

Урок №5

Тема: Распознавание деталей, основных узлов и механизмов в тракторах и автомобилях. (практическая работа)

Срок сдачи работ до 01.02.2024

Адрес почты: as.medvedev2017@yandex.ru

Формируемые умения: распознавать технологические машины и орудия, их узлы и детали, выявлять и устранять неисправности

Цель: изучить устройство и назначение основных деталей и механизмов в тракторах и автомобилях

Оборудование: шарнирно-четырёхзвенные механизмы; кривошипно-ползунные механизмы; кулисные механизмы; кулачковые механизмы; винтовые механизмы; муфты; набор инструментов, плакаты.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ:

Подготовить материал по учебнику:

1. Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движения;
2. Классификация передач и их назначение;
3. Направляющие вращательного движения;
4. Муфты.

Механические и фрикционные передачи

2.4.1. Механические передачи

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют механическими передачами, или просто передачами. В качестве примера на рисунке 2.40 приведена схема привода транспортера. От электродвигателя 1 с помощью ременной передачи 2 движение передается на вал зубчатой передачи, заключенной в пылевлагонепроницаемый корпус 3 (такую передачу

называют редуктором). Выходной (ведомый) вал зубчатой передачи соединен цепной передачей 4 с валом ленточного транспортера 5.

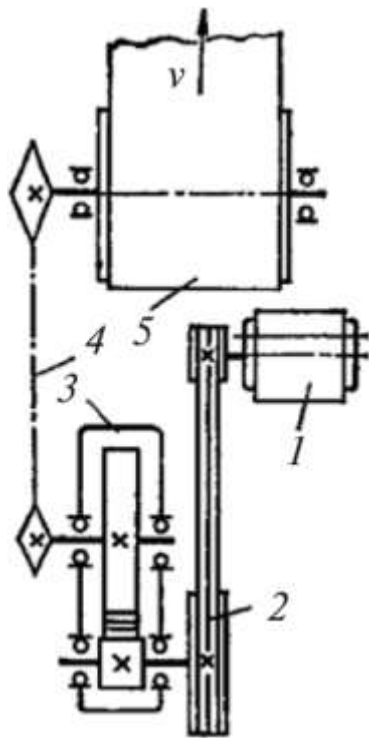


Рис. 2.40. Схема привода транспортера

Необходимость введения передачи между двигателем и производственной машиной объясняется многими причинами: 1) источники энергии (двигатели) работают, как правило, в режиме высоких угловых скоростей, обеспечивающих им наибольшую мощность, КПД и малые габариты; угловые скорости валов производственных машин обычно отличаются от угловой скорости вала двигателя; 2) изменение скорости производственной машины, а следовательно, и значения вращающего момента выгоднее осуществлять с помощью передачи, а не путем изменения угловой скорости вала двигателя, так как при уменьшении угловой скорости вала двигателя его мощность и КПД понижаются; 3) двигатели обычно передают вращательное движение, а рабочие органы машины иногда требуют возвратно-поступательного, качательного, винтового и других видов движения; 4) часто возникает необходимость передачи энергии от одного двигателя к нескольким

производственным машинам, валы которых вращаются с неодинаковыми угловыми скоростями.

По способу передачи движения механические передачи классифицируют на *передачи трением* — фрикционные, ременные, канатные и *передачи зацеплением* — зубчатые, червячные, винтовые, цепные. Возможен и другой принцип классификации механических передач, согласно которому их подразделяют на *передачи с непосредственным контактом* (фрикционные, зубчатые, червячные и др.) и *передачи с промежуточным гибким звеном* (ременные, цепные и канатные).

Вращательное движение и его основные кинематические параметры. Если точки тела при движении описывают окружности с центрами на одной и той же прямой, то такое движение тела называют *вращательным*. Неподвижная прямая, на которой располагаются центры окружностей — траектории точек вращающегося тела, называется *осью вращения*.

Быстрота вращательного движения характеризуется *угловой скоростью* ω (рад/с) или *частотой вращения* n (мин⁻¹).

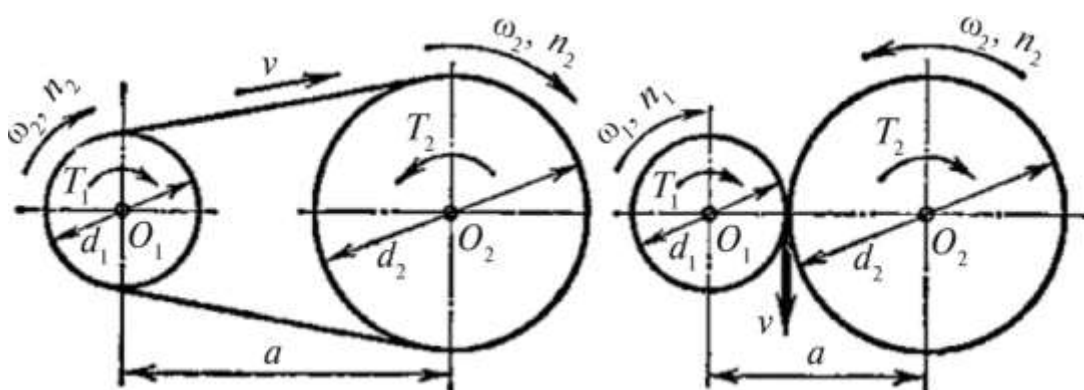


Рис. 2.41. Скорости, частоты вращения и крутящие моменты в передачах

2.4.2. Фрикционные передачи

Передачи, в которых движение от одного вала к другому передается силами трения, возбуждаемыми между рабочими поверхностями вращающихся катков, называют *фрикционными*.

Для возбуждения силы трения, достаточной для передачи заданного момента от ведущего вала к ведомому, во фрикционных передачах применяют различные нажимные устройства, основанные на использовании силы тяжести, пружин, системы рычагов и др.

В зависимости от назначения и расположения осей катков в пространстве фрикционные передачи подразделяют на передачи: с условно постоянным передаточным отношением (передаточное отношение фрикционной передачи не может быть строго постоянным, так как всегда существует относительное проскальзывание катков, меняющееся в зависимости от нагрузки передачи): *цилиндрические* — при передаче движения между валами с параллельно расположенными валами (рис. 2.42, а) и *конические* — при передаче между валами с пересекающимися валами (рис. 2.42, б"); с переменным передаточным отношением, обеспечивающим бесступенчатое регулирование скорости вращения ведомого вала при постоянной скорости вращения ведущего вала.

Достоинства фрикционных передач: 1) простота конструкции; 2) плавность (безударность) и бесшумность работы;

- 3) возможность бесступенчатого регулирования скорости, включения и выключения передачи без остановки машины;
- 4) при перегрузках происходит проскальзывание (буксование) катков, предохраняющее механизм привода от поломок (использование фрикционной передачи в качестве предохранительного звена механизма не рекомендуется, так как при буксовании повреждаются рабочие поверхности катков).

Недостатки фрикционных передач: 1) непостоянство передаточного отношения; 2) ограниченность передаваемых мощностей — до 10...20 кВт (силовые фрикционные передачи со стальными закаленными катками, работающими в масле, могут передавать мощность до 200...300 кВт); 3) большие нагрузки на валы и их опоры (подшипники), приводящие к громоздкости конструкции и большим потерям энергии на преодоление трения в опорах; 4) сравнительно низкий КПД ($\eta = 0,7...0,95$); 5) повышенный и зачастую неравномерный износ рабочих поверхностей катков. Из-за интенсивного износа поверхностей катков, работающих всухую, и их значительного нагрева окружная скорость силовой передачи не должна превышать 7... 10 м/с (при $v > 7... 10$ м/с катки обычно работают в масле).

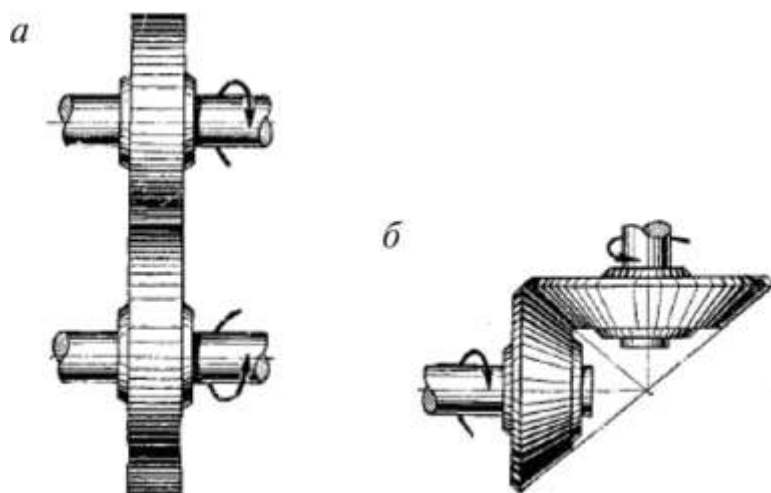


Рис. 2.42. Цилиндрическая (а) и коническая (б) фрикционные передачи

К материалам, применяемым для изготовления фрикционных катков, предъявляют следующие требования: износостойкость; высокий коэффициент трения, что обеспечивает при небольших силах сжатия на соприкасающихся поверхностях катков достаточные силы трения для передачи заданного момента; высокий модуль продольной упругости для обеспечения достаточной жесткости катков.

При передаче сравнительно больших моментов для ограничения габаритов передачи фрикционные катки изготавливают из закаленной

шарикоподшипниковой стали марки ШХ15 с твердостью не менее HRC 60. Катки обычно работают в масляной ванне. Несмотря на низкий коэффициент трения и, следовательно, большие силы сжатия и благодаря высокой твердости поверхностей катков габариты передачи получаются небольшими. Большая твердость в сочетании с обильной смазкой обеспечивает высокую износостойкость катков. Часто применяют катки из чугуна с повышенной поверхностной твердостью. Чугун может работать в паре со сталью.

Для передачи небольших моментов применяют материалы, обладающие в паре со сталью или чугуном повышенным коэффициентом трения: дерево, текстолит, гетинакс, кожа, резина, прорезиненная ткань, фибра, ферродо. Перечисленные неметаллические материалы применяют для рабочей поверхности ведущего чугунного или стального катка. Ведомый каток, как правило, изготавливают из чугуна или стали без облицовочного покрытия.

Передачи, обеспечивающие плавное, бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала при неизменной угловой скорости ведущего вала, называют *вариаторами*. На рисунке 2.43, а приведен лобовой фрикционный вариатор. При возрастании x (рис. 2.43, б) увеличивается длина окружности, которую описывает точка вращающегося ведомого катка A на поверхности диска B , что и приводит к уменьшению угловой скорости ω_2 ведомого вала при неизменной угловой скорости ω_1 ведущего вала.

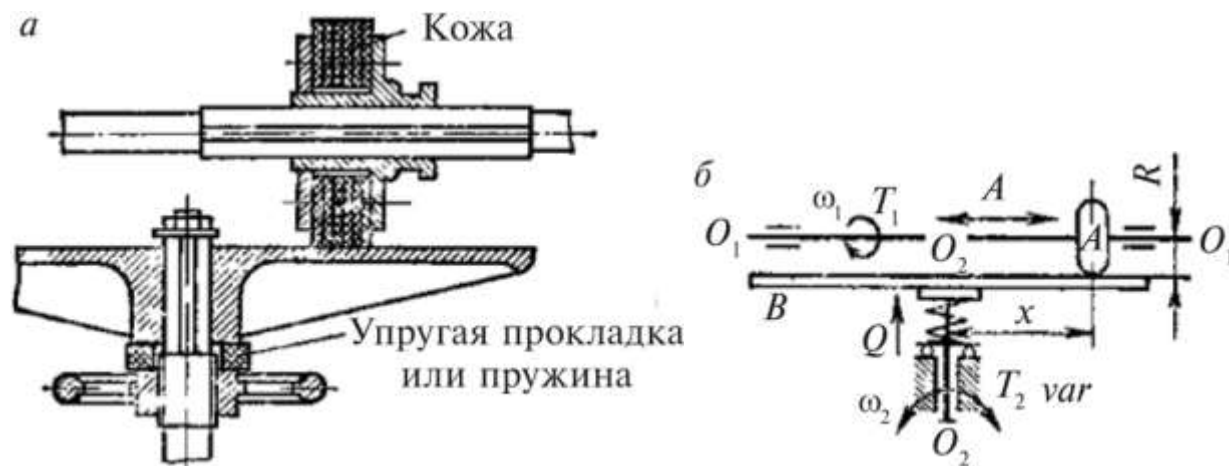


Рис. 2.43. Лобовой вариатор (а), схема лобового вариатора (б)

На рисунке 2.44 приведена схема вариатора с коническими катками 1 и 3 и промежуточным цилиндрическим катком 2, зажатым между коническими катками с помощью пружины 4. При вращении маховика 5 винт 6, перемещающийся в подшипниках 7, передвигает промежуточный каток 2, свободно вращающийся на оси винта. При постоянной угловой скорости ведущего катка 1 значение угловой скорости ведомого катка 3 изменяется. Если промежуточный каток 2 перемещается влево, то угловая скорость ведомого катка 3 увеличивается.

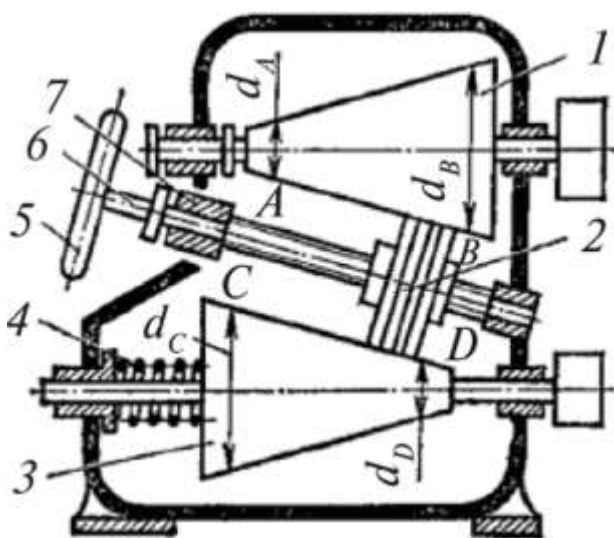


Рис. 2.44. Вариатор с коническими катками

На рисунке 2.45 приведена схема торового вариатора с соосным расположением осей валов. Сферические катки 1 и 2 насажены на ведущий и ведомый валы передачи. Ролики 3 и 4, прижимающиеся к сферическим поверхностям катков, исполняют роль промежуточного катка. При поворачивании роликов вокруг своих осей (штриховыми линиями показано одно из возможных положений роликов) происходит плавное изменение ведомого вала.

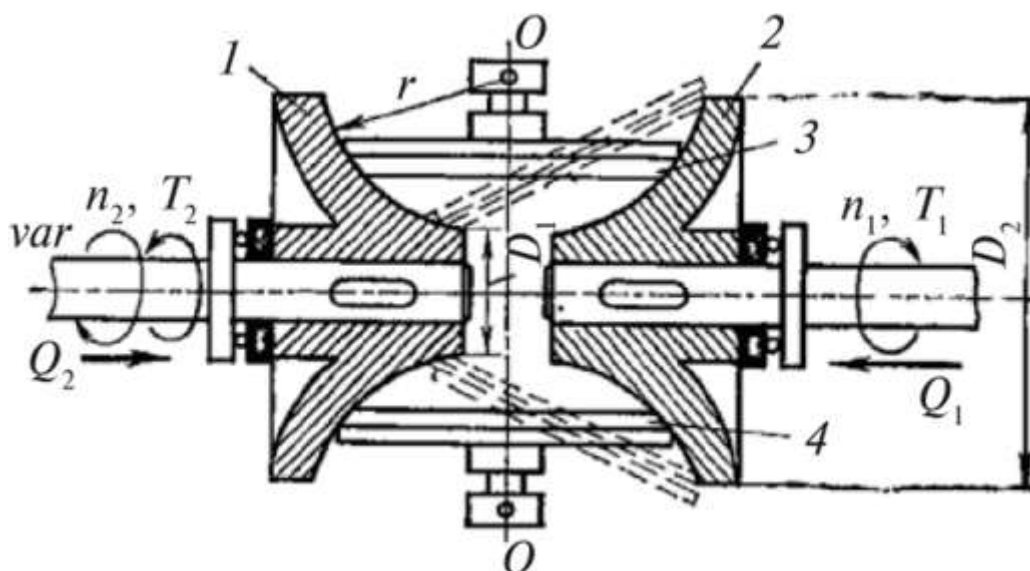


Рис. 2.45. Торový вариатор

Кинематической характеристикой вариатора служит диапазон регулирования D , представляющий собой отношение максимальной угловой скорости (частоты вращения) ведомого вала к его минимальной угловой скорости (частоте вращения),

$$D = \frac{2T_{ax}}{2T}, -$$

Вариаторы широко используются в различных отраслях промышленности. Их часто применяют в приводах конвейеров, сварочных и литейных машинах, металлорежущих станках и т. д.

Кроме фрикционных в машиностроении применяют ременные и цепные вариаторы.

Цилиндрическую передачу применяют при параллельном расположении осей валов. На рисунке 2.46 приведена схема цилиндрической передачи с гладкими катками.

