

## Глава 1

### ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

#### § 1.1. ОСНОВЫ РАЗВИТИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Развитие машиностроения характеризуется широким внедрением гибких автоматических производств, позволяющих оперативно перестраиваться на выпуск новой продукции и дающих наибольший экономический эффект; повсеместным внедрением автоматических линий, систем автоматического управления и проектирования, промышленных роботов (см. ниже), роторных и роторно-конвейерных комплексов, машин и оборудования со встроенными средствами микропроцессорной техники, а также многооперационных станков с числовым программным управлением (ЧПУ). Создание новых машин и оборудования необходимо осуществлять только на основе унифицированных блочно-модульных и базовых конструкций (например, унифицированный станочный модульный блок — станок с числовым программным управлением в сочетании с промышленным роботом и автоматическим транспортным накопительным устройством с обязательным наличием микропроцессора).

Особое внимание уделяется повсеместному внедрению в производство ресурсосберегающих видов техники и технологий (например, электронно-лучевых, плазменных, импульсных, газо- и гидроэктрузии изделий), позволяющих многократно повышать производительность труда и снижать материалоемкость производства. Все это, вместе взятое, направлено на создание новых прогрессивных технологических процессов, в том числе цехов и заводов-автоматов, работающих по так называемой безлюдной технологии.

Расширить номенклатуру новых, высокопрочных, коррозионно-стойких, износостойких и жаропрочных композиционных и керамических материалов, увеличить применение в машиностроении прогрессивных конструкционных металлов — проката из низколегированной стали, гнутых фасонных и точных профилей.

Создавать новые дешевые конструкционные материалы, которые способны заменить черные и цветные металлы, успешно помогает порошковая металлургия. Она позволяет на основе металлических порошков получить совершенно новые материалы — «материалы века», прочностные характеристики которых даже превосходят характеристики стальных конструкционных материалов. Создание и внедрение новых пластмасс (дешевые и легкие конструкционные материалы) позволяют заменить остродефицитные природные материалы, черные и цветные металлы и сплавы и существенно улучшить эксплуатационные свойства, качество и долговечность машин. При разработке новой техники и технологии необходимо более полно использовать возможность материалов с заранее заданными свойствами, особенно прогрессивных конструкционных, в том числе синтетических, чистых, сверхчистых и других, обеспечивающих высокий экономический эффект в машиностроении.

Ускорение научно-технического прогресса в машиностроении в конечном итоге зависит от качества и глубины профессиональной подготовки специалистов с высшим и средним образованием. Приобретение учащимися техникумов всех специальных знаний и навыков базируется на хорошей общетехнической подготовке, в основе которой наряду с другими предметами (математика, машиностроительное черчение, технология металлов и конструкционные материалы и др.) лежат знания и навыки, полученные при изучении второй части предмета «Техническая механика» — «Детали машин», которая является основой специальной технической подготовки учащихся.

Прежде чем приступить к изучению вопросов, непосредственно относящихся к данному курсу, необходимо знать принятые определения объектов и принятую техническую терминологию. В технике широко применяют механические системы, разделяемые на машины, механизмы и механические приспособления (домкраты, динамометры, рычажные и винтовые прессы, весы и др.).

## § 1.2. МЕХАНИЗМ И МАШИНА

Машиной называют устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов, движения или для накопления и переработки информации с целью повышения производительности, замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Машины делят в основном на две большие группы: машины-двигатели и рабочие машины. *Машины-двигатели* — энергетические машины, предназначенные для преобразования энергии любого вида в энергию движения исполнительных органов рабочих машин. К таким машинам относят электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины и т. п. *Рабочие машины* предназначены для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, свойств, состояния, размера и положения обрабатываемых материалов, для перемещения различных грузов, а также для облегчения и замены его логической деятельности при выполнении расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами. К таким машинам относят всевозможные станки для обработки материалов, дорожные, сельскохозяйственные и транспортные машины, подъемные краны, транспортеры, вычислительные машины, устройства робототехники: манипуляторы\*, автооператоры\*\*, промышленные роботы\*\*\* и др.

В зависимости от способа управления движением машин различают: машины ручного управления,

\* Манипулятор — управляемое устройство или машина для выполнения двигательных функций, аналогичных функциям руки человека при перемещении объектов в пространстве, оснащенное рабочим органом. (Манипулятор — от лат. manus — рука.)

\*\* Автооператор — автоматическая машина, состоящая из исполнительного устройства в виде манипулятора или совокупности манипулятора и устройства передвигания и перепрограммируемого устройства управления.

\*\*\* Промышленный робот — автоматическая машина, стационарная или подвижная, состоящая из исполнительного устройства в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности, и перепрограммируемого устройства программного управления для выполнения в производственном процессе двигательных и управляющих функций. Перепрограммируемость — свойство промышленного робота заменять управляемую программу автоматически или при помощи человека-оператора (ГОСТ 25686—85).

полуавтоматического и автоматического действия. К машинам с ручным управлением относят те их разновидности, в которых оператор (рабочий) находится на соответствующем встроенном в машину рабочем месте (автомобили, тракторы и т. п.) или в непосредственной близости от машины (металлорежущие станки и др.). В машинах полуавтоматического действия часть операций имеет ручное управление, а часть — с помощью устройств автоматического действия. В машинах автоматического действия (машины-автоматы) все операции осуществляются по заданной программе (без непосредственного участия человека) с помощью специальных устройств или современных электронных машин. В качестве примера таких машин укажем металлорежущие станки с числовым программным управлением, а также промышленные роботы, оснащенные ЭВМ, системой датчиков для сбора и устройств для переработки информации.

Многочисленные разновидности машин отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Их сходство определяется наличием в машинах механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения.

Механизмом называют совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающую их относительное движение и предназначенную для преобразования движения одного или нескольких звеньев в требуемые движения остальных звеньев. *Звено механизма* — одна или несколько жестко соединенных деталей. Различают входные и выходные звенья механизма. *Входное звено* — звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. *Выходное звено* — звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. В каждой паре совместно работающих звеньев в направлении силового потока различают ведущие и ведомые звенья.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающих относительное движение, называют кинематической парой, например винт и гайка, зубчатая передача, шарнир и т. п. По функциональному признаку кинематические пары могут быть вращательными, поступательными, винтовыми и т. д.

