад (штриховая линия). На штанге 4 приварены по всей длине ерши 3, острые концы которых направлены в сторону движения стружки.

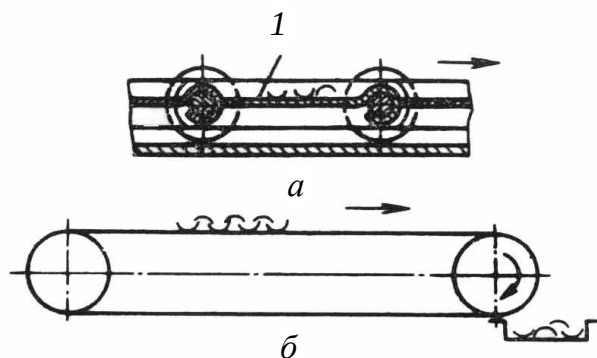


Рис. 14.1. Пластиновый конвейер:
а – схема работы; б – схема
транспортирования стружки

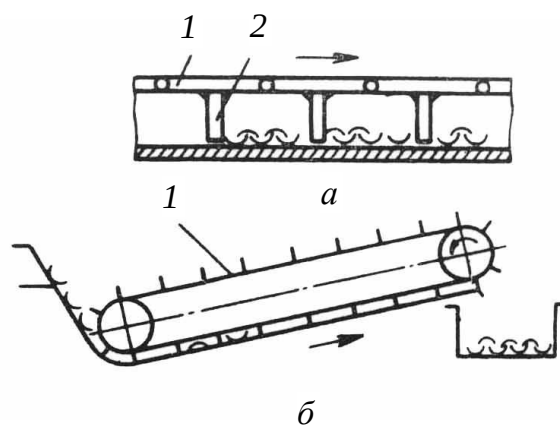


Рис. 14.2. Цепной конвейер:
а – схема работы; б – схема
транспортирования стружки

Гидропривод 5 перемещает штангу 4 (со скоростью до 10 м/мин) вперед и назад, стружка при рабочем ходе захватывается ершами и подается на шаг вперед, а при движении штанги назад стружка задерживается ершами 2. Производительность до – 100 кг/ч.

Недостаток – невозможность транспортирования мелкой стружки.

Скребковые конвейеры толкающего типа (рис. 14.4) имеют элементы скребково-штангового конвейера, в частности гидравлический (пневматический) привод, скребки.

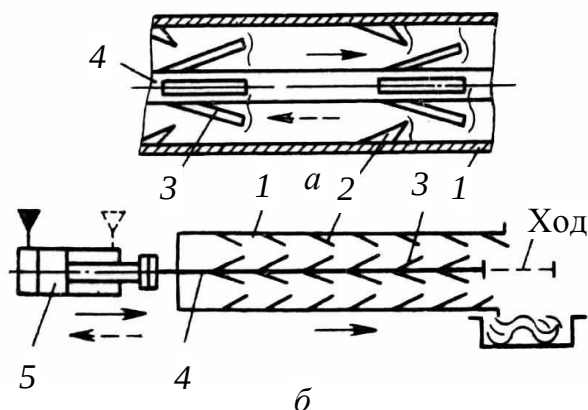


Рис. 14.3. Скребково-штанговый
конвейер:
а – схема работы; б – схема
транспортирования стружки

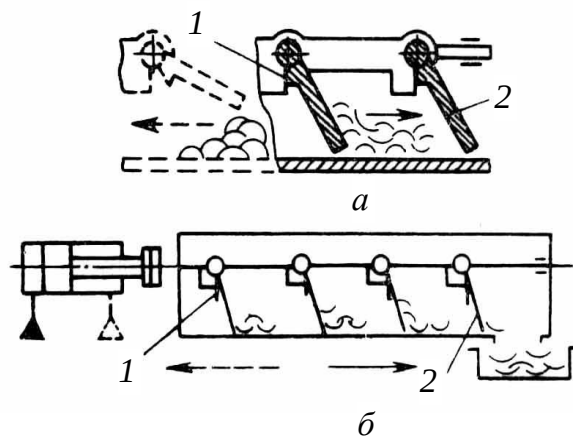


Рис. 14.4. Скребковый конвейер
толкающего типа:
а – схема работы; б – схема
транспортирования стружки

В качестве скребков использованы поворотные пластины 2, которые при прямом ходе (сплошная стрелка) опираются на элемент 1 и перемещают стружку. При обратном ходе (штриховая линия) пластина 2 поднимается стружкой и практически не перемещает ее.