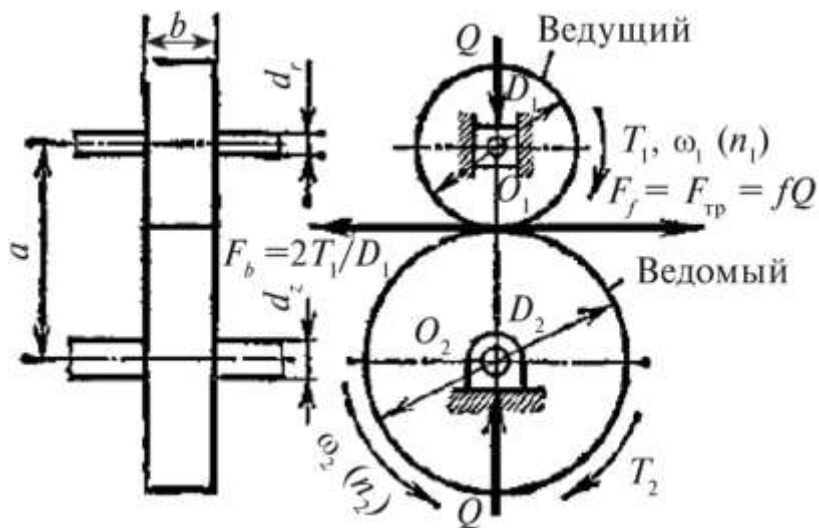


Рис. 2.46. Схема цилиндрической передачи с гладкими катками

Зубчатые, червячные передачи

2.5.1. Зубчатые передачи

Механизм, предназначенный для передачи вращательного движения от одного вала к другому с помощью находящихся в зацеплении зубчатых колес, называют *зубчатой передачей* (рис. 2.47). Зубчатые передачи могут быть с внешним (рис. 2.47, а, б, в) и с внутренним зацеплением (рис. 2.47, г). Наиболее распространены передачи с внешним зацеплением.

Достоинства зубчатых передач: 1) возможность передачи практически любых мощностей (до 50 МВт и более) при весьма широком диапазоне окружных скоростей (до 30... 150 м/с). При высоких скоростях применяют передачи с косыми зубьями, изготовленные с высокой точностью и тщательно смонтированные. Обычно для передач с косыми или криволинейными зубьями $v_{\max} = 30...35$ м/с; 2) постоянство передаточного отношения; 3) компактность, надежность и высокая усталостная долговечность передачи; 4) высокий КПД ($\eta = 0,97...0,99$) при высокой точности изготовления и монтажа, низкой шероховатости рабочей поверхности зубьев, жидкой смазке и передаче полной мощности. При невыполнении указанных условий КПД может понизиться на 20...40 %; 5) простота обслуживания и ухода; 6) сравнительно небольшие силы

давления на валы и их опоры; 7) возможность изготовления из самых разнообразных материалов: металличе

ских и неметаллических.

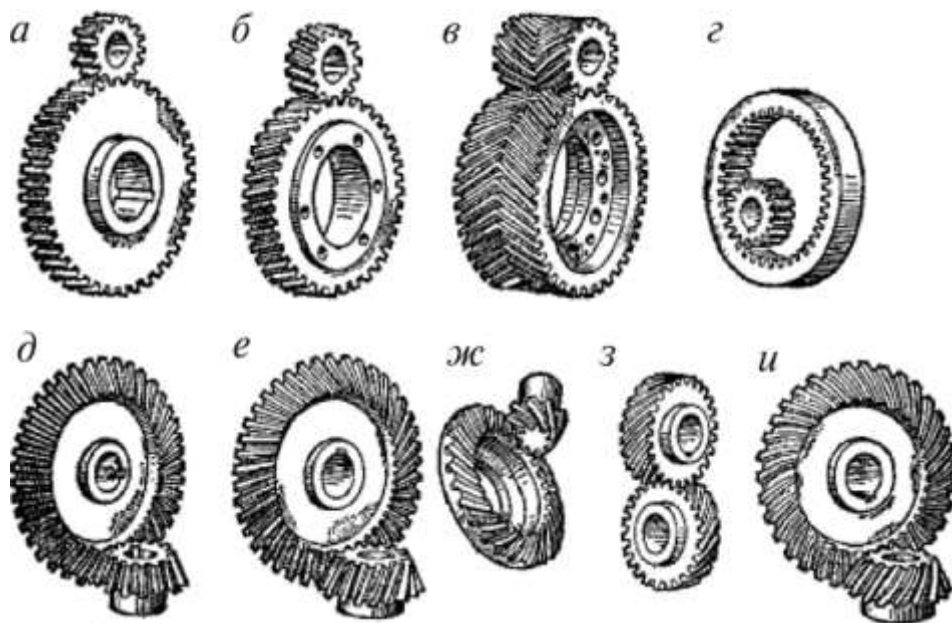


Рис. 2.47. Зубчатые передачи

Недостатки зубчатых передач: 1) ограниченность передаточного отношения. Для одной пары зубчатых колес по стандарту $z_{\max} = 12,5$, но практически $i < 7$, лишь в открытых тихоходных, малонагруженных передачах $i < 15$; 2) являются источником вибрации и шума, особенно при низком качестве изготовления и монтажа и значительных скоростях; 3) при больших перегрузках возможна поломка деталей (пробуксовки исключены); 4) относительная сложность изготовления высокоточных зубчатых колес.

По применению и распространению в различных областях промышленности зубчатые передачи по праву занимают первое место. В любой отрасли машино- и приборостроения, на транспорте, в связи зубчатые передачи находят широкое применение: автомобили, тракторы, самолеты, турбоэлектроходы, станки, электронно-вычислительные и счетно-решающие машины, электросчетчики, часы, измерительные приборы и т. д.

Зубчатые передачи классифицируются: а) по конструктивному оформлению: *открытые*, не имеющие защитного кожуха и масляной ванны; *полуоткрытые*, имеющие защитный кожух; *закрытые*, имеющие картер и крышку, хорошо изолирующие передачу от внешней среды; картер служит масляной ванной передач (редукторы, коробки передач и др.); б) по окружной скорости: *тихоходные* ($v_{\max} = 3 \dots 4$ м/с); *среднескоростные* (4 м/с $< v < 15$ м/с); *высокоскоростные* ($v > 15$ м/с); в) по взаимному расположению осей валов: при валах с параллельными осями - *цилиндрические* (прямозубые - рис. 2.47, а косозубые — рис. 2.47, б шевронные — рис. 2.47, в); при валах с пересекающимися осями — *конические* (прямозубые и косозубые — рис. 2.47, д, е или с криволинейными зубьями — рис. 2.47, ж); при валах со скрещивающимися осями - *винтовые* (рис. 2.47, з), гипоидные (рис. 2.47, и).

2.5.2. Применяемые материалы и виды разрушения зубчатых колес

Заготовки для изготовления зубчатых колес могут быть получены литьем и ковкой (штамповкой).

Зубчатые колеса изготавливают из углеродистой стали (марки Ст.5, Ст.6, сталь 35; 45; 50; 50Г и др.), легированной стали (марки 12ХНЗ; 15Х; 20Х; 35Х и др.), стального литья (марки 35Л; 45Л; 55Л и др.), чугуна (марки СЧ15; СЧ18; СЧ21 и др.), неметаллических материалов (текстолит, капрон, и т. п.).

Чугунные зубчатые колеса применяют в тихоходных передачах. Зубчатые колеса из неметаллических материалов работают в паре с металлическими и применяются для понижения шума быстроходных передач небольших мощностей.

К материалам, применяемым для изготовления зубчатых колес, предъявляют требования достаточной общей и поверхностной прочности, выносливости зубьев при изгибе, стойкости против абразивного износа и заедания.

Указанным требованиям лучше всего удовлетворяют термически или термохимически обработанные стали.

Зубья с твердостью рабочих поверхностей $< \text{HB } 350$ после термообработки допускают чистовое нарезание с высокой точностью. Они хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. При твердости $> \text{HB } 350$ нарезание зубьев затруднительно и они плохо прирабатываются. Поэтому их необходимо нарезать до термообработки. Последующая термообработка (особенно объемная закалка, цементация) вызывает значительное коробление зубьев, которое приходится исправлять дорогостоящими операциями — шлифовкой, притиркой, обкаткой и т. п.

Зубчатые колеса высокой твердости, обеспечивающие малогабаритные передачи с минимальной массой на единицу передаваемой мощности, широко применяют в крупносерийном производстве.

В правильно спроектированной зубчатой паре соотношение твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса не может быть выбрано произвольно. Если твердость рабочих поверхностей зубьев колеса $< \text{HB } 350$, то в целях выравнивания долговечности зубьев, ускорения их прирабатываемости и повышения сопротивляемости заеданию твердость поверхностей зубьев шестерни назначается на $\text{HB } 20\text{...}50$ больше твердости зубьев колеса. Для неприрабатывающихся зубчатых передач с твердыми ($> \text{HRC } 45$) рабочими поверхностями зубьев обоих зубчатых колес обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

При неточном расчете, недостатках конструкции, больших перегрузках, небрежности монтажа или нарушении правил нормальной эксплуатации передачи возможны *поломка* зубьев, *выкрашивание*, *заедание* и преждевременный *износ* их рабочих поверхностей.

Поломка зубьев приводит не только к выходу из строя передачи, но и к повреждению подшипников, валов и т. д. Причины поломки зубьев: большие перегрузки ударного или статического действия, повторные перегрузки, вызывающие малоцикловую усталость, или многократно повторяющиеся перегрузки, вызывающие усталость материала.

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев является наиболее серьезным и распространенным видом повреждений зубьев для большинства закрытых, обильно смазываемых и хорошо защищенных от загрязнений зубчатых колес. Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, и носит усталостный характер: контактные напряжения в каждой точке рабочей поверхности зубьев изменяются по нулевому циклу, а напряжения в поверхностных слоях — по знакопеременному, хотя и несимметричному, циклу. Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где в связи с малыми скоростями скольжения возникают большие силы трения. Затем оно распространяется на всю поверхность ножек, приводя к повышению давления на неповрежденных участках поверхности, выжиманию смазки в ямки и, наконец, пластическому деформированию или заеданию.

Заедание является следствием раздавливания масляной пленки в зоне контакта зубьев, сцепления поверхностных частичек материала шестерни и колеса и появления на поверхности менее прочного зуба ямок, борозд в результате их отрыва при относительном движении зубьев. Заеданию более подвержены зубья с незакаленными поверхностями из однородных материалов.

Износ происходит в результате истирания рабочих поверхностей зубьев вследствие механического, молекулярномеханического и коррозионно-механического изнашивания.

2.5.3. Прямозубые цилиндрические передачи

Зубчатая передача, в которой образующие боковых поверхностей зубьев параллельны образующим делительного цилиндра шестерни и колеса, называется *прямозубой цилиндрической передачей*.

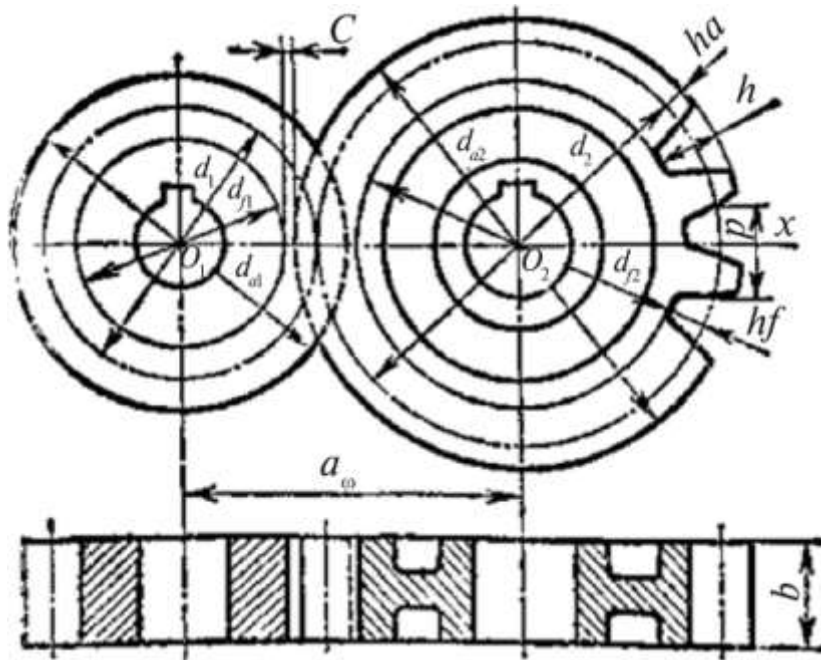


Рис. 2.48. Геометрические соотношения прямозубой цилиндрической передачи

2.5.4. Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Передачи с косыми и шевронными зубьями (см. рис. 2.47, б, в) имеют наклон контактной линии к основанию зуба, утолщение зуба в опасном сечении, большее значение коэффициента перекрытия и большую суммарную длину контактных линий. Такие передачи прочнее прямозубых, имеют плавный ход вследствие постепенного входа зубьев в зацепление (не сразу по всей длине, как у прямозубых) и работают относительно бесшумно даже при высоких скоростях. Недостатком косозубой передачи является наличие осевой силы F_a , стремящейся сдвинуть колесо вдоль оси вала (рис. 2.49).

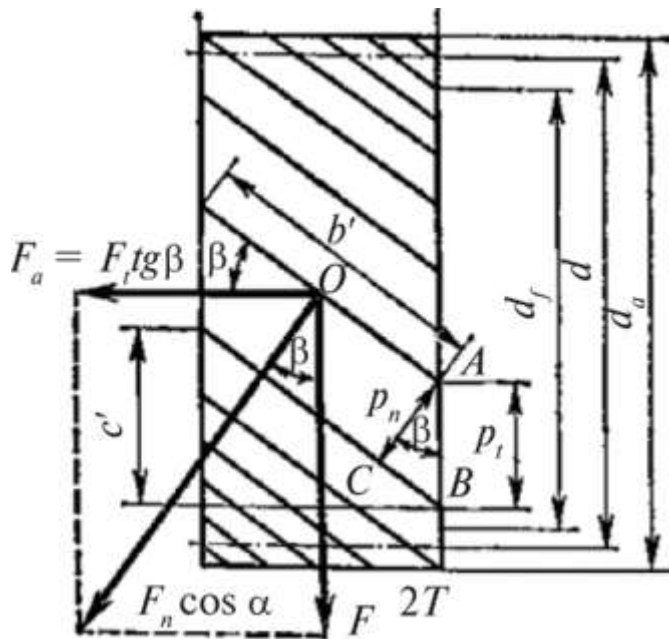


Рис. 2.49. Геометрические соотношения косозубой цилиндрической передачи

Шевронные колеса работают плавно, их зубья обладают большой прочностью. Эти колеса могут передавать большие мощности при высоких окружных скоростях (до 60...70 м/с).

Зубья косозубых и шевронных колес, как и прямозубых, могут быть нарезаны методами копирования (на фрезерных станках) или обкатки (на зубодолбежных или зубофрезерных станках). Быстроходные косозубые или шевронные зубчатые колеса типа турбинных нарезают обычно на зубофрезерных станках.

Косозубые колеса нарезают с $\rho \ll 8...20^\circ$, а шевронные — $\rho \ll 25...40^\circ$.

Косозубые и шевронные колеса не рекомендуется применять в тихоходных передачах, так как более простые и сравнительно дешевые прямозубые цилиндрические передачи достаточно хорошо работают при низких окружных скоростях.

Так как исходный контур зубчатой рейки полностью определяет параметры и профили зубьев всех зубчатых колес нормального зацепления и обеспечивает возможность их любого сочетания, то только нормальный шаг непрямоугольного колеса точно соответствует шагу производящей (инструментальной) рейки. Поэтому для косозубых и шевронных колес из двух модулей регламентирован только нормальный. Для шевронных колес без проточки между половинами зубьев, нарезаемых на специальных станках по методу обкатки, стандартизован окружной (торцовый) модуль.

2.5.5. Прямозубые конические передачи

Зубчатая передача, оси валов которой пересекаются, называется конической (рис. 2.50).

Конические зубчатые колеса изготавливают с прямыми, косыми и криволинейными зубьями (см. рис. 2.47, *а—ж* соответственно) и применяют там, где возникает необходимость передачи момента от одного вала другому с пересекающимися осями (привод заднего моста автомобиля, дифференциал, редукторы, приводы механизмов передвижения некоторых подъемных кранов и т. д.).

Конические зубчатые передачи обычно проектируют сравнительно небольших мощностей, так как консольное расположение шестерни на валу при значительных силах в зацеплении приводит к большим деформациям, нарушающим точность зацепления и нормальную работу передачи. Однако иногда применяют конические передачи, в которых шестерня расположена между опорами, а не консольно. Такая конструкция сложнее и дороже.