Все машины и механизмы состоят из деталей и узлов.

Деталь — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Детали могут быть простыми (шпонка, болт, гайка и т. п.) или сложными (корпус редуктора, станина станка, коленчатый вал и т. п.). Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

Узел — представляет собой законченную сборочную единицу\*, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.).

Анализируя конструкции различных машин, их узлов и деталей, не трудно заметить, что многие типы деталей и узлов встречаются почти во всех машинах с одними и теми же функциональными назначениями, например болты, валы, механические передачи, подшипники, муфты и др. Эти детали (узлы) называют деталями *общего назначения*; их теорию, расчет и конструирование изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (узлы), применяющиеся только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, коленчатые валы, поршни, шатуны, канаты и т. п.), относят к *деталям специального назначения* и изучают в соответствующих специальных курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах (в одном автомобиле более пяти тысяч деталей, в самолете — более миллиона, в стране ежегодно изготавливают около миллиарда зубчатых колес), поэтому любое усовершенствование методов расчета, правил и норм конструирования этих деталей позволяет уменьшить затраты материала, повысить долговечность, дает большой экономический эффект.

Все детали и узлы общего назначения делят на три основные группы: соединительные детали и соединения (сварные, резьбовые, шпоночные и др.); передачи вращательного движения (ременные, зубчатые, червячные и др.); детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

\* Сборочная единица — изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сваркой, склеиванием и т. п.).

### § 1.3. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАШИНАМ И ИХ ДЕТАЛЯМ

В соответствии с современными направлениями развития машиностроения к проектируемым машинам предъявляются следующие основные требования: высокая производительность и надежность; удобство и безопасность обслуживания, экономичность в изготовлении и эксплуатации; небольшие габариты; низкая металлоемкость (масса) и энергоемкость; технологичность; максимальная взаимозаменяемость и унификация узлов и деталей; транспортабельность; соблюдение правил технической эстетики.

*Машина должна быть проста в обслуживании и не требовать частого и сложного ремонта.* Удобство обслуживания существенно влияет на надежность машин, производительность и качество труда. Неудобное расположение органов управления и контрольных приборов, повышенные усилия на рукоятках, шум и вибрации, плохая освещенность и обзор, сложность управления и прочее приводит к быстрой утомляемости рабочего с возможными аварийными ситуациями. Всякая машина должна полностью удовлетворять требованиям техники безопасности.

**Экономичность.** При проектировании и изготовлении новых машин *экономические показатели должны всегда стоять на одном из первых мест.* Стоимость машины определяется технологичностью конструкции, затратами на материалы (например, в редукторах общего назначения это составляет 85%, в автомобилях — 70%), на изготовление и обработку ее деталей. Масса проектируемой машины — важнейший технико-экономический параметр. Часто этот параметр является исходным при проектировании (например, при проектировании самолетов, ракет и т. п.). Для снижения массы и стоимости машин во всех случаях, где это возможно, следует применять облегченные тонкостенные профили проката, а также прогрессивные методы изготовления деталей и узлов. Для снижения стоимости машин большое значение имеет замена дорогостоящих конструкционных материалов, таких, как цветные металлы и их сплавы, а также легированные стали, более дешевыми материалами из металлопорошков, пластмасс и др.

*Экономичность машины при ее эксплуатации* зависит от точности изготовления и правильности монтажа ее деталей и узлов, внимательного ухода за машиной, что влияет на эксплуатационные расходы во время работы и на долговечность\*. Рабочий должен как можно меньше времени тратить на управление, осмотр и уход за машиной.

**Технологичность** — основа экономичности конструкции. Технологичной называют такую конструкцию, которая обеспечивает заданные эксплуатационные показатели при наименьших затратах времени, труда, материалов и средств на ее создание в конкретных условиях данного производства. Удовлетворение требованиям технологичности является одним из важных условий создания экономически выгодных машин.

Технологичность деталей машин в основном зависит от материала, формы и способа получения ее заготовки; требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей. При проектировании всегда следует предпочитать детали цилиндрической или конической формы, как наиболее простые и дешевые для обработки. Применяемые материалы должны быть пригодны для безотходной обработки (штамповка, прокатка и волочение, точное литье, сварка, лазерная обработка и т. п.) и ресурсосберегающей технологии.

Детали и узлы машины должны быть конструктивно гибкими, т. е. приспособленными к гибкому автоматизированному производству (ГАП). Для этого их конструкции должны характеризоваться также высокой преемственностью и высоким уровнем стандартизации и унификации конструктивных элементов деталей (резьб, канавок, фасок и др.), материалов, расчетов и технологий, возможностью «сращивания» систем автоматизированного проектирования (САПР) и производства.

Детали должны быть изготовлены таким образом, чтобы была возможна сборка машины, которая является весьма трудоемкой (до 50% общей трудоемкости изготовления машин падает на сборочные

\* Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта.

операции). От сборки в большей степени зависит надежность машин. Поэтому при проектировании надо уделять большое внимание осуществлению удобной сборки и разборки, исключить ручные пригоночные операции, стремиться к удобной компоновке узлов, обеспечивающей надежное смазывание трущихся частей, удобный ремонт и быструю замену изношенных деталей. Все ответственные и изнашивающиеся детали должны быть легко доступны для осмотра, ремонта и сборки.

#### § 1.4. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОСНОВАХ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Стандартизацией называется установление обязательных норм, которым должны соответствовать типы, параметры, качественные характеристики изделий.

Государственная система стандартизации устанавливает следующие категории стандартов: государственные стандарты (ГОСТ), отраслевые стандарты (ОСТ), республиканские стандарты (РСТ) и стандарты предприятий (СТП). Кроме указанных обязательны к использованию в СССР стандарты СЭВ (СТ СЭВ) и международные (МС). Все детали и узлы машин по всем показателям (размеры, форма, материал и др.) должны удовлетворять требованиям стандартов.