Применяется в расточных, фрезерных станках при образовании короткой, раздробленной стружки. Витая стружка и стружка в виде длинных спиралей транспортируется плохо.

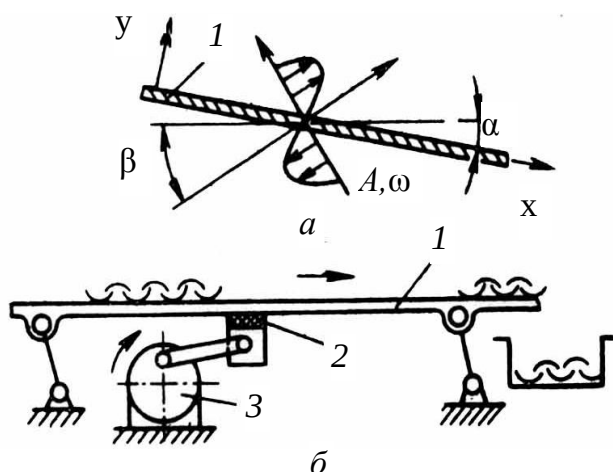


Рис. 14.5. Вибрационный конвейер:
а – схема работы; б – схема
транспортирования стружки

Вибрационные конвейеры (рис. 14.5). Транспортирование стружки осуществляется за счет инерции стружки и сил трения ее о поверхность лотка 1. Для обеспечения ориентирования стружки необходима асимметрия этих сил при возвратно-поступательных колебаниях лотка 1, которая достигается созданием гармонических колебаний лотка с амплитудой A и частотой ω под углом $\beta = 20 \div 30^\circ$ к горизонту. Под небольшим углом ($\alpha = 15^\circ$) стружка может дви-

гаться вверх. Для получения гармонических колебаний обычно используют эксцентриковый привод 3, который передает колебания лотку 1 через резиновые подушки 2. Лоток 1 совершает продольные (по оси x) и поперечные (по оси y) колебания по закону:

$$x = A \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot \sin \omega \cdot t; \quad y = A \cdot \sin(\alpha + \beta) \cdot \sin \omega \cdot t.$$

Продольная составляющая скорости (x) обеспечивает перемещение стружки вдоль лотка, а поперечная – увлекает ее в колебательное движение вместе с лотком.

Амплитуда колебаний $A = 2 \div 7$ мм, а частота $500 \div 700$ мин⁻¹. При ширине лотка более 500 мм производительность достигает 50 кг/мин и зависит от формы стружки. Применяются в фрезерных, токарных и токарно-карусельных станках для транспортирования спиралевидной короткой стружки.

Недостатки: сильный шум, возможность передачи вибрации станку.

Шнековые конвейеры (рис. 14.6) имеют небольшие размеры, но характеризуются повышенным расходом энергии и износом. Для уменьшения износа один конец винта 1 соединяют с приводом с помощью плавающей муфты 3, а второй — оставляют свободным (плавающим). Корыто 2 изготавливают из чугуна, а винт — из стали.