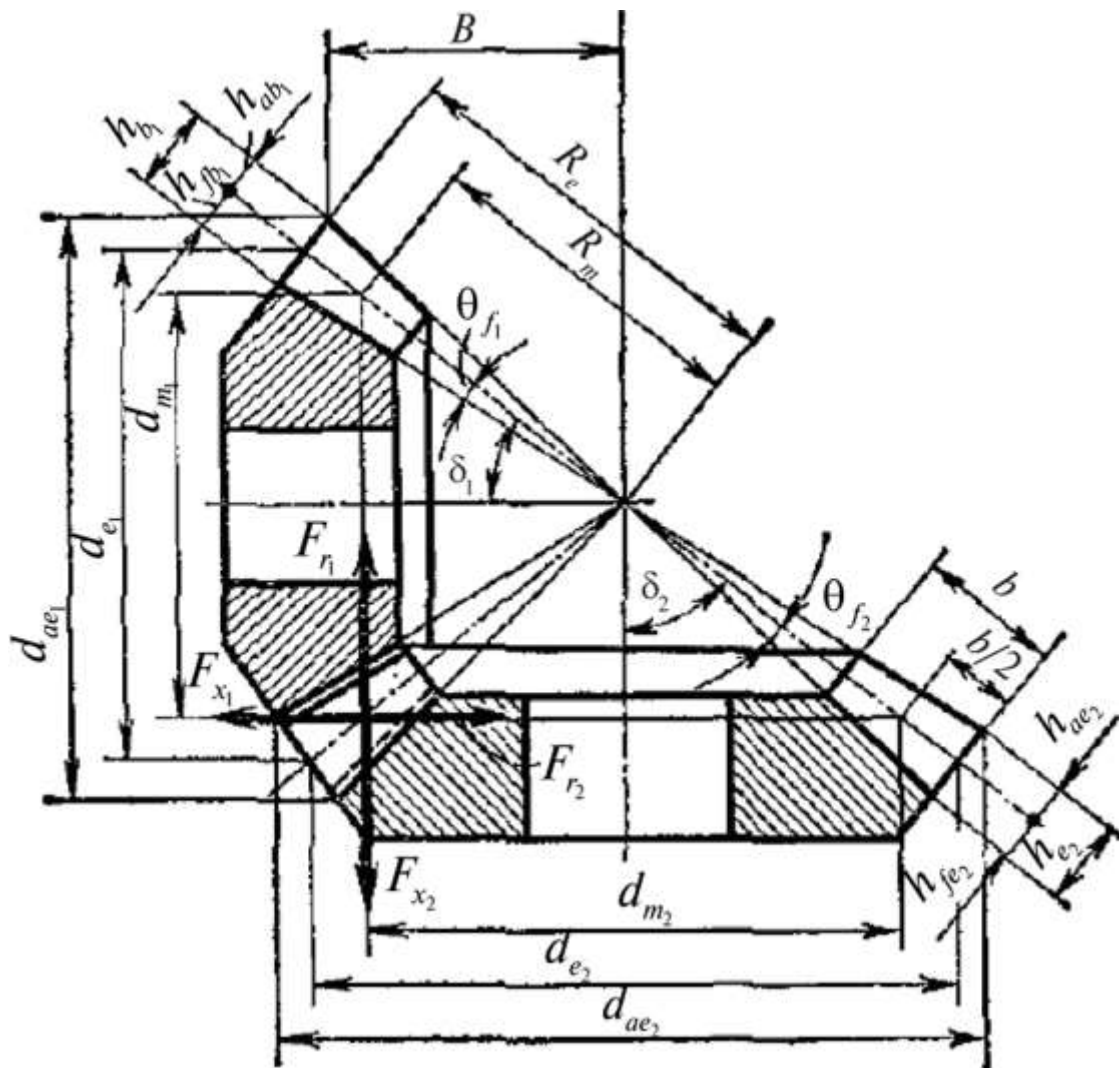


Рис. 2.50. Геометрические соотношения прямозубой конической передачи

Основные технические характеристики конической зубчатой передачи: P — обычно до 100 кВт; $i < 6,3$ в передачах редукторного типа, но обычно $i < 3,5$; открытые конические передачи иногда имеют i до 15; $v_{\max} = 15 \dots 25$ м/с для зубчатых колес с косыми и криволинейными зубьями; прямозубые конические колеса рекомендуется применять при $v < 3 \dots 4$ м/с; $\eta = 0,95 \dots 0,98$ при передаче полной мощности и хорошей смазке.

Так как зубья на боковых поверхностях конусов отличаются от зубьев цилиндрических колес тем, что их размеры (толщина, высота) по мере приближения к вершине конуса уменьшаются, то соответственно изменяются шаг и модуль зацепления, а также диаметры делительной, вершин и впадин

зубьев. В торцовых сечениях зубчатых колес, соответствующих их максимальным диаметрам, шаг и модуль зацепления также максимальные.

2.5.6. Червячная передача

Червячная (или *зубчато-винтовая*) *передача* (рис. 2.51) представляет собой кинематическую пару, состоящую из червяка и червячного колеса. Червячную передачу можно рассматривать как модификацию винтовой пары, длинная гайка которой разрезается продольной плоскостью (параллельной оси винта) и изгибается в круговое кольцо — зубчатое колесо, охватывающее тело винта - червяка по дуге.

Червяк — это винт с резьбой, нарезанной на цилиндре (архимедов, конволютный, эвольвентный и другие червяки, см. рис. 2.51, *а*) или на глобоиде (см. рис. 2.51, *б*). *Архимедов червяк* (рис. 2.52, *а*) представляет собой цилиндрический винт с трапецеидальным профилем резьбы. В торцовом сечении витки этого червяка очерчены архимедовой спиралью. *Конволютный червяк* (рис. 2.52, *б*) — это цилиндрический винт с прямолинейными очертаниями профиля впадин или витков в сечении, нормальном к боковой поверхности резьбы. *Эвольвентный червяк* (рис. 2.52, *в*) можно рассматривать как косозубое цилиндрическое колесо с очень большим углом наклона зуба к образующей цилиндра и малым числом зубьев. Профиль витков (зубьев) очерчен эвольвентой. *Глобоидный червяк* (см. рис. 2.51, *б*) представляет собой винт, нарезанный на поверхности тора (глобоида). В центральной осевой плоскости червяка витки имеют прямолинейный профиль. Передачу с таким червяком называют глобоидной. Несмотря на то, что при одинаковых габаритах нагрузочная способность передачи с глобоидным червяком значительно выше, чем с цилиндрическим, она не получила широкого распространения из-за комплекса причин, связанных с теплоотводом, изготовлением и сборкой глобоидного червяка и червячного колеса.

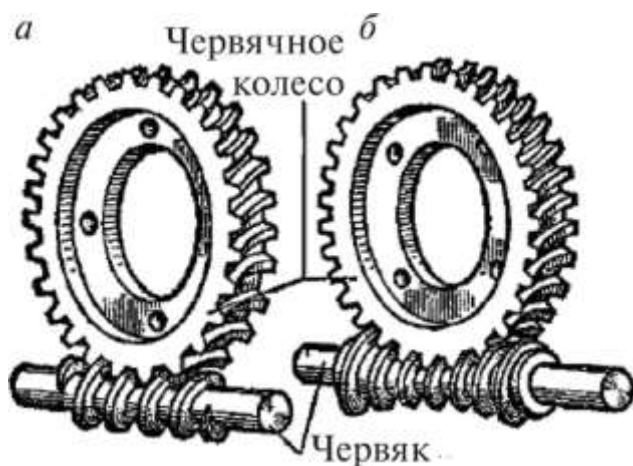


Рис. 2.51. Червячная передача

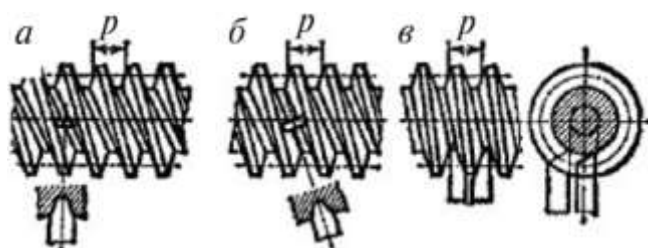


Рис. 2.52. Виды цилиндрических червяков

Благодаря относительной простоте технологии изготовления червяка и колеса передачи с цилиндрическим архимедовым червяком находят широкое применение в различных отраслях машиностроения и народного хозяйства в целом. Наряду с этим в последнее время получают все более широкое применение и эвольвентные червяки.

Достоинства червячной передачи: 1) возможность осуществления передачи (одноступенчатой) с большими передаточными числами: в кинематических передачах $i = 500$ и более, а в силовых передачах $i = 8 \dots 80$, в виде исключения до 120; 2) плавность зацепления и бесшумность работы; 3) возможность осуществления самотормозящей передачи (КПД меньше 50 %); 4) небольшая масса передачи на единицу мощности при большом передаточном числе.

Недостатки червячной передачи: 1) сравнительно низкий КПД в несамотормозящих передачах $\eta = 0,7 \dots 0,92$ (большие значения для передач с

многовитковым и шлифованным червяком); 2) ограниченность передаваемой мощности — не выше 50... 100 кВт; 3) сильный нагрев передачи при длительной непрерывной работе; 4) высокая стоимость материала венцов червячных колес (бронза) и инструмента для нарезания зубьев червячных колес (червячные фрезы), а также шлифовки червяка.

Несмотря на указанные недостатки, червячные передачи получили большое распространение в машиностроении и приборостроении благодаря возможности редуцирования угловой скорости в широком диапазоне при скрещивающихся осях валов: механизмы привода, подъемно-транспортных машин, пассажирских и грузовых лифтов, станков, различных приборов и т. д.

Геометрические соотношения в червячной передаче с цилиндрическим архимедовым червяком. Расстояние p , измеренное между одноименными точками двух соседних витков профиля резьбы червяка (рис. 2.53), называется шагом червяка и червячного колеса. Отношение шага p к l называют модулем $m = p/n$.

Цилиндр, на образующей которого толщина витка и ширина впадины резьбы червяка одинаковы, называют *делительным*, его диаметр обозначают d_v

Червяк, как и винт, может иметь одновитковую (одноза-ходную) или многовитковую (многозаходную) резьбу; число витков резьбы червяка обозначают z_v . В силовых червячных передачах применяют червяки с $z_v = 1, 2, 4$.

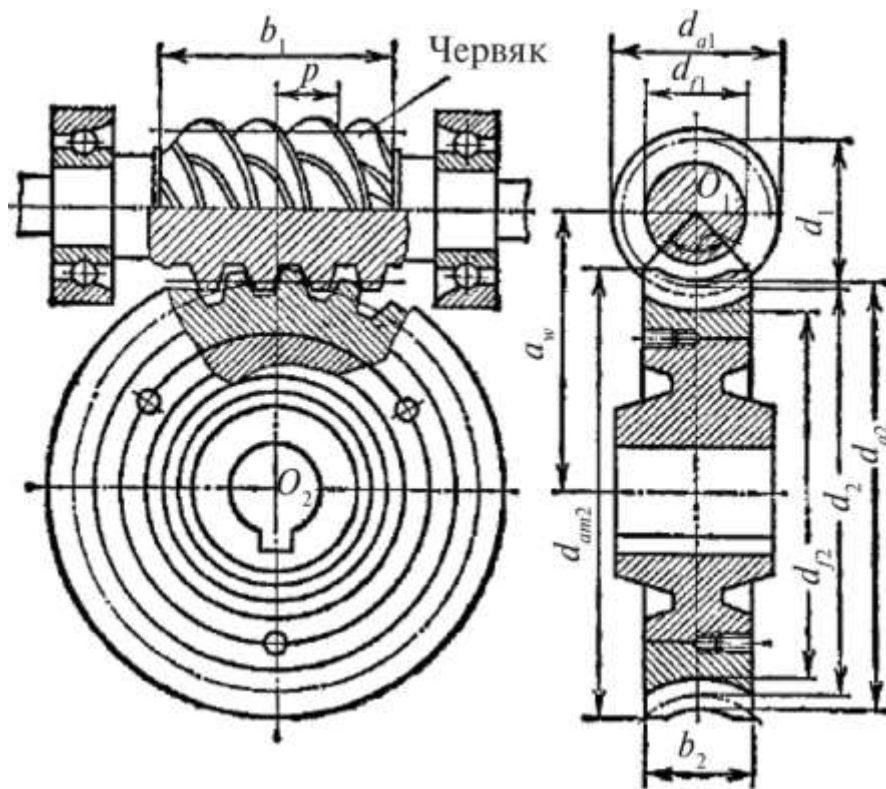


Рис. 2.53. Элементы червячной передачи

Червяки изготавливают из углеродистой (марки 45, 50) или легированной (марки 20Х, 40Х, 40ХН, 12ХНЗА, 18ХНВА, 38ХМ10А) стали с соответствующей термической или термохимической обработкой и последующим шлифованием и полированием поверхностей зацепления.

Червячное колесо изготавливают из чугуна при скорости скольжения $v < 2$ м/с. При $v > 2$ м/с червячное колесо делают составным: венец (обод или бандаж) изготавливают из оловянной (марки Бр.ОФЮ-1, Бр.ОЦС6-6-3) или безоловянной (марки Бр.АЖ9-4Л, Бр.АЖН10-4-4Л) бронзы, а колесо (колесный центр) — из чугуна (марки СЧ15, СЧ18). Оловянные бронзы, обладающие высокими антифрикционными свойствами, дефицитны и дороги. Поэтому при $v < 7$ м/с рекомендуется применять безоловянные бронзы или латунь (марки ЛАЖМц66-6-3-2), обладающие высокими механическими характеристиками при несколько сниженных антифрикционных свойствах.

Ременные, цепные передачи

2.6.1. Ременные передачи

Передача механической энергии, осуществляемая гибкой связью посредством трения между ремнем и шкивом, называется *ременной*. Ременная передача состоит из двух или большего числа шкивов и бесконечного ремня, надетого на шкивы с натяжением (рис. 2.54). Ременная передача, как и фрикционная, предназначена для передачи энергии от ведущего вала к ведомому O_2 (см. рис. 2.54) с изменением или без изменения значения и направления угловой скорости.

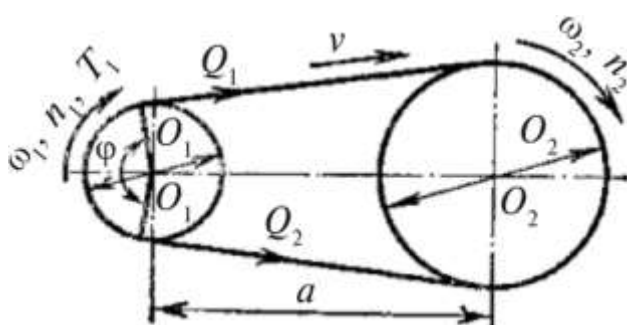


Рис. 2.54. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают следующие виды ременных передач: *плоскоремные* с прямоугольным профилем поперечного сечения ремня (рис. 2.55, а); *клиноремные* с трапециевидным профилем поперечного сечения ремня (рис. 2.55, б); *поликлиноремные* с бесконечными плоскими ремнями, имеющими продольные клиновые выступы-ребра на внутренней поверхности ремня, входящие в кольцевые клиновые канавки шкивов (рис. 2.55, в)'; *круглоремные* с круглым профилем поперечного сечения ремня (рис. 2.55, г). Кроме указанных видов ременных передач в машиностроении широкое применение получают и передачи *зубчатыми* ремнями (рис. 2.56), обеспечивающие постоянство передаточного отношения и хорошую тяговую способность.

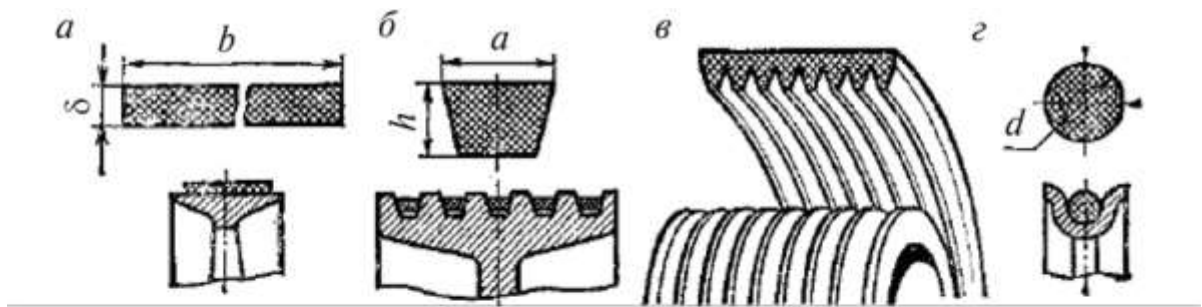


Рис. 2.55. Виды ременных передач

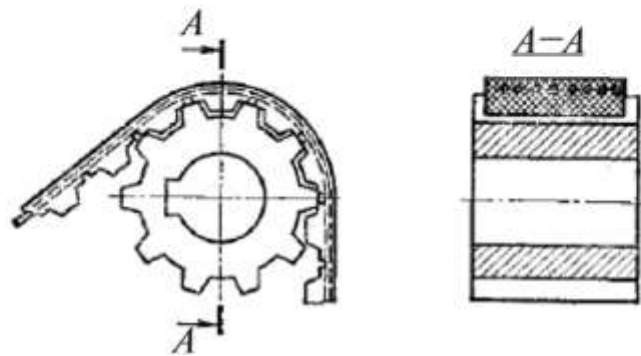


Рис. 2.56. Передача зубчатым ремнем

В зависимости от назначения передачи и взаимного расположения осей валов ременные передачи классифицируют на открытые с параллельными осями валов и вращением их шкивов в одном направлении (рис. 2.57, а), перекрестные с параллельными осями валов и вращением шкивов в противоположных направлениях (рис. 2.57, б), полуперекрестные со скрещивающимися осями, угловые со скрещивающимися или перекрещивающимися осями валов. Наибольшее распространение получили открытые плоско- и клиноременные передачи (клиновые, поликлиновые и зубчатые ремни можно применять только в открытых передачах).