Стандартизация имеет важное общегосударственное значение для обеспечения выпуска продукции требуемого качества. Она превратилась в одну из главных мобилизующих сил ускорения научно-технического прогресса и является основным и активным средством внедрения его достижений в производство.

**Предпочтительные числа.** Важнейшей предпосылкой стандартизации и унификации является широкое применение предпочтительных чисел, т. е. специально подобранных величин, которыми рекомендуется пользоваться во всех отраслях народного хозяйства. При расчете деталей машин полученные расчетом линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) необходимо округлять (как правило, в большую сторону) до предпочтительных. Стандарт

Таблица 1.1

Наименование ряда	Примеры нормальных линейных размеров, мм (предпочтительные числа)
$R_{a5}$	10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; ...
$R_{a10}$	10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; ...
$R_{a20}$	10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; ...
$R_{a40}$	10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; ...; 500

Примечание. При выборе размеров предпочтение нужно отдавать размерам из ряда с более крупной градацией (размеры ряда  $R_{a5}$  следует предпочитать размерам ряда  $R_{a10}$  и т. д.).

СТ СЭВ 514—77 устанавливает предпочтительные числа и их ряды\* (табл. 1.1).

### § 1.5. ЦИКЛЫ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЙ\*\*

В курсе «Сопротивление материалов» рассматривали расчеты на прочность элементов конструкций, испытывающих действие статических нагрузок, при которых напряжения медленно возрастают от нуля до своего конечного значения и в дальнейшем остаются постоянными. Однако многие детали машин (например, валы, вращающиеся оси, зубчатые колеса, пружины и т. п.) в процессе работы испытывают напряжения, циклически изменяющиеся во времени. При этом переменные напряжения возникают как при действии на деталь переменной нагрузки, так и при действии постоянной нагрузки, если деталь изменяет свое положение по отношению к этой нагрузке. Простейший пример такого рода деталей—

\* Ряды предпочтительных чисел представляют собой геометрическую прогрессию со значениями: для ряда  $R_{a5}$   $q = \sqrt[5]{10} \approx 1,6$ ; для ряда  $R_{a10}$   $q = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$ ; для ряда  $R_{a20}$   $q = \sqrt[20]{10} \approx 1,12$ ; для ряда  $R_{a40}$   $q = \sqrt[40]{10} \approx 1,06$ .

\*\* Терминология, определения и обозначения по вопросам прочности при переменных напряжениях приняты по ГОСТ 23207—78, а методы расчета характеристик сопротивления усталости—по ГОСТ 25.504—82.

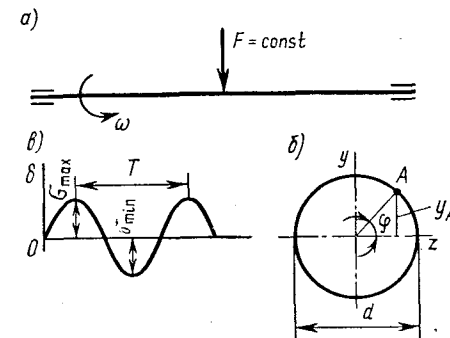


Рис. 1.1

вращающаяся ось, нагруженная постоянной силой  $F$  (рис. 1.1, а). Под действием силы  $F$  ось изгибается и в нижней точке поперечного сечения возникают наибольшие напряжения растяжения, а в верхней точке—наибольшие напряжения сжатия. При вращении оси каждая точка сечения будет попеременно оказываться то в растянутой, то в сжатой зонах.

Нормальное напряжение в произвольной точке  $A$  (рис. 1.1, б) контура некоторого поперечного сечения такой оси

$$\sigma_A = (M_n / I_z) y_A,$$

где  $M_n$ —изгибающий момент;  $I_z$ —момент инерции сечения относительно оси  $z$ .

Расстояние  $y_A$  от точки  $A$  до нейтральной оси меняется во времени по закону

$$y_A = (d/2) \sin \varphi = (d/2) \sin \omega t,$$

где  $\omega$ —угловая скорость вращения оси. Следовательно,

$$\sigma_A = \frac{M_n}{I_z} \frac{d}{2} \sin \omega t.$$

Таким образом, нормальное напряжение в сечениях оси изменяется во времени по синусоидальному закону (рис. 1.1, в), т. е. периодически, через определенный период цикла\* (период времени)  $T$  пройдя через ряд значений, возвращающихся к исходному значению.

\* Период цикла—продолжительность одного цикла напряжений.

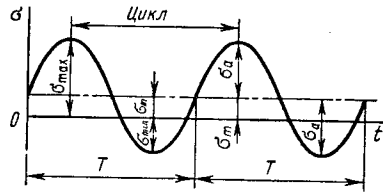


Рис. 1.2

Совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения называют циклом напряжений (рис. 1.2). Минимальное и максимальное напряжения цикла обозначим соответственно через  $\sigma_{\min}$  и  $\sigma_{\max}$ . Их отношение называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} \quad (1.1)$$

В случае, когда  $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$ ,  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -\sigma_{\max} / \sigma_{\min} = -1$ , цикл называется симметричным\* (рис. 1.3, а). Во всех остальных случаях цикл называется асимметричным\*\* (см. рис. 1.2). Если  $\sigma_{\min} = 0$ ,  $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0$ , цикл называется отнулевым\*\*\* (рис. 1.3, б). Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными.

Любой цикл переменных напряжений характеризуется следующими параметрами: максимальным  $\sigma_{\max}$  и минимальным  $\sigma_{\min}$  напряжениями; средним напряжением цикла  $\sigma_m$  и амплитудой напряжений цикла  $\sigma_a$ . Среднее напряжение цикла  $\sigma_m$  — это алгебраическая полусумма максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} + (-\sigma_{\max})) / 2 = 0. \quad (1.2)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (1.3)$$

Амплитуда напряжений цикла  $\sigma_a$  — это алгебраическая полуразность максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

\* Симметричный цикл напряжений — это цикл, у которого максимальное и минимальное напряжения равны по абсолютному значению, но противоположны по знаку.