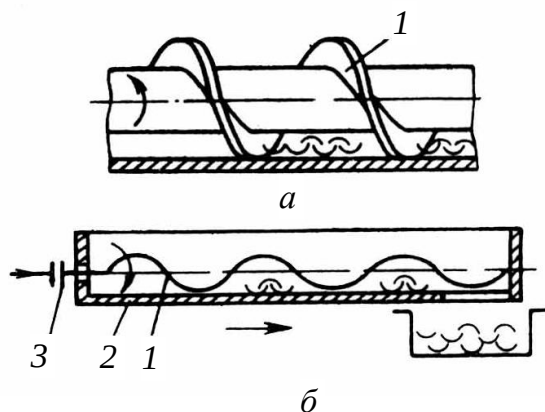


Рис. 14.6. Шнековый конвейер:
а — схема работы; б — схема
транспортирования стружки

Частота вращения винта $n = 1 \div 10 \text{ мин}^{-1}$; диаметр винта $D = 50 \div 250 \text{ мм}$. Производительность Q зависит от диаметра D винта, шага P винта, частоты вращения n , коэффициента заполнения ψ , угла β наклона корыта:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P \cdot n \cdot \psi \cdot m_{\text{уд}} \cdot c, \quad (14.2)$$

где c — коэффициент, зависящий от β и составляющий 1,0; 0,8; 0,6, соответственно для β равный 0; 10; 20°.

Применяется в токарных автоматах, зубообрабатывающих станках для транспортирования мелкой, дробленой и короткой витой стружки.

Магнитные конвейеры (рис. 14.7). Постоянные магниты 3 закрепляются на тяговой цепи 2 (с шагом 200÷250 мм). Магниты перемещаются цепью под лотком 1 и создают сильное магнитное поле, взаимодействующее со стружкой. Особенно целесообразно их применять там, где нужно выбрать небольшое количество стружки из большого объема СОТС (до 100÷200 л/мин). Транспортирование стружки возможно как в горизонтальном, так и в наклонном направлении (до 90°).

Применяются в зубообрабатывающих и протяжных станках для транспортирования мелкой, короткой стружки.

Гидроконвейеры (см. рис. 14.8) применяют при обильном охлаждении инструмента в зоне обработки, например, в зубообрабатывающих и многоцелевых станках. Стружка перемещается в струе жидкости самотеком и требует наклона лотка в сторону движения.

Для проталкивания стружки предусмотрена труба 1 с соплами 2, через которые жидкость под давлением перемещает стружку по лотку в отстойник.

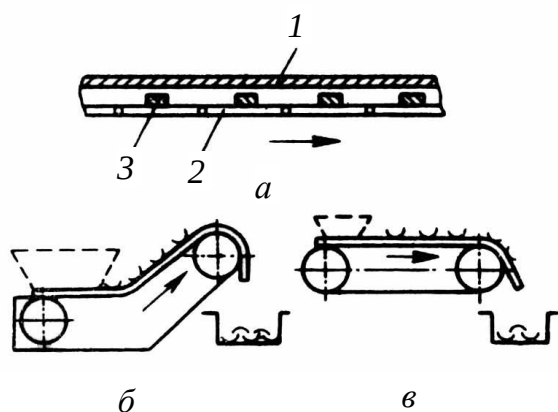


Рис. 14.7. Магнитный конвейер:
a – схема работы; *б, в* – схема
 транспортирования стружки

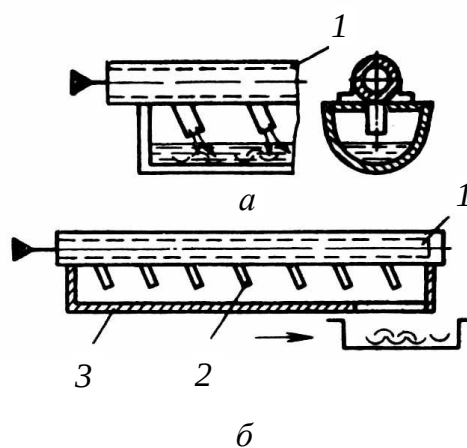


Рис. 14.8. Гидроконвейер:
a – схема работы; *б* – схема
 транспортирования стружки

При транспортировании алюминиевой, чугуновой и стальной стружки средний расход жидкости на тонну стружки составляет около 30 м^3 .