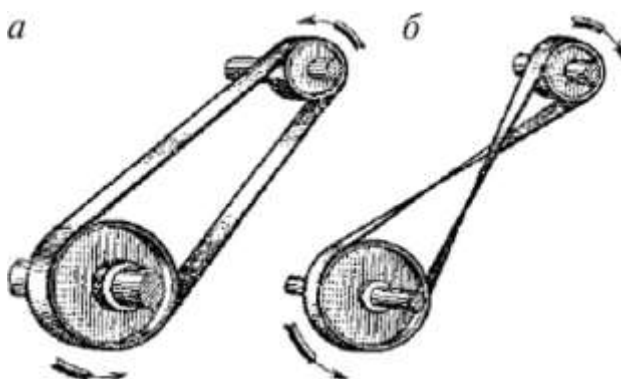


Рис. 2.57. Типы ременных передач

Достоинства ременных передач: 1) возможность передачи энергии на значительные расстояния: $a_{\text{тах}} = 12...15$ м — плоскими ремнями, $a_{\text{тах}}^{\text{®}}$ бм-клиновыми ремнями; 2) простота и низкая стоимость конструкции; 3) плавность и бесшумность хода, способность смягчать удары благодаря эластичности ремня и предохранять механизм от поломок при буксовании, вызванном перегрузкой; 4) возможность передачи мощностей от долей киловатта до сотен киловатт (чаще до 50 кВт, реже до 300 кВт) при окружной скорости до 30 м/с; 5) простота обслуживания и ухода; 6) относительно высокий КПД: $\eta = 0,91...0,98$, большие значения для открытых плоскоремennых передач.

Недостатки ременных передач: 1) непостоянство передаточного отношения вследствие упругого скольжения, меняющегося в зависимости от нагрузки; 2) относительно большие габариты передачи и невысокая долговечность ремня (особенно в быстроходных передачах); 3) вытягивание ремня в процессе эксплуатации передачи приводит к необходимости дополнительных устройств (натяжной ролик, натяжной винт, т. е. установка электродвигателя на салазках, качающейся плите); 4) неприменимость во взрывоопасных помещениях (электризация ремня); 5) большие нагрузки на валы и их опоры (подшипники).

Несмотря на перечисленные недостатки, ременные передачи в промышленности и народном хозяйстве занимают второе место после зубчатых. В любой отрасли машино- и приборостроения можно встретить плоскоремennую или клиноремennую передачи: приводы насосов, вентиляторов, транспортеров, рольгангов; приводы комбайнов и других сельскохозяйственных машин; приводы машин в текстильной, автомобильной, тракторной, химической, нефтяной и других отраслях промышленности.

Плоскоременные передачи рекомендуется применять при высоких окружных скоростях, больших межосевых расстояниях, повышенных требованиях к плавности и эластичности работы передачи. *Клиноременные и поликлиноременные передачи* применяют при сравнительно больших передаточных отношениях, вертикальном и наклонном расположении параллельных осей валов, требовании малогабаритности передачи и меньших нагрузок на опоры валов, передаче энергии на несколько валов. *Круглоременные* передачи предназначены в основном для передачи малых мощностей и поэтому имеют меньшее распространение (швейные машины, радиоаппаратура, приборы, настольные станки, механизмы домашнего обихода и т. д.).

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:
а) *тяговая способность*, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом; б) *долговеч*

но ноешь ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Основным видом расчета ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности, одновременно обеспечивающий требуемую прочность ремней. Расчет на долговечность производится как *проверочный*.

2.6.2. *Цепные передачи*

Передача энергии между двумя или несколькими параллельными валами, осуществляемая зацеплением с помощью гибкой бесконечной цепи и звездочек, называется *цепной*. Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 2.58).

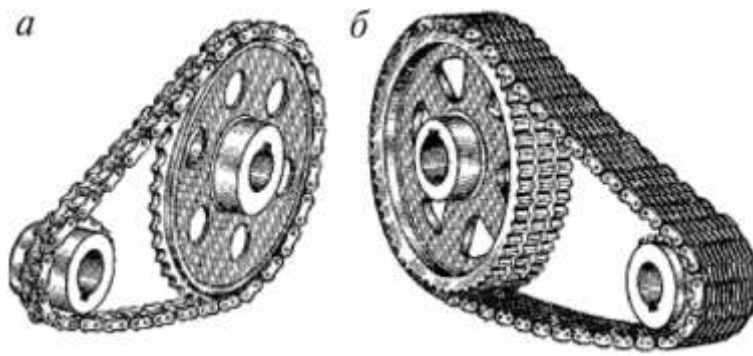


Рис. 2.58. Цепная передача роликовой (а) и зубчатой (б) цепью

В машиностроении находят применение следующие группы цепей: *грузовые*, применяемые для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при скоростях, не превышающих 0,25...0,50 м/с; *тяговые*, применяемые для транспортировки грузов (транспортёры, элеваторы, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших линейных скоростях — до 2...4 м/с; *приводные*, используемые для передачи энергии в широком диапазоне скоростей с постоянным передаточным отношением. Цепные передачи применяют в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Достоинства цепных передач: 1) возможность передачи мощности на значительные расстояния ($a < 8$ м) при передаточном отношении обычно $i < 6$; 2) сравнительно небольшие (меньшие, чем у фрикционных и ременных передач) нагрузки на валы и их опоры; 3) большой диапазон передаваемых мощностей (от долей киловатта до сотен киловатт) и большой диапазон скоростей (от долей до 30...35 м/с); роликовые и втулочные цепи обычно допускают скорость до 10... 15 м/с; 4) возможность передачи энергии одной цепью нескольким валам с одинаковым или противоположным направлением

вращения; 5) высокий КПД: $\eta = 0,95 \dots 0,98$ (при передаче полной мощности, тщательном уходе и хорошей смазке).

Недостатки цепных передач: 1) цепные передачи дороже, требуют более высокой точности установки валов, чем ременные передачи, и более сложного обслуживания — смазки, регулировки; 2) затрудненный подвод смазки к шарнирам увеличивает их износ, вследствие чего цепь вытягивается и требует установки натяжных устройств; срок службы передачи сокращается; 3) основной причиной износа шарниров (кроме недостатка смазки), шума, дополнительных динамических нагрузок и неравномерности вращения ведомой системы является то, что цепь состоит из отдельных звеньев, которые располагаются на звездочках не по дугам окружностей, а по ломаным линиям.

Приводные цепи и звездочки. Основные соотношения цепных передач. *Роликовые цепи* (рис. 2.59, а) изготавливают одно- и многорядными. Эти цепи состоят из наружных 2 и внутренних 3 пластин, валика (оси) цепи 7, запрессованного в отверстия внешних пластин с последующим расклепыванием концов, втулки 4, запрессованной в отверстия внутренних пластин, и ролика 5, свободно вращающегося на втулке 4.

Втулочные цепи отличаются от рассмотренных отсутствием роликов, поэтому их износостойкость ниже.

Зубчатые цепи (рис. 2.60) применяют при значительных скоростях — до 25...35 м/с, они работают плавно и с меньшим шумом, менее подвержены вытягиванию, однако тяжелы и дороги. Цепь (рис. 2.60, а) состоит из набора зубчатых пластин 7, удлиненной 3, внутренней 4 и соединительной 5

призм, шайбы 6 и шплинта 7. При повороте звеньев цепи призмы 3, 4 не скользят, а перекатываются, исполняя роль шарниров качения. Это позволяет повысить КПД передачи и долговечность цепи.

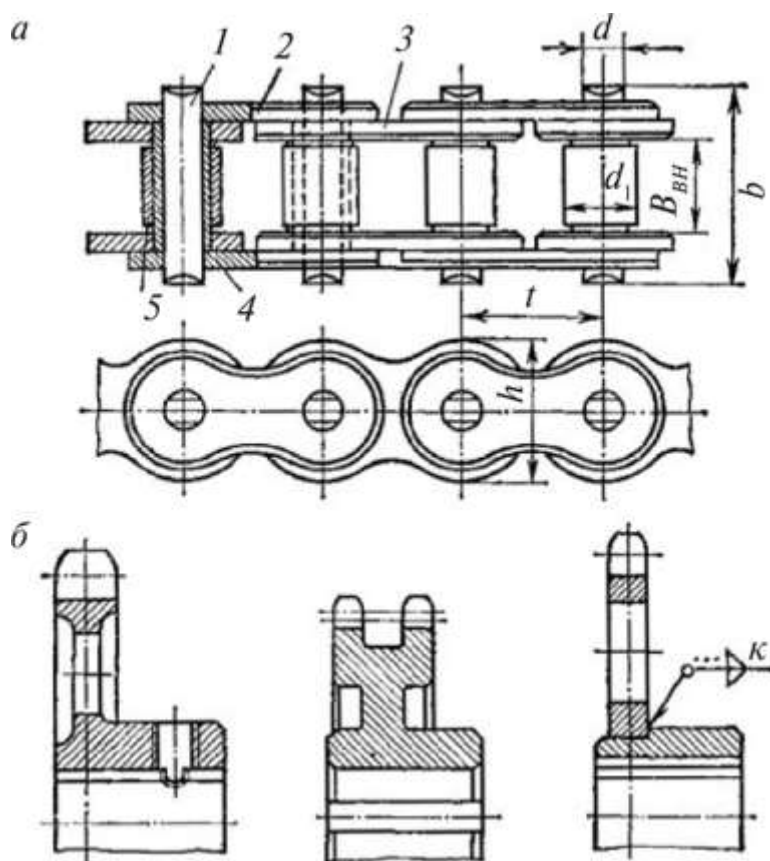


Рис. 2.59. Элементы цепной передачи: *а* — роликовая цепь; *б* — звездочки

Для устранения бокового сползания цепи со звездочек предусмотрены направляющие пластины 2: боковые (рис 2.60, *б*) или внутренние (рис. 2.60, *в*).

Цепи изготавливают из углеродистых (марки 10, 15, 40, 45, 50) и легированных (марки 15Х, 15ХА, 12ХНЗА, 20Х, 40Х, 40ХН) сталей с последующей термообработкой.

Характеристиками цепи являются: *а*) шаг t — расстояние между осями двух соседних валиков или призм (для приводных цепей $t = 8... 140$ мм); *б*) разрушающая нагрузка Q . Шаг цепи t , разрушающую нагрузку Q , ширину пластин B , длину валика l , массу 1 м цепи q_m и другие параметры принимают по таблицам стандартов.

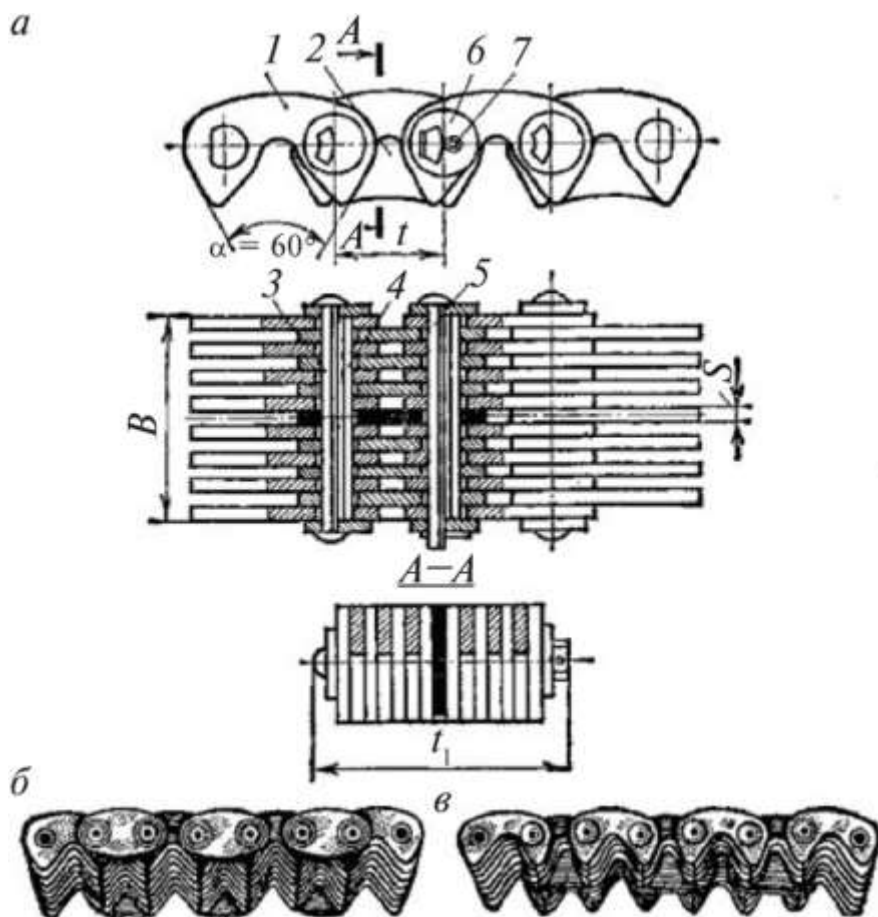


Рис. 2.60. Зубчатые цепи

Для выбранной цепи изготавливают звездочки (см. рис. 2,59, б) с рабочим профилем зуба, очерченного дугой соответствующей окружности для роликовых и втулочных цепей; рабочие профили зубьев зубчатых цепей прямолинейны.

Конструктивные размеры и форма звездочек зависят от параметров выбранной цепи и передаточного отношения, лимитирующего число зубьев меньшей звездочки.

Схема цепной передачи приведена на рисунке 2.61.

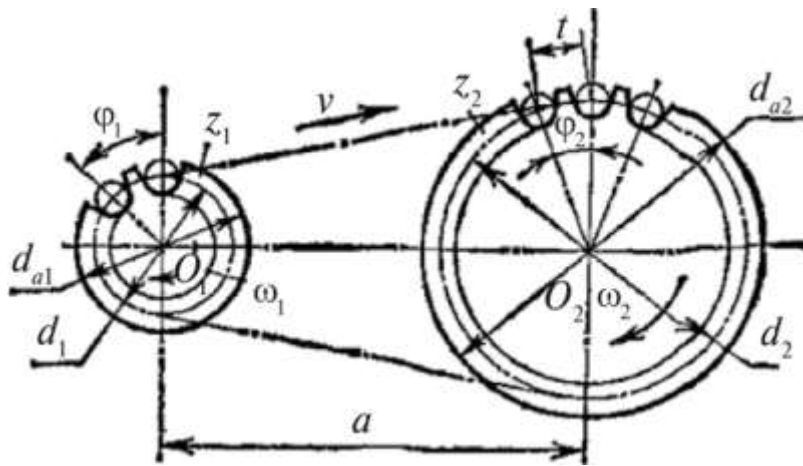


Рис. 2.61. Схема цепной передачи

Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движения

Шарнирный четырехзвенник — плоский механизм, составленный из четырех звеньев, образующих вращательные кинематические пары (шарниры). Шарнирный четырехзвенник (рис. 2.62) состоит из неподвижного звена (стойки), двух вращающихся звеньев 1 и 3 и соединительного звена 2, которое называется также шатуном. Вращающееся звено называется кривошипом, если оно может совершать полный оборот относительно оси вращения, и коромыслом, если оно может совершать только часть оборота. По виду вращающихся звеньев шарнирные четырехзвенники подразделяются на кривошипно-коромысловые, двухкривошипные и двухкоромысловые. Кривошипно-коромысловый шарнирный четырехзвенник применяется для преобразования непрерывного вращения кривошипа в качательное движение коромысла. В технологических машинах кривошип получает движение от главного вала, а с коромыслом связан рабочий орган, выполняющий заданную технологическую операцию. Двухкривошипный шарнирный четырехзвенник служит для преобразования равномерного вращения в неравномерное вращение одного направления и применяется в машинах, рабочий орган которых должен при движении в одном направлении иметь на некотором участке скорость, значительно превышающую среднюю скорость. Двухкоромысловый шарнирный четырехзвенник применяется

преимущественно в приборах и служит для механического воспроизведения заданной функции. Шарнирный четырехзвенник используется также для воспроизведения движения точки по заданной кривой, в частности по отрезку прямой линии. Примеры практического применения шарнирного четырехзвенника — механизмы насоса, сеноворошилки, тестомесильной машины, подъемного крана. К шарнирным четырехзвенникам относятся и четырехзвенные приближеннонаправляющие механизмы. Частным случаем шарнирного четырехзвенника является механизм шарнирного параллелограмма — четырехзвенника с попарно равными по длине и попарно параллельными сторонами.