\*\* Асимметричный цикл напряжений — это цикл, у которого максимальное и минимальное напряжения имеют разные абсолютные значения.

\*\*\* Отнулевой цикл напряжений — это знакопостоянный цикл напряжений, изменяющихся от нуля до максимума.

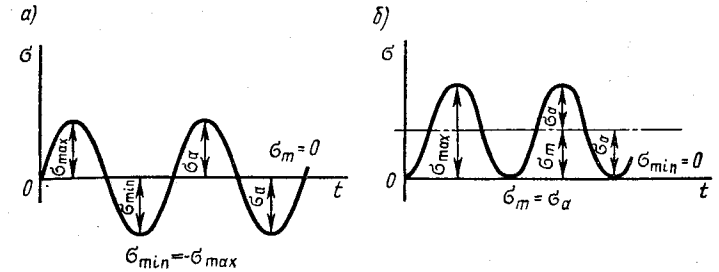


Рис. 1.3

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} - (-\sigma_{\max})) / 2 = \sigma_{\max}. \quad (1.4)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (1.5)$$

В случае переменных касательных напряжений остаются в силе все приведенные выше определения и соотношения с заменой  $\sigma$  на  $\tau$ .

## § 1.6. ПОНЯТИЕ ОБ УСТАЛОСТИ МАТЕРИАЛОВ

Усталость материалов характерна только для деталей машин, испытывающих во время работы переменные напряжения. опыты показывают, что детали машин, подвергающиеся длительное время переменным напряжениям, могут разрушаться при напряжениях, значительно меньших предела прочности  $\sigma_b$ , а во многих случаях даже меньших предела текучести  $\sigma_t$  данного материала детали при статическом напряжении. При этом разрушение происходит без заметных остаточных деформаций мгновенно, т. е. имеет ярко выраженный хрупкий характер даже в случае, если материал детали обладает высокой пластичностью.

Экспериментальными исследованиями процесса разрушения установлено, что после определенного числа циклов перемен напряжений в материале испытываемой детали появляется усталостная микротрещина. Эта трещина появляется обычно на поверхности в местах наибольших напряжений и в тех местах, где имеются пороки материала — неоднородное строение, наличие следов механической

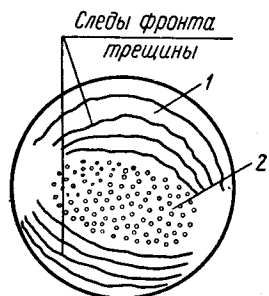


Рис. 1.4

обработки и повреждений поверхности детали (раковины, газовые и шлаковые включения, царапины, следы резца и т. п.), а также в местах концентрации напряжений (см. ниже). Образовавшаяся трещина, сначала очень маленькая, невидимая простым глазом, под влиянием переменных напряжений, постепенно развивается (расширяется и углубляется) и охватывает все большую толщину материала.

После того как трещина достигнет такой величины, что сечение детали заметно ослабнет, происходит внезапный усталостный излом (усталостное разрушение). На поверхности усталостного излома (рис. 1.4) хорошо видны две зоны: 1 с гладкой притертой поверхностью и 2 хрупкого окончательного излома — долома\* детали.

Таким образом, причиной поломок деталей машин в большинстве случаев является усталость — это процесс постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящий к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению. Свойство материала противостоять усталости называется сопротивлением усталости.

### § 1.7. ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ

При расчете деталей машин, на которые в процессе работы действуют переменные напряжения, основной характеристикой прочности материала является предел выносливости, который, как правило, определяют опытным путем. Для испытания изготавливают серию (не менее 10) совершенно одинаковых тщательно отполированных лабораторных образцов диаметром  $d_0 = 7,5$  мм (шероховатость

\* Долом — это часть усталостного излома, возникающая в завершающей стадии разрушения из-за недостатка прочности сечения по трещине.

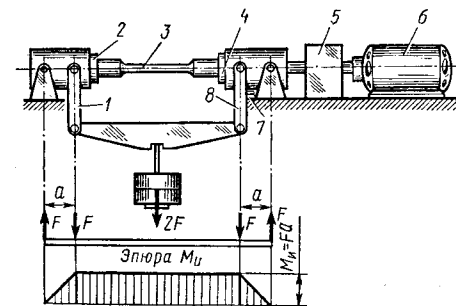


Рис. 1.5

поверхности  $R_a = (0,32 \dots 0,16)$  мкм\*), имеющих в рабочей части цилиндрическую форму.

Наиболее распространены испытания на изгиб при симметричном цикле напряжений. На рис. 1.5 показана схема машины для испытания образцов при чистом изгибе. Образец 3 зажат во вращающихся цапгах 2 и 4. Усилие передается от груза, подвешенного на сергах 1 и 8. Счетчик 5 фиксирует число оборотов образца. Когда образец ломается, происходит автоматическое отключение двигателя 6 от контакта 7. Испытания проводят в такой последовательности. Первый образец нагружают до значительного напряжения  $\sigma_1$  (амплитуда напряжений первого образца  $\sigma_a = \sigma_{\max} = (0,5 \dots 0,6) \sigma_B$ ), чтобы он разрушился при сравнительно небольшом числе циклов  $N_1$ . Второй образец испытывают при меньшем напряжении  $\sigma_2$ ; разрушение произойдет при большем числе циклов  $N_2$ . Затем испытывают следующие образцы с постепенно уменьшающимся напряжением; они разрушаются при большем числе циклов. Для большей достоверности результатов на каждом уровне нагружения испытывают несколько образцов, поскольку неизбежен большой разброс в предельных значениях  $N$ . По результатам испытания строят график, где по оси абсцисс откладывают число циклов  $N$ , которые выдержали образцы до разрушения, а по оси ординат — соответствующие значения максимальных напряжений  $\sigma_{\max}$  испытываемых образцов. Такой график (рис. 1.6) называют кривой усталости.

\* мкм — микрометр,  $1 \text{ мкм} = 10^{-6} \text{ м} = 10^{-3} \text{ мм}$ .