Применяются в многоцелевых, шлифовальных, зубообрабатывающих станках при образовании мелкой, очень мелкой стружки и шлама.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – Т.2. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.
2. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – Л.: Машиностроение, 1975. – 654 с.
3. Гуртяков А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков: учебно-методическое пособие. – Томск: Изд-во ТПУ, 2003. – 100 с.
4. Детали и механизмы металлорежущих станков / под ред. Д.Н. Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.1. – 664 с.; Т.2. – 520 с.
5. Еремин А.Н. Методические основы курсового проектирования металлорежущих станков: учебное пособие для студентов заочного и стационарного обучения. – Томск: Изд-во ТГУ, 1973. – 250 с.
6. Маталин А.А., Френкель Б.И., Панов Ф.С. Проектирование технологических процессов обработки деталей на станках с числовым программным управлением. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1977. – 240 с.
7. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: справочник-учебник. В 3-х т. – Т.2. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А.С. Проников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др; под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение, 1995. – 320 с.: ил.
8. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
9. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
10. Централизованные смазочные системы, применяемые в металлорежущих станках. – М.: ЭНИМС, 1978. – 110 с.
11. Энтелис С.Г., Берлинер Э.М. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 352 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. МЕХАНИЗМЫ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ.....	4
1.1. Способы осуществления прямолинейного движения в станках....	4
1.2. Зубчатое колесо и рейка.....	4
1.3. Червяк и рейка.....	7
1.4. Ходовой винт и гайка.....	8
1.5. Кривошипно-кулисные механизмы.....	16
1.6. Кулачковые механизмы.....	18
2. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ОСУЩЕСТВЛЕНИЯ ПЕРИОДИЧЕСКИХ (ПРЕРЫВИСТЫХ) ДВИЖЕНИЙ.....	21
2.1. Периодические движения в станках и устройства для их осуществления.....	21
2.2. Храповые механизмы.....	22
2.3. Мальтийские механизмы.....	24
3. РЕВЕРСИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА.....	27
3.1. Требования к реверсирующим устройствам.....	27
3.2. Конструкции реверсирующих устройств.....	29
4. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ СТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ.....	32
4.1. Коробки скоростей.....	32
4.2. Коробки подач.....	38
5. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ.....	43
6. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ БЕССТУПЕНЧАТОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТЕЙ.....	46
7. МУФТЫ.....	51
8. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА.....	58

9. СУММИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ.....	61
10. СИСТЕМЫ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ.....	63
10.1. Блокировочные устройства.....	63
10.2. Ограничители хода.....	64
10.3. Предохранительные устройства от перегрузки станков.....	66
11. ЗАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА.....	71
11.1. Классификация зажимных устройств.....	71
11.2. Устройства для установки и закрепления заготовок на шпинделе станка.....	72
11.3. Механизмы зажима инструмента в шпинделе станка.....	76
12. УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СМЕНЫ ИНСТРУМЕНТА (АСИ).....	79
13. СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ.....	87
13.1. Смазочные материалы.....	87
13.2. Режимы смазывания.....	91
13.3. Расход смазочного материала.....	95
13.4. Системы и устройства для смазывания.....	98
13.5. Смазочно-охлаждающие технологические средства (СОТС)..	100
14. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОТВОДА СТРУЖКИ.....	103
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	109

Учебное издание

ГУРТЯКОВ Александр Максимович
МОЙЗЕС Борис Борисович

**МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ.
ТИПОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ
И СИСТЕМЫ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

Учебное пособие

Научный редактор
кандидат технических наук,
доцент

М.Г. Гольдшмидт

Редактор
Компьютерная верстка
Дизайн обложки

*О.Н. Свинцова
Б.Б. Мойзес
Т.М. Фатеева*

Подписано к печати 30.04.09. Формат 60х84/16. Бумага «Классика».
Печать RISO. Усл.печ.л. 6,45 . Уч.-изд.л. 5,84.
Заказ . Тираж 50 экз.



Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Томского политехнического университета сертифицирована
NATIONAL QUALITY ASSURANCE по стандарту ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  ППУ 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.