Для шарнирного четырехзвенника справедлив следующий закон (теорема Грасгофа): *непрерывное вращательное движение какого-либо из звеньев возможно только в таком четырехзвенном механизме, у которого сумма длин наиболее короткого и наиболее длинного звеньев не превышает сумму длин оставшихся двух звеньев.*

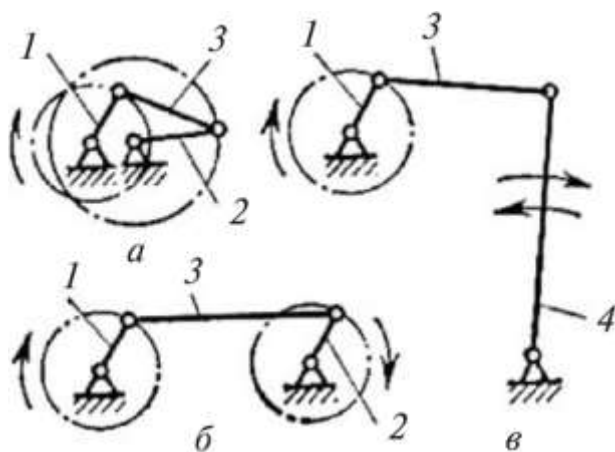


Рис. 2.62. Шарнирный четырехзвенник: *a* — двухкривошипный;

б — шарнирный параллелограмм; *в* — кривошипнокоромысловый; *1* и *2* — кривошипы; *3* — шатун; *4* — коромысло

Другим примером четырехзвенника является широко распространенный в технике *кривошипно-ползунный механизм* (рис. 2.63).

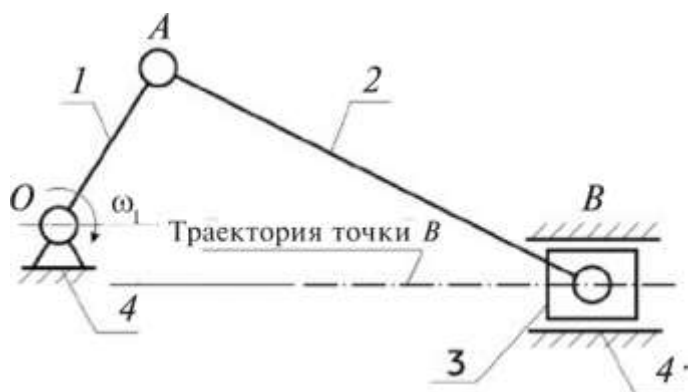


Рис. 2.63. Кривошипно-ползунный механизм: 1 — кривошип;

2 — шатун; 3 — ползун; 4 — неподвижные опоры

В этом механизме вместо коромысла устанавливается ползун, движущийся в неподвижной направляющей. Кривошипно-шатунный механизм применяют в поршневых двигателях, насосах, компрессорах и т. д. Если эксцентриситет e равен нулю, то получается центральный, или аксиальный, кривошипно-ползунный механизм (при e не равном нулю — нецентральный, или деаксиальный). Здесь вращение кривошипа через шатун преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна. Крайние положения ползуна будут при расположении кривошипа и шатуна в одну линию.

Если в рассмотренном механизме заменить неподвижную направляющую подвижной, которая называется кулисой 4, то получается *четырёхзвенный кулисный механизм* с кулисным камнем. Примером такого механизма может служить кулисный механизм строгального станка (рис. 2.64). Кривошип 7, вращаясь вокруг оси, через кулисный камень 2 заставляет кулису 3 совершать качательное движение. При этом кулисный камень относительно кулисы движется возвратно-поступательно.

Крайние положения кулисы будут при перпендикулярном расположении к ней кривошипа. При их построении изображается окружность радиусом, равным длине кривошипа (траектория движения точки A), и проводятся касательные из оси вращения кулисы.

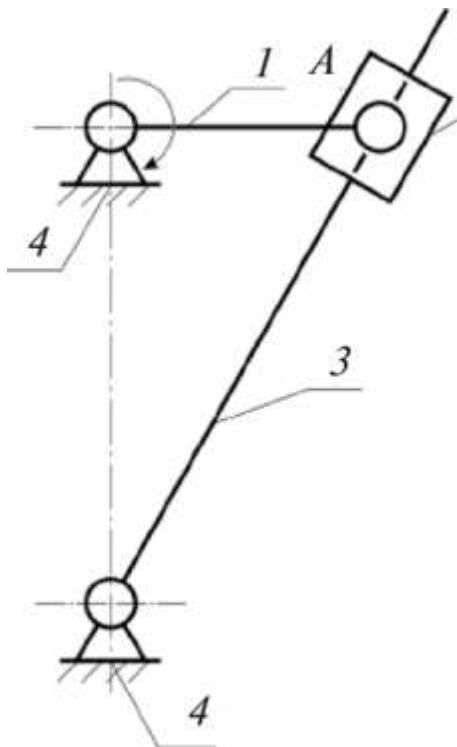


Рис. 2.64. Четырехзвенный кулисный механизм

Таким образом, звенья могут совершать *поступательное, вращательное* или сложное движения.

Кулачковый механизм — механизм, образующий кинематическую пару, имеющий подвижное звено, совершающее вращательное движение, — *кулак* (*кулачок*) с поверхностью переменной кривизны или имеющей форму эксцентрика, взаимодействующей с другим подвижным звеном — *толкателем*, если подвижное звено совершает прямолинейное движение (рис. 2.65, а), или *коромыслом*, если подвижное звено совершает качание (рис. 2.65, б). Кулак, совершающий прямолинейное движение, называется *копиром*. Кулачок 1, вращаясь с заданной угловой скоростью, действует на ролик 2 и заставляет толкатель 3 в виде ползуна двигаться в направляющих 4 возвратно-поступательно. Кулачок 1, вращаясь с заданной угловой скоростью $\omega_{\text{кр}}$ действует на ролик 2 и заставляет последний совершать качательное движение коромысла 3 относительно оси вращения А.

Кулачковые механизмы подразделяют на четыре группы:

- 1) по типу толкателя: плоский, роликовый, игольчатый, остроконечный;
- 2) по характеру движения толкателя: возвратно-поступательное, качающееся;
- 3) по характеру движения кулачка: возвратно-поступательное, качающееся, вращающееся;
- 4) кулачковые механизмы с роликовым толкателем: дезаксиальные (ось кулачка не под толкателем), центральные (ось кулачка под толкателем).

а 4

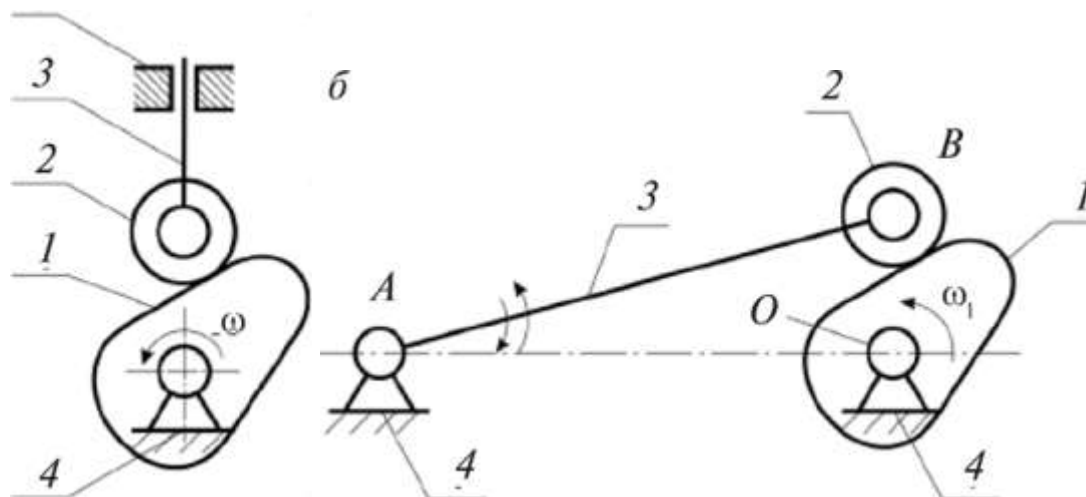


Рис. 2.65. Кулачковый механизм с поступательно-движущимся (

Основные характеристики кулачкового механизма — это максимальное перемещение толкателя (угол качания коромысла), максимальная скорость или ускорение исполнительного механизма и закон движения исполнительного механизма.

Кулачковый механизм *применяется* в двигателях внутреннего сгорания в газораспределительном механизме, в металлорежущих станках и других машинах для воспроизведения сложной траектории движения рабочих органов и выполнения функций управления, таких как включение и выключение рабочих органов по определенной схеме.

Мальтийский механизм — механизм прерывистого движения, преобразующий равномерное вращательное движение в прерывистое вращательное движение.

Мальтийские механизмы бывают с внешним (рис. 2.66, *а*) и внутренним (рис. 2.66, *б*) зацеплением и, как правило, с числом пазов от 3 до 12.

Одной из главных характеристик мальтийского механизма (как и других разновидностей скачковых механизмов) является *рабочий угол*. Это величина, характеризующая угол поворота ведущего вала, за который происходит перемещение ведомого вала. Считая, что полный цикл работы механизма проходит за поворот вала на 360° , можно вычислить угол, при котором ведомый вал остается неподвижным. У мальтийского механизма с четырехлопастным крестом рабочий угол составляет 90° (угол покоя 270°). Это соответствует КПД 75 %. Таким образом, чем меньше рабочий угол, тем выше КПД. Для повышения КПД в некоторых устройствах применяются мальтийские механизмы с ускорителями. Такие механизмы называются кулисно-мальтийскими, и их действие основано на неравномерной угловой скорости ведущего вала, за счет которой время перемещения ведомого вала уменьшается по отношению к полному циклу.

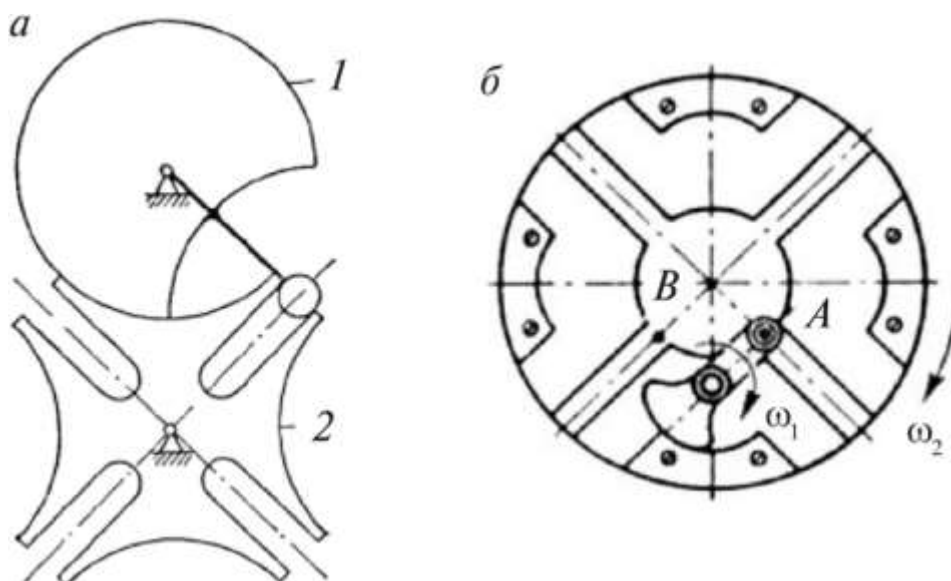


Рис. 2.66. Мальтийский механизм с внешним («) и внутренним (б) зацеплениями

Большинство мальтийских крестов, применяемых в технике, имеет радиальные пазы, что исключает явление удара при входе пальца. Такие кресты считаются «нормальными», в отличие от крестов со смещенным пазом, ось которого не проходит через центр вращения. При работе механизма с «ненормальными» крестами возникают большие ускорения, приводящие к быстрому износу пальца. Мальтийский механизм применяется в большинстве кинопроекторов, рассчитанных на 35- и 70-мм киноплёнку, поворотных столах дозировочных машин, линиях розлива и т. п.

Храповой механизм (храповик) — зубчатый механизм прерывистого движения, предназначенный для преобразовательного возвратно-вращательного движения в прерывистое вращательное движение в одном направлении (рис. 2.67), т. е. храповик позволяет оси вращаться в одном направлении и не позволяет вращаться в другом. Храповик обычно имеет форму зубчатого колеса с несимметричными зубьями, имеющими упор с одной стороны. Движение колеса в обратную сторону ограничивается собачкой, которая прижимается к колесу пружиной или под собственным весом.

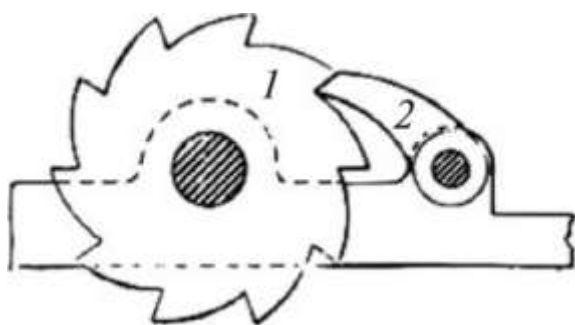


Рис. 2.67. Храповой механизм: 1 — зубчатое колесо; 2 — собачка

Храповые механизмы используются достаточно широко: в турникетах, гаечных ключах, заводных механизмах, домкратах, лебедках, замках наручников и т. д.

Направляющие вращательного движения. Муфты

Валы и оси

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на *валах* или *осях*.

Вал предназначен для поддержания насаженных на него деталей и передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях — дополнительно растяжение и сжатие.

Ось — деталь, предназначенная только для поддержания насаженных на нее деталей. В отличие от вала ось не передает вращающий момент и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть *неподвижными* (рис. 2.68, а) или *вращать-*

ся вместе с насаженными на них деталями (рис. 2.68, б).

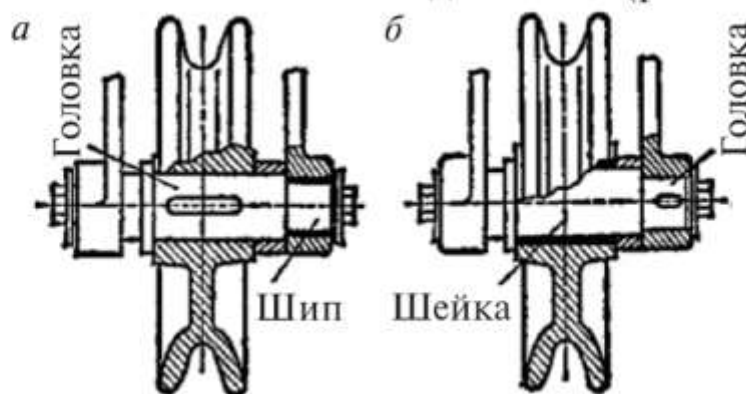


Рис. 2.68. Ось блока

Валы классифицируют:

- - по назначению — валы передач, несущие зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты и другие детали или сборочные единицы передач;

коренные валы машин, кроме деталей передач несущие также рабочие органы производственных машин или машин двигателей (например, валы турбин, на которые насажены колеса или диски турбин; валы токарных и сверлильных станков, на которых установлены зажимные патроны; валы электродвигателей, на которые насажены роторы; коленчатые и кривошипные валы и т. д.);

- — *по форме геометрической оси* — прямые (рис. 2.69), получившие широкое распространение в различных отраслях машиностроения; кривошипные и коленчатые, используемые не только для передачи момента, но и для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (поршневые двигатели) или, наоборот, вращательного движения в возвратно-поступательное (насосы, станки); гибкие с изменяемой формой геометрической оси, применяемые в разнообразных приводах механизированного инструмента, например вал переносной сверлильной или завинчивающей установки, а также в несиловых приводах приборов, например спидометров и других приборов дистанционного измерения или управления;
- — *по форме и конструктивным признакам* — гладкие постоянного поперечного сечения (трансмиссионные, валы гребных винтов и др.); ступенчато-переменного поперечного сечения (см. рис. 2.69) (валы большинства передач).

Для уменьшения массы валы иногда делают полыми.

Вал обычно работает на изгиб, кручение (вал прямозубого редуктора, фрикционной, ременной и цепной передач) или на изгиб, кручение и осевое сжатие (растяжение) — вал косозубого цилиндрического, конического и червячного редукторов.

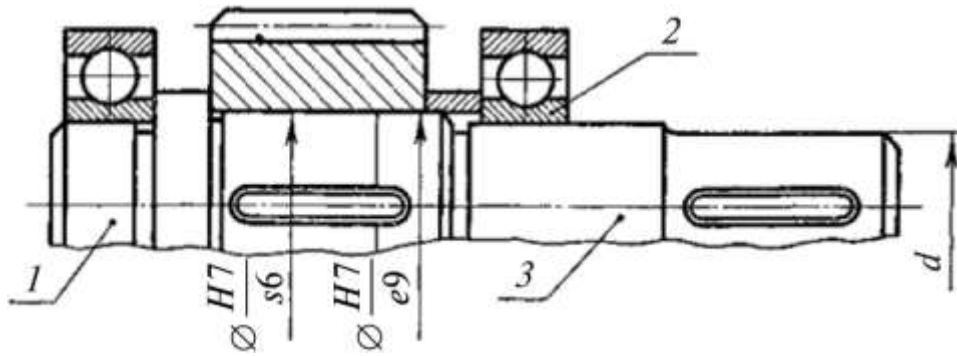


Рис. 2.69. Прямой ступенчатый вал:

1 — шип; 2 — подшипник; 3 — шейка

Цапфы — участки вала или оси, лежащие в опорах. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку (см. рис 2.69).