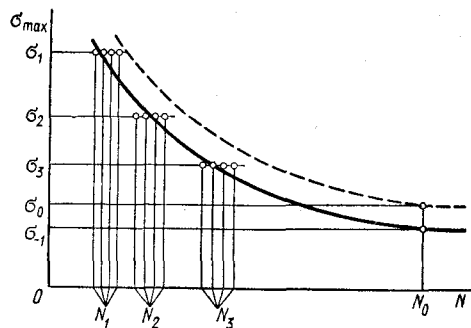


Рис. 1.6

При испытании образцов из углеродистых сталей на кривой усталости есть горизонтальный участок. Это означает, что испытываемые образцы, несмотря на длительность испытания, не проявляют склонности к разрушению. Значит, при каком-то числе циклов испытание образцов необходимо прекратить. Это число циклов  $N_0$  принято называть базой испытаний\*. Для стальных образцов  $N_0 = 10^7$  (это продолжительность испытаний примерно 54 ч при 3000 об/мин). У цветных металлов и их сплавов, а также у высокопрочных легированных сталей кривая усталости не имеет горизонтального участка, т. е. имеет ниспадающий характер. Для таких материалов не удастся установить такое число циклов, выдержав которое, образец не разрушился бы в дальнейшем. Поэтому в подобных случаях за базу испытаний принимают  $N_0 = 10^8$ .

Максимальное напряжение цикла, при котором еще не происходит усталостное разрушение до базы испытания, называется пределом выносливости. Опыт испытания стальных образцов показывает, что если образец не разрушился до  $10^7$  циклов, то он может выдержать практически неограниченное число циклов (никогда не разрушится).

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба обозначают  $\sigma_{-1}$  (рис. 1.6), то же, кручения —  $\tau_{-1}$ . (Здесь знак «-1» указывает на значение коэффициента асимметрии цикла  $R = -1$ ).

\* База испытаний — предварительно задаваемая наибольшая продолжительность испытания на усталость.

Если образцы из того же материала подвергнуть испытанию на изгиб при каком-либо асимметричном цикле (например, отнулевом), то кривая усталости расположится выше полученной при симметричном цикле (пунктирная линия на рис. 1.6). Следовательно, минимальным является предел выносливости при симметричном цикле, т. е. этот цикл является наиболее опасным. При отнулевом цикле соответствующие пределы выносливости обозначают  $\sigma_0$  и  $\tau_0$ . (Здесь знак «0» указывает на значение коэффициента  $R = 0$ ).

В настоящее время для многих материалов пределы выносливости определены экспериментально и приводятся в справочниках. В случае отсутствия опытных данных пределы выносливости углеродистой стали могут быть вычислены в зависимости от предела прочности  $\sigma_b$  по следующим приближенным эмпирическим зависимостям:  $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_b$ ;  $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$ ;  $\sigma_0 \approx 1,6 \sigma_{-1}$ ;  $\tau_0 \approx 1,9 \tau_{-1}$ .

#### § 1.8. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ

**Концентрация напряжений.** В курсе «Сопротивление материалов» рассчитывали детали правильной цилиндрической или призматической формы, напряжения в поперечных сечениях которых определяли по формулам:  $\sigma = F/A$  — при растяжении;  $\sigma = M_x/W_z$  — при изгибе;  $\tau = M_x/W_p$  — при кручении. Эти напряжения называют номинальными. В большинстве случаев детали машин имеют сложную форму. Это не позволяет ограничиваться расчетом их по номинальным напряжениям, так как остается не выясненным вопрос о действительном напряженном состоянии детали.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в области резких изменений в форме деталей возникают местные напряжения, значительно превышающие номинальные. Явление возникновения местных напряжений принято называть концентрацией (т. е. сосредоточением) напряжений, а причины, их вызывающие (отверстия, надрезы, галтели\*, шпоночные пазы, кольцевые канавки,

\* Галтель — поверхность плавного перехода от одного диаметра к другому.



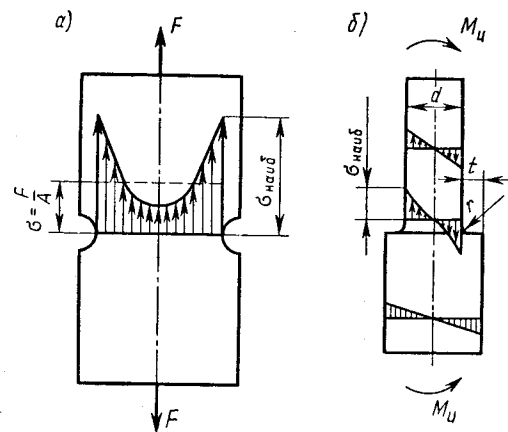


Рис. 1.7

посадки деталей с натягом, шлицы, резьба и т. п.), — концентраторами напряжений.

На рис. 1.7, а показано распределение напряжений в поперечном сечении, проходящем через надрезы в растянутой пластине. Наибольшие напряжения  $\sigma_{\text{наиб}}$  возникают у краев надрезов и они значительно превышают номинальные. Концентрация напряжений имеет резко выраженный местный характер, поскольку с удалением от концентратора напряжения быстро падают. Она зависит от вида и геометрических размеров концентратора (от толщины, ширины и глубины надрезов пластины). При изгибе ступенчатого вала (рис. 1.7, б) в зоне галтели возникает концентрация напряжений, значение которой зависит в первую очередь от радиуса закругления  $r$ . При посадке подшипника качения на вал с натягом (рис. 1.8) в кольце подшипника и цапфе вала возникает концентрация напряжений. При этом наибольшее их значение будет у краев напрессованного кольца. На рис. 1.9 показана концентрация напряжений в зоне шпоночного паза.

Влияние концентрации напряжений на прочность деталей зависит не только от геометрической формы концентратора, но и от характера нагружения материала. Прочность деталей из пластичных материалов при статическом нагружении практически не зависит от концентрации напряжений и при расчетах не учитывается. Это объясняется тем, что при увеличе-

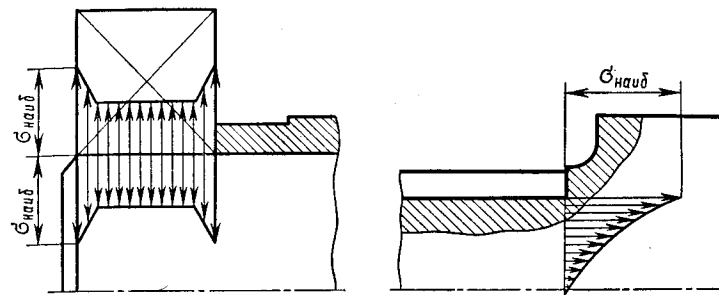


Рис. 1.8

Рис. 1.9

нии нагрузки рост наибольших местных напряжений при достижении предела текучести  $\sigma_T$  приостанавливается вследствие местной текучести материала, а в остальной части поперечного сечения напряжения будут возрастать. Следовательно, пластичность материала способствует выравниванию напряжений. Когда напряжения достигнут  $\sigma_T$  по всему сечению, их распределение можно считать равномерным. Для хрупких материалов при статическом нагружении концентрация напряжений приводит к снижению прочности, так как отсутствует фактор, смягчающий влияние концентрации напряжений, а именно текучесть материала.

При переменных напряжениях концентрация напряжений снижает предел выносливости деталей как из пластичных, так и из хрупких материалов. Это объясняется тем, что многократное изменение напряжений в зоне концентратора напряжений приводит к образованию и дальнейшему развитию трещины с последующим усталостным разрушением детали. Снижение предела выносливости при симметричном цикле напряжений оценивают эффективным (т. е. действительным) коэффициентом концентрации напряжений  $K_\sigma$ , который кроме геометрической формы деталей отражает свойства материала, или, как говорят, его чувствительность к местным напряжениям.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma$  ( $K_\tau$ ) определяется опытным путем и представляет собой отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений ( $\sigma_{-1}$ ) к пределу выносливости образца тех же размеров, но имеющего заданный концентратор напряжений ( $\sigma_{-1д}$ ):

Таблица 1.2

Источник концентрации напряжений	$K_\sigma$			$K_\tau$		
	$\sigma_a, \text{Н/мм}^2$					
	500	700	> 700	500	700	> 700
Галтель (см. рис. 1.7, б):						
при $t/r=2$ и $r/d=0,02$	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
при $t/r=2$ и $r/d=0,05$	1,75	1,9	2,1	1,6	1,6	1,7
Шпоночный паз	1,8/1,45	2/1,6	2,3/1,8	1,45	1,7	2,2
Шлицы прямобочные	1,45	1,6	1,72	2,25	2,45	2,7

Примечание. В числителе даны значения  $K_\sigma$  для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, а в знаменателе — дисковой фрезой.

$$K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1d}; \quad K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1d}$$

Значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  приведены в табл. 1.2.

Так как концентрация напряжений значительно снижает предел выносливости, то при конструировании деталей, работающих при переменных напряжениях, особенно важно выбрать также их формы, при которых не будет существенных концентраторов напряжений.

**Влияние абсолютных размеров детали.** Экспериментально установлено, что с увеличением абсолютных размеров поперечного сечения детали предел выносливости снижается. Это объясняется тем, что с увеличением объема материала возрастает вероятность наличия в нем неоднородностей старения (шлаковые и газовые включения, дефектные зерна и т. п.), это приводит к появлению очагов концентрации напряжений.

Снижение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров поперечного сечения  $K_d$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1d}(\tau_{-1d})$  образца заданного диаметра  $d$  к пределу выносливости  $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$  геометрически подобного (диаметром 7,5 мм) лабораторного образца:

$$K_d = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1}; \quad K_d = \tau_{-1d} / \tau_{-1}$$

Таблица 1.3

Деформации и материал	$K_d$ при диаметре вала $d$ , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистых сталей	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей и кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 1.4

Диаметр вала $d$ , мм	$K_\sigma/K_d$ при $\sigma_a, \text{Н/мм}^2$					$K_\tau/K_d$ при $\sigma_a, \text{Н/мм}^2$				
	500	700	800	900	1000	500	700	800	900	1000
30	2,5	3,0	3,25	3,5	3,75	1,9	2,2	2,35	2,5	2,65
50	3,05	3,65	3,96	4,3	4,6	2,25	2,6	2,78	3,07	3,26
100	3,3	3,95	4,25	4,6	4,9	2,4	2,8	2,95	3,2	3,34

При изгибе и кручении коэффициенты  $K_d$  равны. Их значения приведены в табл. 1.3.

В местах посадки деталей с натягом (подшипников качения (см. рис. 1.8), зубчатых колес и др.) влияние абсолютных размеров поперечного сечения вала на снижение предела выносливости оказывается более резким. В этом случае для оценки концентрации используют отношения  $K_\sigma/K_d$  и  $K_\tau/K_d$  (табл. 1.4).

**Влияние качества обработки поверхностей деталей.** При статических нагрузках качество обработки рабочих поверхностей деталей оказывает незначительное влияние на их прочность. При циклических нагрузках разрушение деталей связано с развитием усталостных трещин, возникающих в поверхностном слое. Развитию этих трещин способствует возникшая в результате механической обработки детали шероховатость поверхности в виде рисок, царапин, следов резца и т. п., которые являются концентраторами напряжений. С увеличением шероховатости поверхности предел выносливости снижается, что учитывается коэффициентом влияния шероховатости поверхности  $K_F$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1F}(\tau_{-1F})$  образца с данной шероховатостью поверхности к пределу

Таблица 1.5

Среднее арифметическое отклонение профиля, мкм	$K_F$ при $\sigma_{-1}$ , Н/мм <sup>2</sup>			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8...3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

выносливости  $\sigma_{-1}$  ( $\tau_{-1}$ ) образца с поверхностью не грубее  $R_a=0,32$  мкм (полирование пастой):

$$K_F = \sigma_{-1F} / \sigma_{-1}; \quad K_F = \tau_{-1F} / \tau_{-1}.$$

Коэффициенты  $K_F$  при изгибе и кручении примерно равны. Их значения приведены в табл. 1.5.