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Опорами для шипов и шеек служат подшипники.

Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими и сферическими. В большинстве случаев применяются цилиндрические цапфы.

Пятой называют цапфу, передающую осевую нагрузку. Опорами для пят служат подпятники. Пяты по форме могут быть сплошными, кольцевыми и гребенчатыми (рис. 2.70, а—в соответственно). Гребенчатые пяты применяют редко.

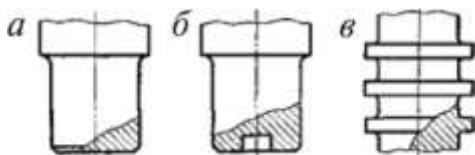


Рис. 2.70. Пяты

Посадочные поверхности. Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими, реже — коническими. При прессовых посадках диаметр этих поверхностей принимают примерно на 5 % больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки.

Переходные участки между двумя ступенями валов или осей выполняют:

- а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 2.71, а). Эти канавки повышают концентрацию напряжений, поэтому рекомендуются на концевых участках, где изгибающие моменты небольшие;
- б) галтелью постоянного радиуса (рис. 2.71, б)';
- в) галтелью переменного радиуса (рис. 2.71, в), которая способствует снижению концентрации напряжений, поэтому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей.

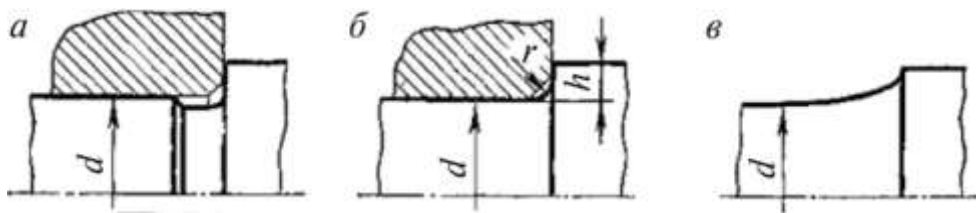


Рис. 2.71. **Переходные участки вала**

Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений на переходных участках являются протачивание разгрузочных канавок (рис. 2.72, а), увеличение радиусов галтелей, высверливание в ступенях большого диаметра (рис. 2.72, б). Пластическое упрочнение (наклеп) галтелей обкаткой роликами повышает несущую способность валов и осей.

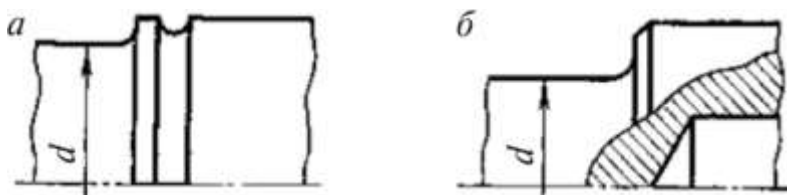


Рис. 2.72. Способы повышения усталостной прочности валов

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей, а также качественного серого и высокопрочного чугуна, сплавов цветных металлов (часы, приборы) и пластмасс.

Валы и оси изготавливают из углеродистой (марки Ст.3, Ст.4, Ст.5, 30, 35, 40, 45, 50) и легированной (марки 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, 30ХГТ) сталей, значительно реже — из стального литья (марки 35Л, 40Л, 45Л, 50Л) с соответствующей термической обработкой. Так как оси и валы имеют круглое (сплошное) или реже кольцевое поперечное сечение, то в качестве заготовок для их изготовления применяют круглый прокат диаметром оси или вала, не превышающим 200 мм, или поковки диаметром более 200 мм. При массовом (крупносерийном) производстве ступенчатые валы изготавливают из штампованных заготовок. Оси и валы кольцевого сечения могут быть изготовлены из труб.

Критерии работоспособности валов и осей. Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. *Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность* (выносливость) *и жесткость.* Усталостная прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость — прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие и изгибающие моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил, как правило, невелико и в большинстве случаев не учитывается.

- ***Подшипники скольжения***

Опоры осей и валов подразделяются на две группы: опоры *скольжения* и опоры *качения*. Опоры скольжения и качения, служащие для восприятия радиальных нагрузок, называют *подшипниками*, а опоры, предназначенные для восприятия осевых нагрузок, — *подпятниками*, или упорными подшипниками (для опор качения).

Подшипники скольжения разделяются на три основных типа.

Неразъемные (глухие) *подшипники* в простейших конструкциях отливают как одно целое со станиной тихоходной машины, работающей с большими перерывами (рис. 2.73). Иногда их делают съемными (рис. 2.74), прикрепляемыми болтами к станине машины. Съемные глухие подшипники изготавливают как со вкладышами (чугунные, бронзовые, капроновые и другие втулки, запрессованные в отверстие чугунного или стального корпуса подшипника), так и без них. Подшипники без вкладышей применяют для тихоходных малонагруженных валов. Основное достоинство глухих подшипников — простота конструкции и низкая стоимость. Несмотря на это, они имеют ограниченное распространение, так как не дают возможности компенсировать износ рабочих поверхностей втулок и валов. Неразъемные подшипники разделяются на узкие (рис. 2.75, а), широкие (рис. 2.75, б), фланцевые (рис. 2.75, в, г) и гнездовые (рис. 2.75, д).

Разъемные подшипники (рис. 2.76) состоят из корпуса 1, двух вкладышей 2 (втулка из антифрикционного материала, разрезанная по образующей), крышки 4 и стяжных болтов 3. Износ рабочей поверхности вкладыша компенсируется поджатием крышки к верхней половине вкладыша.

Масло для смазки подшипников скольжения поступает на трущиеся поверхности через отверстие в крышке из смазочного резервуара — масленки или из масляной ванны с помощью вращающегося кольца (рис. 2.77). Кольцевая смазка может применяться только при сравнительно больших окружных скоростях цапфы.

Корпус

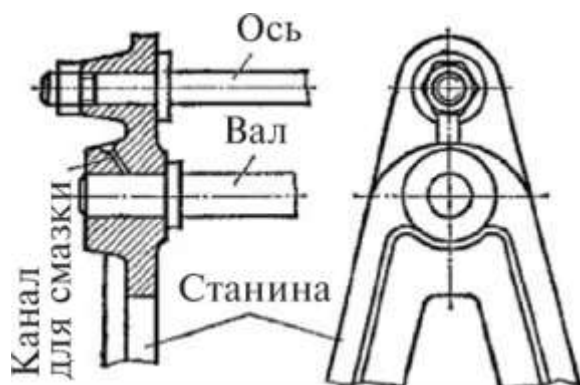
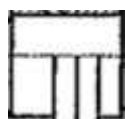


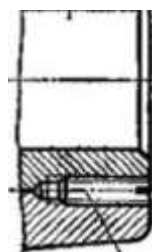
Рис. 2.73. Подшипники скольжения в конструкциях как одно целое со станиной

Канал для смазки

-CQ



[Втулка



г НІ

Съемный^'. з подшипник, ' _____ Станина Винт стопорный

Рис. 2.74. Съемные подшипники скольжения

Глухие и разъемные подшипники применяют при $\rho = Z/d = 0,4...1,5$.

Подшипники с самоустанавливающимися вкладышами (рис. 2.78) применяют при больших отношениях длины цапфы (шипа или шейки) к ее диаметру $\phi = l/d = 1,5...2,5$. При таких значениях ϕ обычный вкладыш не может следовать за отклонениями оси цапфы, вызванными деформацией вала, а это приводит к возникновению больших кромочных давлений между цапфой и вкладышем, нарушающих нормальную работу подшипника. На рисунке 2.78 самоустанавливающийся вкладыш 1 подшипника имеет выпуклую сферическую поверхность, опирающуюся на вогнутую сферическую поверхность кольца 2, запрессованного в гнездо корпуса подшипника. Это позволяет вкладышу следовать за отклонениями оси деформируемого вала. Смазка подается через отверстие корпуса в канавку 3 вкладыша.

Опоры скольжения для осевых нагрузок — *подпятники* — обычно объединяются в одном общем корпусе с подшипником, воспринимающим радиальные нагрузки вала и уравнивающим их. Опорная часть подпятника (рис. 2.79) представляет собой кольцо 4 из чугуна, бронзы или другого антифрикционного материала с прорезанными по торцу смазочными канавками. Кольцо опирается на корпус 1. Радиальная нагрузка опоры воспринимается втулкой 3, вставленной во вкладыш 2, прикрепленный винтами к корпусу. Во избежание проворачивания упорного кольца оно закреплено штифтом 5.

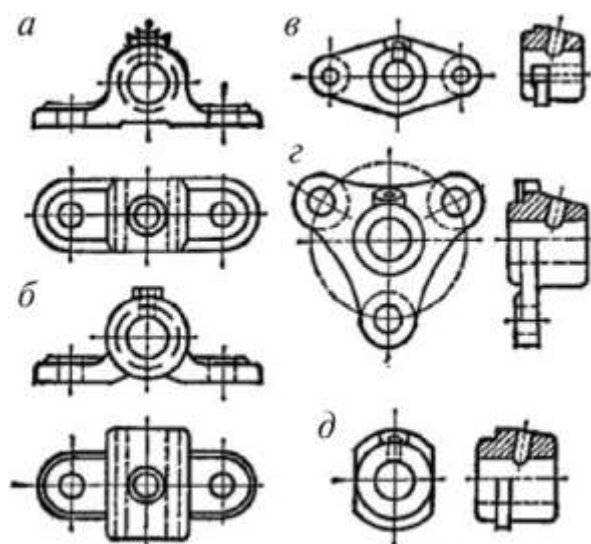


Рис. 2.75. Неразъемные подшипники качения

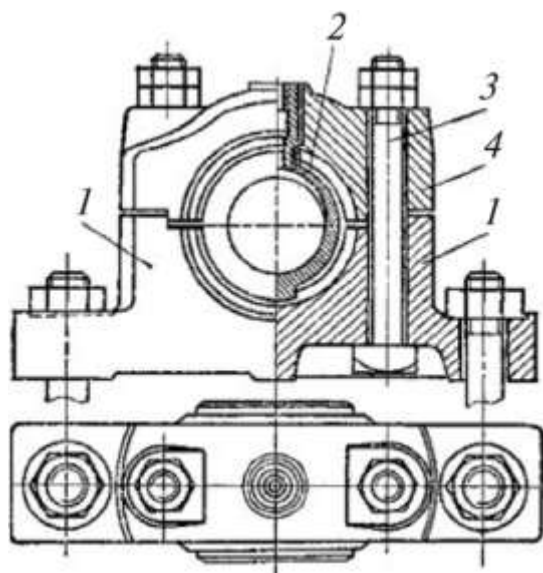


Рис. 2.76. Разъемные подшипники скольжения

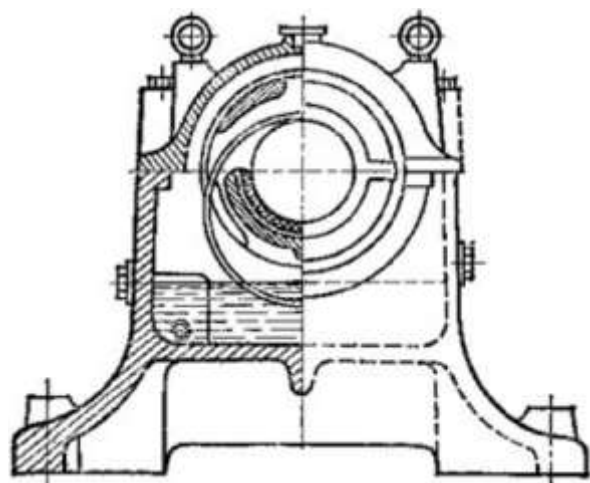


Рис. 2.77. Смазка с помощью масляной ванны

Достоинства подшипников скольжения: 1) высокая работоспособность при больших скоростях и ударных нагрузках; 2) бесшумность и обеспечение виброустойчивости вала при работе подшипника в режиме жидкостного трения (масляный слой между поверхностями цапфы и вкладыша обладает способностью гасить колебания); 3) небольшие размеры в радиальном направлении; 4) достаточно высокая работоспособность в особых условиях (химически агрессивные среды, при бедной или загрязненной смазке) и т. д.

Недостатки подшипников скольжения: 1) большие потери на трение (не относится к подшипникам, работающим в режиме жидкостного трения, КПД которых $> 0,99$); 2) значительные размеры в осевом направлении; 3) необходимость применения дорогостоящих цветных сплавов (бронза, баббит) для вкладышей; 4) сравнительная сложность конструкции и большой расход смазки; 5) невозможность взаимозаменяемости подшипников при ремонте, так как большинство типов подшипников не стандартизовано.

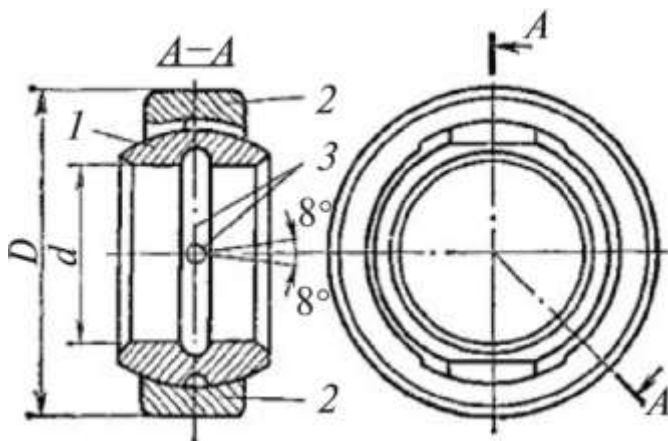


Рис. 2.78. Подшипники с самоустанавливающимися вкладышами

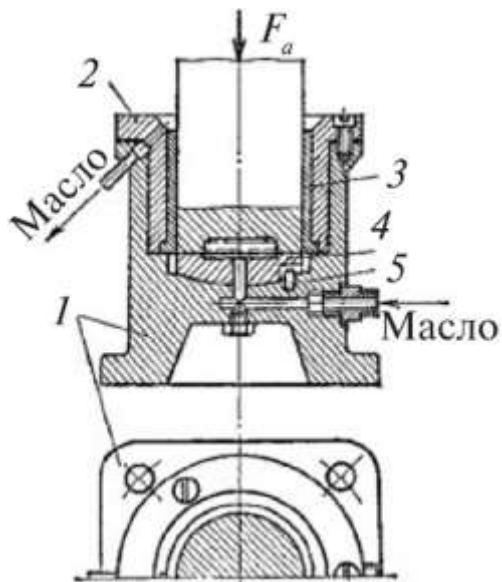


Рис. 2.79. Подпятник

Подшипники и подпятники скольжения применяют в сепараторах для высокоскоростных шпинделей станков, газовых турбинах, центрифугах, двигателях внутреннего сгорания (коленчатые валы устанавливают на подшипники скольжения), при особо тяжелых режимах работы машин (прокатные станы, камнедробилки и др.).

Материалы деталей подшипников. Корпус и крышку подшипника отливают из серого чугуна. Вкладыш является наиболее ответственной деталью подшипника, непосредственно воспринимающей передаваемую цапфой нагрузку. Поэтому к материалу для его изготовления предъявляется комплекс требований: контактная выносливость; низкий коэффициент трения в паре с материалом шейки вала; высокая сопротивляемость изнашиванию и заеданию; достаточная пластичность и высокая теплопроводность; хорошая прирабатываемость и смачиваемость маслом, а также способность образовывать на трущихся поверхностях цапфа — вкладыш стойкие и быстро восстанавливаемые масляные пленки; стойкость против коррозии.

Металлические вкладыши изготавливают из антифрикционного чугуна, бронзы, сплавов на алюминиевой основе. Баббит, обладающий высокими

антифрикционными свойствами, применяют для заливки тонким слоем трущейся поверхности чугунного, стального или бронзового вкладыша. В качестве материалов вкладышей применяют также металлокерамику (железографитные и бронзографитные вкладыши) и неметаллические материалы: пластмассы (текстолит, капрон, древесно-слоистые пластики и др.); твердые породы дерева (самшит, бук, дуб, граб); прессованную древесину; резину. Выбор материала вкладыша зависит от условий эксплуатации, характера нагрузки, угловой скорости цапфы, режима смазки.

- **2.8.3. Подшипники качения**

Опоры валов и осей, в которых трение скольжения заменено трением качения, называют *подшипниками качения*.

Подшипники качения имеют ряд *преимуществ* перед подшипниками скольжения: 1) значительно меньшие потери на трение, а следовательно, более высокий КПД (до 0,995) и меньший нагрев; 2) момент трения при пусках в 10...20 раз меньше, чем в подшипниках скольжения; 3) экономия дефицитных материалов (баббита, бронзы); 4) меньшие габаритные размеры в осевом направлении; 5) простота обслуживания и замены; 6) меньший расход масла; 7) низкая стоимость вследствие массовости изготовления стандартных подшипников и относительно малые эксплуатационные расходы, а также взаимозаменяемость, что упрощает ремонт машин и оборудования.

Недостатки подшипников качения: 1) ограниченная возможность применения при очень больших нагрузках и высоких угловых скоростях цапф (специальные закрытые подшипники качения могут работать сотни часов при $n_{\text{пред}} = 35 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ и $t_{\text{пред}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$); 2) непригодность для работы при значительных ударных и вибрационных нагрузках из-за высоких контактных напряжений и плохой способности демпфировать колебания;

3) большие, чем у подшипников скольжения, габаритные размеры в радиальном направлении; 4) неразъемность конструкции, что не позволяет применять подшипники качения в некоторых сборочных единицах (например, для шеек коленчатых валов).

Подшипники качения (рис. 2.80) обычно состоят из двух колец: внутреннего 3, насаженного на вал, и наружного 1, закрепленного в корпусе подшипника; тел качения — шариков или роликов 2, катящихся по беговым дорожкам колец на некотором расстоянии друг от друга, и сепаратора 4 — детали, разделяющей тела качения. Кольца и тела качения изготавливают из шарикоподшипниковой стали с высоким содержанием хрома (марки ШХ6, ШХ15) и других легированных сталей, например марки 12Х2Н4А. Сепараторы изготавливают из сталей марки Ст.1, Ст.2, а также из латуни, бронзы, капрона, текстолита.

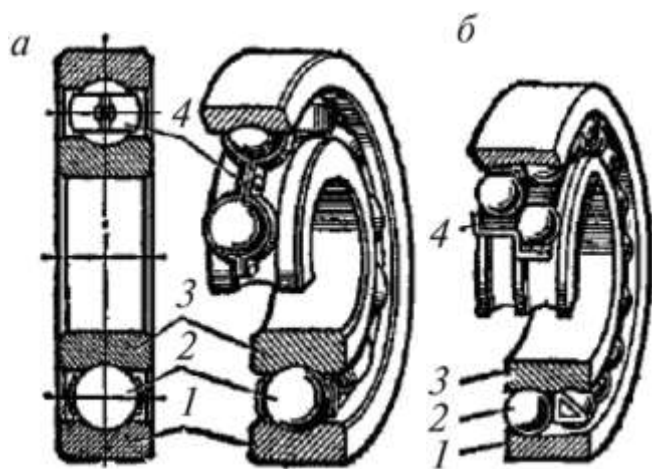
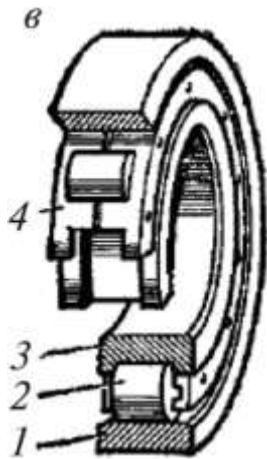


Рис. 2.80. Подшипники качения



Подшипники качения изготовляют различных конструкций с наружным диаметром от 1 до 2600 мм. Классификация подшипников качения осуществляется по следующим признакам:

- — по направлению воспринимаемой нагрузки - *радиальные*, в основном для радиальных нагрузок; *радиально-упорные* для совместных радиальных и осевых нагрузок; *упорно-радиальные* для осевой и радиальной нагрузок; *упорные* для осевых нагрузок;
- — по форме тел качения — *шариковые*, *роликовые* (с цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми и витыми роликами);
- — по числу рядов тел качения — *одно-, двух- и четырехрядные*’;
- — по способу самоустановки — *несамоустанавливающиеся*, *самоустанавливающиеся* (сферические).

В зависимости от нагрузочной способности и габаритов при одном и том же диаметре расточки внутреннего кольца подшипники разделяются на серии: по радиальным размерам — *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые*’, по ширине — *узкие, нормальные, широкие, особо широкие*.

Радиальные однорядные шарикоподшипники (см. рис. 2.80, а) способны воспринимать радиальную и осевую нагрузки. Получили наибольшее распространение в машиностроении. Выдерживают большие угловые

скорости вала (особенно с сепараторами из цветных металлов) и допускают перекося колец до 10'. Самые дешевые из подшипников качения.

Радиальные роликоподшипники с короткими (см. рис. 2.80, в) и длинными (рис. 2.81, а) цилиндрическими роликами воспринимают только радиальную нагрузку (если имеются борта на кольцах, то могут воспринимать незначительную осевую нагрузку). Их нагрузочная способность значительно больше, чем у шариковых подшипников, однако они не допускают перекося колец, так как ролики начинают работать кромками и подшипники быстро выходят из строя.

Роликовые подшипники с витыми роликами (рис. 2.81, б) воспринимают радиальную нагрузку при невысоких угловых скоростях. Применяются при ударных нагрузках (удары смягчаются податливостью витых роликов); не требуют высокой точности монтажа и специальной защиты от загрязнений.

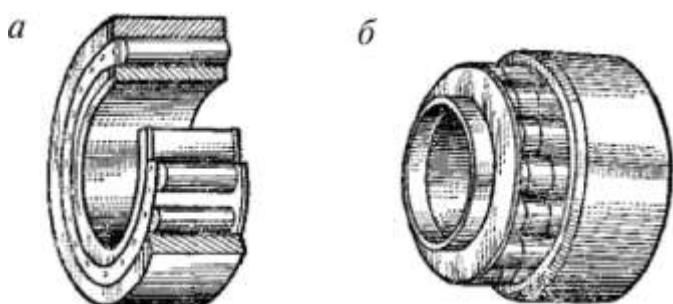


Рис. 2.81. Роликовые подшипники с длинными цилиндрическими (а) и витыми (б) роликами

Игольчатые подшипники (рис. 2.82) имеют ролики большей длины и малого диаметра. Могут работать при значительных радиальных нагрузках, выдерживают ударные нагрузки при невысоких угловых скоростях. Не допускают осевой нагрузки и перекося колец.

Радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 2.83) применяют в подшипниковых узлах, воспринимающих одновременно радиальные и осевые нагрузки. Радиальная грузоподъемность этих подшипников на 30...40 %

больше, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников. Применяются при средних и высоких угловых скоростях и неударных нагрузках. Шариковый радиально-упорный подшипник может воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении.

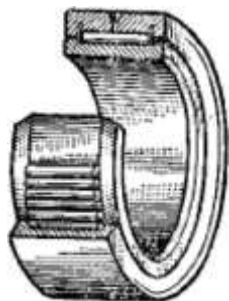


Рис. 2.82. Игольчатые подшипники

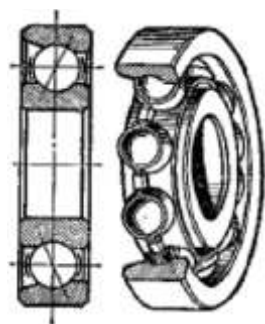


Рис. 2.83. Радиально-упорные шарикоподшипники

Конические роликовые подшипники (рис. 2.84) также предназначены для восприятия радиальной и осевой нагрузок. По сравнению с радиально-упорными шариковыми подшипниками обладают большей грузоподъемностью, возможностью отдельного монтажа внутреннего (вместе с роликами и сепараторами) и наружного колец, а также способностью воспринимать небольшие ударные нагрузки. Недостатком этих подшипников является большая чувствительность к несоосности и относительному перекосу колец.

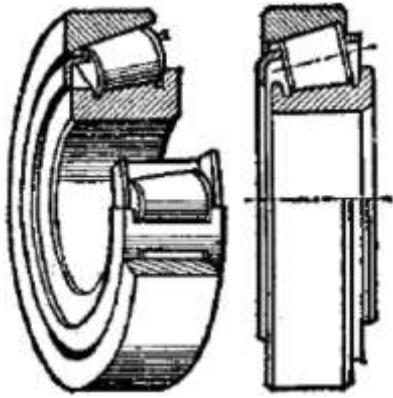


Рис. 2.84. Конические роликовые подшипники

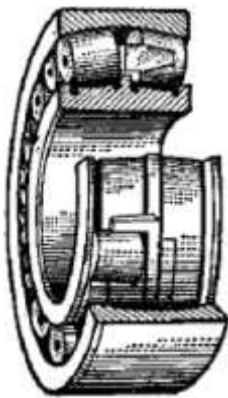


Рис. 2.85. Роликовые двухрядные подшипники

Шариковые (см. рис. 2.80, б) и роликовые (рис. 2.85) двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники обладают повышенной грузоподъемностью по сравнению с однорядными. Допускают перекося колец до 2° и поэтому могут применяться для валов пониженной жесткости, а также в тех случаях, когда соосность посадочных мест не гарантирована.

Упорные шарико- и роликоподшипники (рис. 2.86) предназначены для восприятия только осевой нагрузки. Устанавливаются в паре с радиальными шарико- или роликоподшипниками, центрирующими ось вала и ограничивающими свободу его перемещения в радиальном направлении. Изображенный на рис. 2.87 двойной упорный шарикоподшипник предназначен для восприятия двусторонней осевой нагрузки.

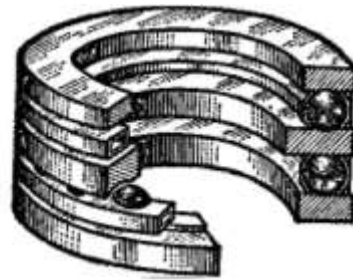
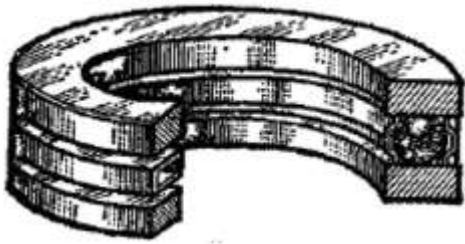


Рис. 2.86. Упорные шарикоподшипники Рис. 2.87. Двойной упорный шарикоподшипник

шарикоподшипники шарикоподшипник

На рисунке 2.88 изображены роликоподшипники.

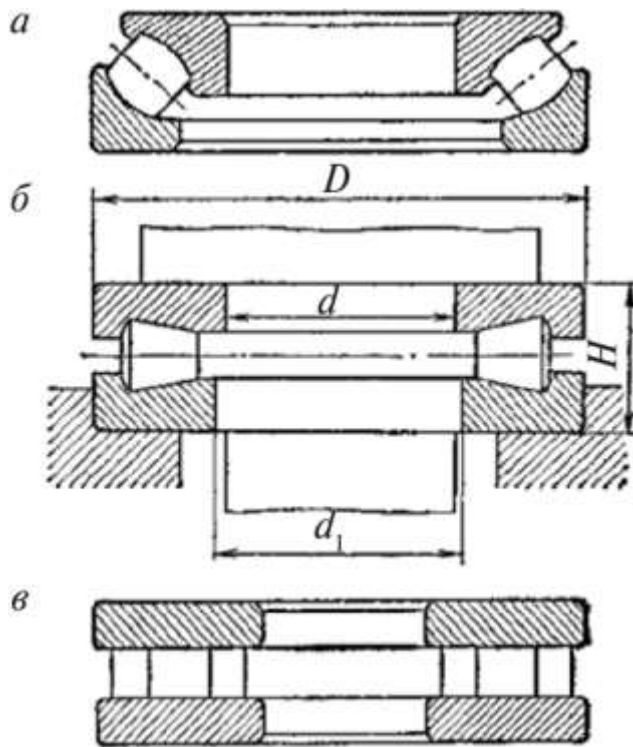


Рис. 2.88. Роликоподшипники: *a* — упорно-радиальные со сферическими роликами; *б* — упорные с коническими роликами; *в* — с цилиндрическими роликами

Полное условное обозначение подшипника состоит из основного обозначения (7 знаков) и дополнительных знаков, расположенных слева и справа от основного обозначения, качения с

Схема основного обозначения подшипников $d > 10$ мм (кроме $d = 22; 28; 32; 500$ мм и более): 3 X (серия диаметров)

7

X (серия ширины)

6 5

X X (конструктивное исполнение)

4

X (тип)

2 1

X X (диаметр отверстия)

Диаметр отверстия (1-я и 2-я позиции справа) обозначают показателем, равным $d/5$, начиная с $d = 20$ мм ($20 / 5 = 04$). При $d = 10$ мм — обозначение 00, $d = 12$ мм — 01, $d = 15$ мм — 02, $d = 17$ мм — 03.

Диаметры 22, 28, 32, 500 мм и более обозначают показателями d через дробь. Например, 802 / 32 ($d = 32$ мм); 20071 / 1100 ($d = 1100$ мм).

Размерные серии. 3-я цифра справа — серия диаметров, 7-я — серия ширины. Например, 3182120 (серии: особо легкая — 1, особо широкая — 3).

Четвертая цифра справа определяет тип подшипника, 5-я и 6-я цифры (от 00 до 99) — конструктивное исполнение типа по ГОСТ 3395-89.

При этом первые цифры справа приводятся обязательно, а посередине данные могут не указываться.

Пример. 6-7310А: радиально-упорный роликовый конический (7) подшипник повышенной грузоподъемности (А) средней узкой серии (3) диаметром 50 мм (10) 6-го класса точности.

Стандарт регламентирует пять классов точности подшипников (в порядке повышения точности): Р0, Р6, Р5, Р4, Р2. Допускается и цифровое обозначение классов точности подшипников качения: 0, 6, 5, 4, 2.

Класс точности маркируется слева от условного обозначения подшипника (ГОСТ 3189—89). Например, 5—206, где 5 обозначает класс точности, а 206 — условное обозначение радиального шарикоподшипника легкой серии. Для большинства осей и валов общего назначения применяют подшипники нулевого (нормального) класса точности; обычно 0 на подшипнике не указывают.

Подшипники качения рассчитывают (подбирают) по критерию статической или динамической грузоподъемности (расчет на долговечность).

Расчет и последующий подбор подшипников осуществляют по специальным таблицам каталогов в зависимости от ряда характеристик их работы: размера и направления, действующих на подшипник нагрузок; характера нагрузки (спокойная, с толчками или ударами и др.); диаметра цапфы, на которую насаживается подшипник; угловой скорости (частоты вращения) кольца подшипника; требуемого срока службы подшипника (его долговечности); условий и температуры окружающей среды; особых требований к подшипнику (самоустанавливаемость, свобода перемещения вала в осевом направлении, повышение жесткости и точности вращения и др.) и его стоимости.

- 2.8.4. *Муфты*

Устройства, предназначенные для соединения двух валов между собой или с деталями, насаженными на вал, с целью передачи вращающего момента, называют муфтами. Помимо

Глава 2. Детали машин и механизмов, применяемые в оборудовании пищевых производств указанного основного назначения некоторые муфты предохраняют механизм от поломок при перегрузках, позволяют включать и выключать отдельные сборочные единицы механизма без его остановки и т. д.

В машиностроении применяют большое количество разнообразных механических муфт (электрические, гидравлические и другие муфты не рассматриваются), которые условно можно подразделить на четыре класса:

- 1) *муфты нерасцепляемые* (постоянно действующие) соединяют валы таким образом, что их разъединение возможно только после остановки машины путем демонтажа муфты. Муфты этого класса подразделяют на жесткие, компенсирующие и упругие;
- 2) *муфты управляемые* предназначены для соединения или разъединения валов при остановке или даже при работе машины. В этот класс входят синхронные и фрикционные (асинхронные) муфты;
- 3) *муфты самодействующие* автоматически выполняют включение и выключение при заданной скорости (центробежные муфты), передачу момента только в одном направлении (обгонные муфты), ограничение передаваемого момента (предохранительные муфты);
- 4) *прочие муфты*, которые представляют собой конструктивное сочетание различных муфт.

Нерасцепляемые муфты. Существует три основные разновидности жестких муфт, требующих строгой соосности соединяемых валов. Простейшей из них является *втулочная муфта*, закрепляемая на валах с помощью призматических или клиновых (реже) шпонок (рис. 2.89, *а*) или конических штифтов (рис. 2.89, *б*). Втулочные муфты применяют сравнительно редко, так

как помимо общего недостатка, характерного для жестких муфт, — требования строгой соосности осей соединяемых валов — они неудобны при сборке и разборке.

Втулки муфт изготавливают из стали или чугуна. При применении стали 45 рекомендуется принимать (для $d = 20 \dots 100$ мм)

$$(1,7 \dots 1,5) d L \sim 3d.$$

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт (рис. 2.90), имеющих форму фланцев с круговым выступом на одной из полумуфт и впадиной (выточкой) на другой, обеспечивающих соосность фланцев при сборке. Фланцевые муфты надежно соединяют соосные валы и способны передавать большие моменты; они просты по конструкции, дешевы и могут соединять валы разных диаметров.