При одновременном воздействии на детали циклических нагрузок и коррозионной среды возникает явление более интенсивного накопления усталостных повреждений, называемое коррозионной усталостью. Предел выносливости вследствие влияния коррозионной среды снижается в 3 раза и более.

**Влияние поверхностного упрочнения.** Повышение прочности поверхностного слоя и появление в нем остаточных напряжений сжатия, препятствующих образованию усталостной трещины, достигается дробеструйным деформационным упрочнением\*, накатыванием роликами и шариками, поверхностной закалкой и нагревом ТВЧ, химико-термической обработкой, лазерной обработкой и др. В результате поверхностного упрочнения в ряде случаев предел выносливости повышается в 2...3 раза и более, что является мощным средством повышения долговечности машин при одновременном снижении их массы. Наибольший эффект поверхностное упрочнение дает для деталей, имеющих заметную концентрацию напряжений. Повышение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния поверхностного упрочнения  $K_v$ , представляющим собой отношение предела выносливости  $\sigma_{-1\text{упр}}$  упрочненного образца к пределу выносливости  $\sigma_{-1}$  неупрочненного образца:

$$K_v = \sigma_{-1\text{упр}} / \sigma_{-1}.$$

Значения коэффициента  $K_v$  приведены в табл. 1.6.

\* Термин «деформационное упрочнение» применяется вместо отмененного «наклеп».

Таблица 1.6

Вид упрочнения	$\sigma_{\text{с сердцевины}}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$K_v$		
		для гладких валов	$K_v \leq 1,5$	$K_v = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом	$(6...8) 10^2$	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
ТВЧ	$(8...10) 10^2$	1,3...1,5	—	—
Дробеструйное деформационное упрочнение	$(6...15) 10^2$	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Накатка роликом		1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0

Общие коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты снижения предела выносливости)  $(K_{\sigma})_D$  и  $(K_{\tau})_D$  для рассматриваемого сечения детали определяют с использованием приведенных выше данных по формулам:

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma} / K_d + 1 / K_F - 1) 1 / K_v; \quad (1.6)$$

$$(K_{\tau})_D = (K_{\tau} / K_d + 1 / K_F - 1) 1 / K_v. \quad (1.7)$$

Пределы выносливости  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  конкретной детали связаны с пределами выносливости  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  стандартного образца зависимостями:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_{\sigma})_D; \quad (\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_{\tau})_D. \quad (1.8)$$

При действии в расчетном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением  $K_{\sigma} / K_d$  или  $K_{\tau} / K_d$ ).

### § 1.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

Расчеты на прочность при переменных напряжениях в большинстве случаев выполняют как проверочные. При этом расчет производят в форме проверки расчетного (действительного) коэффициента запаса прочности  $s$  для каждого из предположительно опасных сечений детали и сравнении его с допускаемым значением  $[s]$  для данной конструкции, причем должно выполняться условие прочности

$$s \geq [s].$$

В случае сочетания основных деформаций (например, изгиба и кручения) расчетный коэффициент запаса в опасном сечении определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (1.9)$$

где  $s_\sigma$  и  $s_\tau$  — коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a}. \quad (1.10)$$

Здесь  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  — амплитуды циклов напряжений при изгибе (см. рис. 1.3, а) и кручении (см. рис. 1.3, б) с заменой  $\sigma_a$  на  $\tau_a$  и  $\sigma_{\max}$  на  $\tau_{\max}$ :

$$\sigma_a = M_n / W_{oc}; \quad \tau_a = \tau_{\max} / 2 = M_k / (2W_p),$$

где  $W_{oc}$  — осевой момент сопротивления изгибу сечения «нетто»;  $W_p$  — полярный момент сопротивления кручению сечения «нетто».

Выбор значений  $[s]$  является очень ответственной задачей. Значение  $[s]$  оказывает большое влияние на габариты и массу (масса детали пропорциональна  $[s]^3$ ) проектируемых изделий и, следовательно, на их стоимость и эксплуатационные расходы. С уменьшением  $[s]$  снижается масса изделий, но увеличивается возможность отказов — снижается надежность. В качестве ориентировочных можно рекомендовать следующие значения  $[s]$ : для стальных деталей  $[s] = 1,3 \dots 2,1$ ; для чугунных —  $[s] = 2,0 \dots 2,4$ . Более точные значения  $[s]$  будут указаны ниже, при расчете деталей машин конкретного назначения.

### § 1.10. КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ И КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Работоспособность фрикционных, зубчатых и червячных передач, подшипников качения и многих других узлов и механизмов машин определяется прочностью рабочих поверхностей деталей, или, как принято говорить, контактной прочностью. В этом случае разрушение рабочих поверхностей деталей вызывается действием контактных напряжений  $\sigma_H^*$ . Контактными называют напряжения, возникающие в месте контакта двух деталей, когда размеры площадки контакта малы по сравнению

\* Индекс  $H$  присваивается в честь основоположника теории контактных напряжений Г. Герца (H. Hertz).

с размерами деталей\* (сжатие двух шаров, двух цилиндров и т. п.).

При отсутствии нагрузки две детали могут соприкоснуться в точке или по линии, т. е. иметь первоначальный *точечный* (контакт двух шаров (рис. 1.10, а), шариков и колец подшипников и т. п.) или *первоначальный линейный* (контакт двух цилиндров (рис. 1.10, б), контакт зубьев колес и т. п.). Под действием нагрузки соприкасающиеся детали деформируются и первоначальный контакт переходит в контакт по весьма узкой площадке с высокими контактными напряжениями  $\sigma_H$ . Например, в случае контакта двух цилиндров длиной  $b$  и радиусами  $r_1$  и  $r_2$  с параллельными осями, сжатых силой  $F$ , площадка контакта имеет вид узкой полоски (рис. 1.11). При этом точки наибольших контактных напряжений располагаются по средней линии полосы контакта. Значение этих напряжений вычисляют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (1.11)$$

где  $q = F/b$  — нагрузка на единицу длины контактной линии;  $1/\rho_{np} = 1/r_1 + 1/r_2$ , откуда  $\rho_{np} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$  — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей;  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы кривизны в точках

\* При сравнительно большой площади контакта (например, контакт шпонки и шпоночного паза ступицы детали, насаженной на вал) принято говорить не о контактных напряжениях, а о напряжениях смятия.