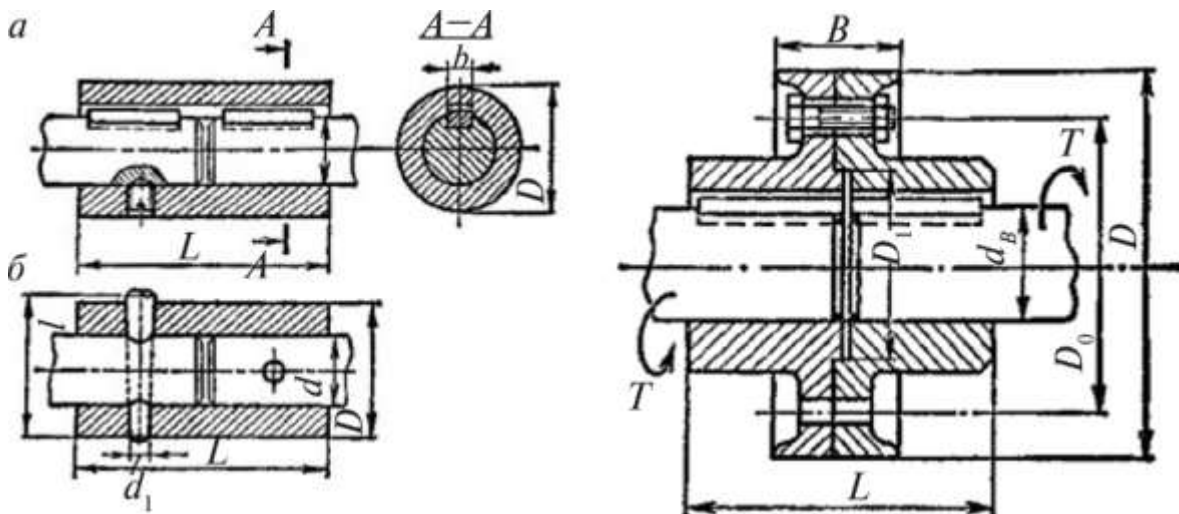


Рис. 2.90. Фланцевая муфта

Рис. 2.89. Втулочная муфта

Материал этих пол у муфт - чугун марки СЧ21, а при окружных скоростях на наружных поверхностях фланцев $v > 30$ м/с — сталь 40 или стальное литье. Полумуфты соединены между собой болтами, часть из которых устанавливается в отверстия из-под развертки и работает на срез. Остальные

болты устанавливаются в отверстия с зазорами: муфты рассчитаны таким образом, что силы трения, возникающие при затяжке этих болтов, не участвуют в передаче момента.

Компенсирующие самоустанавливающиеся муфты применяют для компенсации ошибок относительного положения соединяемых валов — смещения центров; несоосности (взаимный наклон осей валов); осевого смещения и других погрешностей, которые могут быть следствием неточности обработки и монтажа, возникновения деформаций в изменения температуры.

К компенсирующим самоустанавливающимся муфтам относятся: 1) кулачково-расширительная муфта (рис. 2.91), компенсирующая незначительные осевые перемещения; 2) кулачководисковая муфта, состоящая из двух полумуфт (рис. 2.92), насаженных с натягом на концы валов, и среднего диска с двумя взаимно перпендикулярными выступами (кулачками). Трущиеся поверхности этой муфты смазывают, и она компенсирует в основном смещение валов параллельно друг друга; 3) зубчатая муфта (рис. 2.93), компенсирующая смещение центров валов и взаимный наклон их осей (до $30'$). Применяется для передачи больших моментов без ударов и резких толчков.

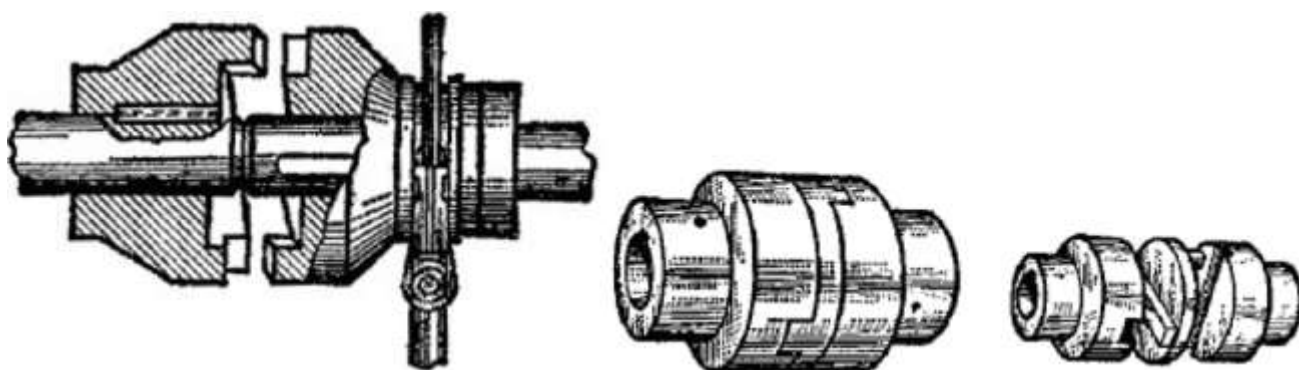


Рис. 2.92. Кулачководисковая муфта

Рис. 2.91. Кулачкворасширительная муфта

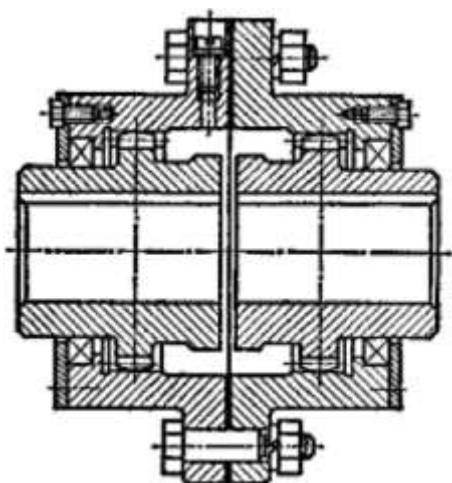


Рис. 2.93. Зубчатая муфта

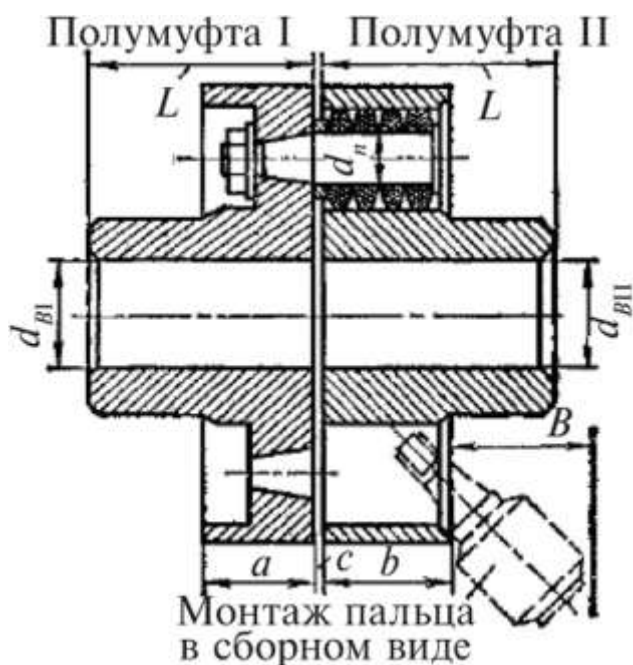


Рис. 2.94. Втулочно-пальцевая упругая муфта

Втулочно-пальцевая упругая муфта (МУВП) состоит из двух полумуфт (рис. 2.94) и соединительных упругих элементов. У этих муфт болты, соединяющие полумуфты-фланцы, заменяют стальными пальцами с надетыми на них резиновыми втулками, имеющими прорези трапецевидного сечения. Втулки в некоторой степени компенсируют погрешности сборки (радиальное смещение осей валов до 0,3 мм, перекос до 30'), смягчают толчки и удары при передаче момента.

По стандарту изготавливают муфты, в которых упругим элементом является резиновая звездочка (рис. 2.95, а) либо резинокордный упругий элемент (рис. 2.95, б). Компенсирующие свойства указанных муфт значительно выше, чем у МУВП.

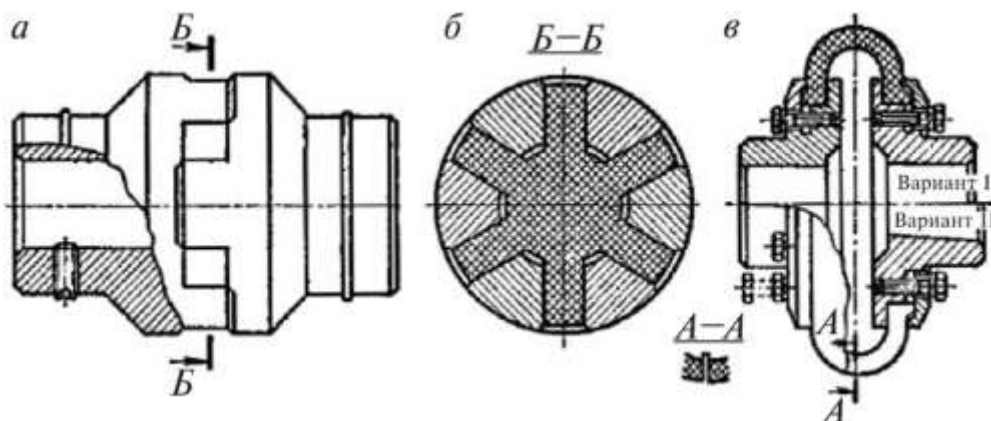


Рис. 2.95 Упругая муфта

Упругие муфты применяют в машинах, работающих с переменной нагрузкой и частыми включениями, а также там, где не может быть выдержана строгая соосность соединяемых валов и в механизмах, работающих в режиме динамических нагрузок. Упругие элементы муфт выполняют из пружинной стали, резины, пластмассы. Они смягчают толчки и удары при работе муфты.

Муфты управляемые. Различают синхронные кулачковые (см. рис. 2.92), зубчатые (см. рис. 2.93) и асинхронные фрикционные управляемые муфты. Наиболее широко распространены фрикционные муфты (транспортные машины, станки). Они обеспечивают плавное сцепление ведомого и ведущего валов за счет сил трения при любой разности угловых скоростей, соединяемых валов. При возникновении резких перегрузок полумуфты пробуксовывают, предохраняя механизм от поломок (пробуксовки нежелательны, так как диски или накладки преждевременно изнашиваются).

В зависимости от формы и количества рабочих поверхностей трения фрикционные муфты разделяются на дисковые (рис. 2.96, а), многодисковые (рис. 2.96, б), цилиндрические (рис. 2.96, в; между полумуфтами 1 и 2 расположена резиновая шина 3 с воздушной камерой), конусные (рис. 2.97), барабанные с колодками, разжимными кольцами или обтяжными лентами. Чаще применяют многодисковые фрикционные муфты, имеющие малые габариты и требующие небольшое усилие для включения.

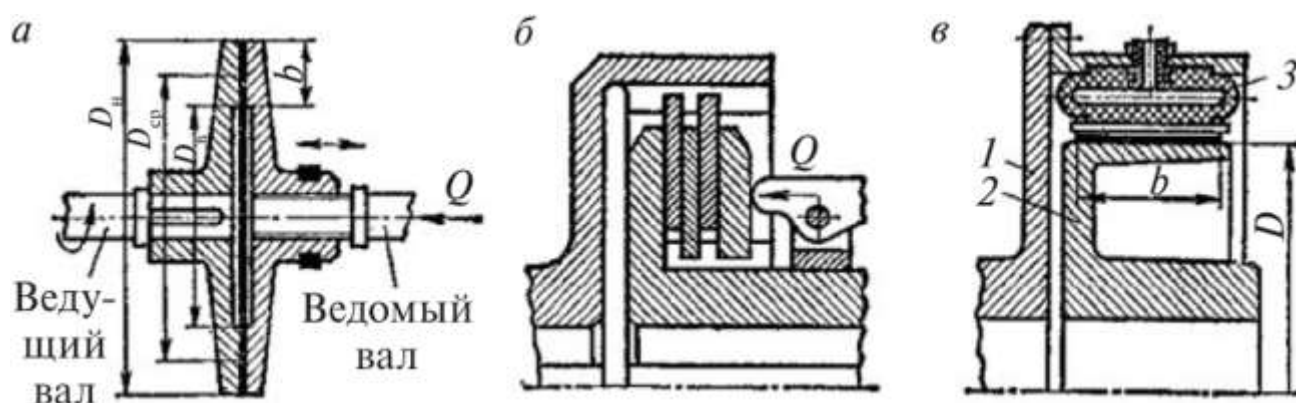


Рис. 2.96. Фрикционные муфты

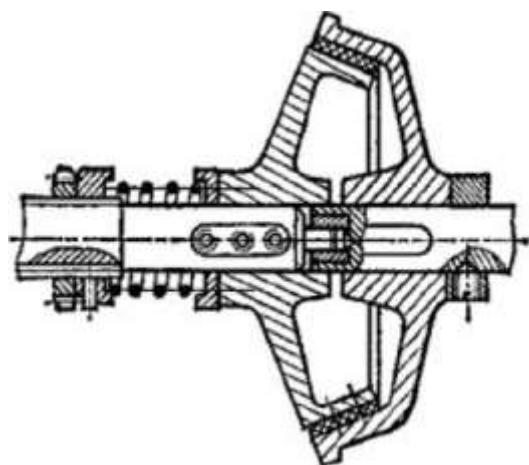


Рис. 2.97. Конусная фрикционная муфта

При монтаже одну сцепную полумуфту насаживают на вал наглухо, а вторая полумуфта может свободно перемещаться с помощью рычага вдоль второго вала, снабженного шлицами или направляющей шпонкой.

Самодействующие муфты обеспечивают автоматическое соединение и разъединение валов при изменении заданного режима работы машины.

Центробежная муфта (рис. 2.98) служит для автоматического сцепления (расцепления) валов при определенных угловых скоростях вследствие действия центробежных сил; с увеличением угловой скорости фрикционные колодки отжимаются и муфта замыкается. *Обгонная муфта* (муфта свободного хода) обеспечивает автоматическое соединение вала с обоймой или с другим валом. Обгонные муфты бывают зубчатыми, кулачковыми и фрикционными. На рисунке 2.99 приведена фрикционная обгонная муфта, получившая наибольшее распространение. При передаче момента, например, от педали велосипеда к заднему колесу ролики обгонной муфты вследствие трения заклиниваются между поверхностями обоймы и звездочки муфты. При обратном вращении ролики выкатываются в широкие участки обоймы и муфта размыкается.

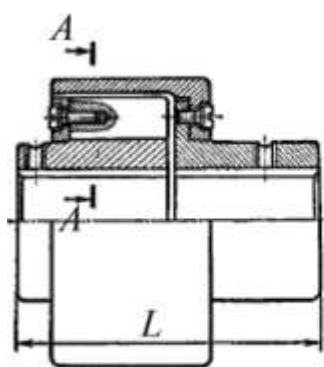


Рис. 2.98. Центробежная муфта

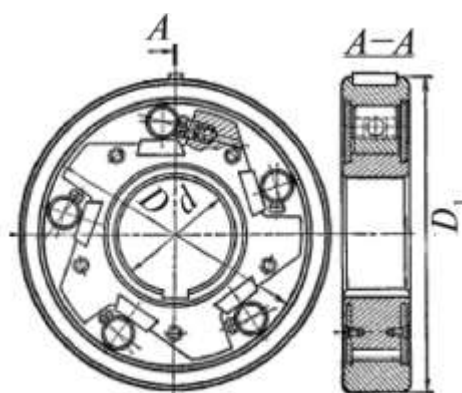


Рис. 2.99. Фрикционная обгонная муфта

обгонная муфта

Предохранительные фрикционные муфты получили наибольшее применение при сравнительно частых перегрузках. Они отличаются от управляемых муфт в основном отсутствием механизма включения, т. е. предохранительные муфты постоянно замкнуты, трущиеся поверхности прижаты друг к другу пружинами. Менее распространены кулачковые и шариковые

предохранительные муфты, в которых при перегрузках кулачки или шарики одной полумуфты выдавливаются из впадин другой и муфта размыкается.

Прочие муфты. Эти муфты, состоящие из комбинаций отдельных муфт (чаще из упруго- или жесткокомпенсирующих муфт с предохранительными муфтами), применяют при невозможности обеспечить одной муфтой требуемого производством характера соединения валов. На рисунке 2.100 показана комбинированная упругопредохранительная фрикционная муфта, встроенная в шкив.

Многие муфты, применяемые в машиностроении, стандартизованы. Стандартизованные муфты, как правило, не рассчитывают, их подбирают по соответствующим таблицам справочников в зависимости от диаметра вала, передаваемого момента и угловой скорости. В ответственных случаях муфты, подобранные по таблицам справочников, требуют проверочного расчета.

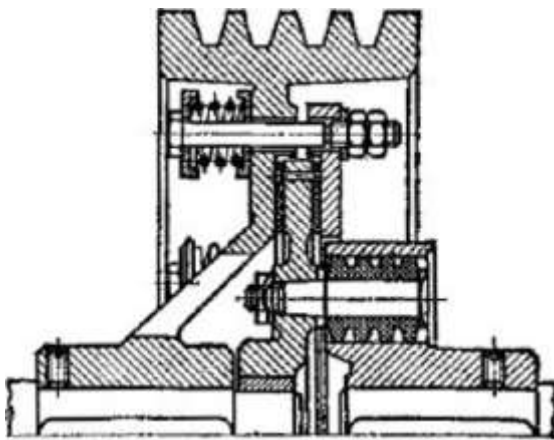


Рис. 2.100. Комбинированная упруго предохранительная фрикционная муфта

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАБОТЫ:

1. Выделить основные узлы и агрегаты автомобиля, трактора.
2. Назначение каждого узла и механизма.
3. Принцип работы узлов и механизмов.

ОТЧЕТ О ВЫПОЛНЕННОЙ РАБОТЕ:

Составить конспект по теме, опираясь на план:

1. Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движения;
2. Классификация передач и их назначение;
3. Направляющие вращательного движения;
4. Муфты.

Чертежи можно вклеивать в тетрадь