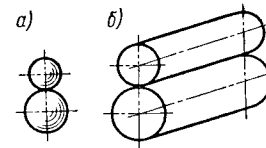


Рис. 1.10

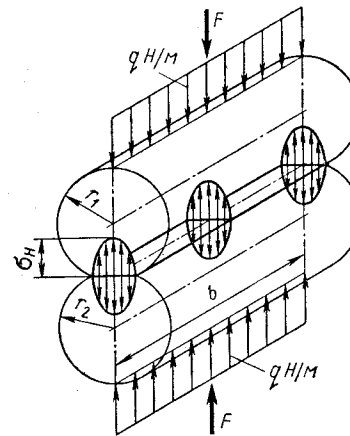


Рис. 1.11

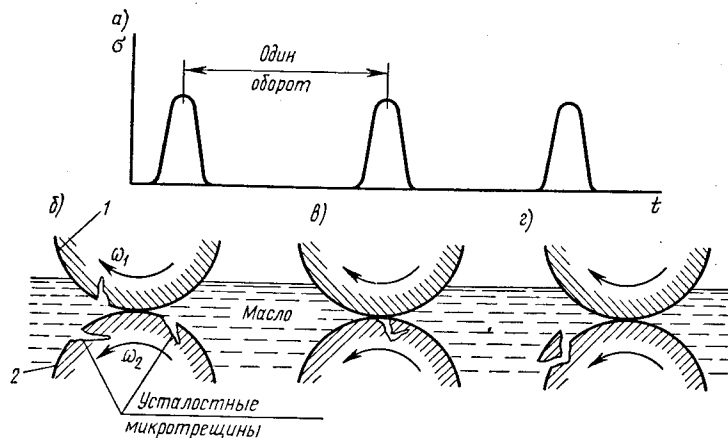


Рис. 1.12

контакта. Если поверхность одного цилиндра вогнутая (внутренний контакт), то  $\rho_{np} = r_1 r_2 (r_1 - r_2)$ ;  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$  — приведенный модуль упругости;  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов цилиндров. Если цилиндры из одинаковых материалов, то  $E_{np} = E_1 = E_2 = E$ ;  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

Формула (1.11) представляет собой практический интерес, так как является исходной при расчете фрикционных, зубчатых и червячных передач на контактную прочность.

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 1.12, а). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Длительное действие переменных контактных напряжений всегда вызывает усталость рабочих поверхностей деталей. В поверхностном слое возникают усталостные микротрещины. Если детали работают в масле\*, то оно проникает в трещины

\* Масло, способствуя развитию трещин, увеличивает срок службы до их возникновения, а также уменьшает контактные напряжения и трение, так как контакт деталей происходит через защитную масляную пленку, которая частично или полностью устраняет непосредственный металлический контакт.

(рис. 1.12, б). Попадая в зону контакта, трещина закрывается (рис. 1.12, в), а находящееся в ней масло испытывает высокое давление, что способствует развитию (расширению и углублению) трещины. И так повторяется до тех пор, пока не произойдет выкрашивания частицы металла, нависающего под трещиной (рис. 1.12, г). В результате выкрашивания на поверхности детали появляются мелкие раковины-ямки, едва заметные сначала и достигающие значительных размеров (например, 2...3 мм в поперечнике) в процессе развития. Такой вид разрушения рабочих поверхностей деталей называется усталостным выкрашиванием (повреждением). Подобные повреждения наблюдаются у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения. Усталостное выкрашивание не наблюдается, если выполняется условие прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \quad (1.12)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допускаемое контактные напряжения. Значения  $[\sigma_H]$  в основном выбирают в зависимости от твердости рабочих поверхностей деталей.

Качение контактирующих поверхностей, как правило, сопровождается их относительным скольжением. Экспериментально установлено, что при качении со скольжением цилиндры 1 и 2 (рис. 1.12, б) обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения (силы трения сдвигают металл). При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещины опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости (быстрее разрушается).

## Глава 2

### ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### § 2.1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Работоспособность — состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции

с параметрами, установленными нормативно-технической документацией. Основные критерии работоспособности деталей машин: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость.

**Прочность** — главный критерий работоспособности для большинства деталей. Прочность — способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластичных деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Различают разрушение деталей вследствие потери статической прочности или потери сопротивления усталости. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел текучести  $\sigma_t$  для пластичных материалов или предел прочности  $\sigma_b$  для хрупких материалов. Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала, например  $\sigma_{-1}$ .

Основы расчета на статическую прочность изучают в курсе «Сопротивление материалов». Общие методы расчетов на статическую прочность, а также расчеты на сопротивление усталости и контактную прочность здесь рассматривают в применении к конкретным деталям, уделяя особое внимание выбору расчетных схем и значений коэффициентов запаса прочности или допускаемых напряжений.

**Жесткость** — способность деталей сопротивляться упругим деформациям, т. е. изменению их формы и размеров под действием нагрузок. Жесткость наряду с прочностью является основным критерием расчета многих деталей (валов передач, станин станков и т. п.). Недостаточная жесткость (чрезмерная упругая деформация), например, вала может сказаться на правильности функционирования и прочности связанных с ним деталей зубчатых передач, подшипников, муфт и др.

Значение расчетов на жесткость непрерывно возрастает в связи с повышением требований к точности машин под нагрузкой, повышением быстроходности, снижением массы и габаритов деталей, что в значительной степени достигается повышением характеристик прочности материалов ( $\sigma_b$ ,  $\sigma_{-1}$ ) при сохранении

почти на том же уровне модуля упругости  $E$  (характеристика жесткости). При этом чаще встречаются случаи, когда размеры, полученные из расчета на прочность, оказываются недостаточными по жесткости. Расчеты на жесткость предусматривают ограничение упругих деформаций деталей в пределах норм, установленных опытом эксплуатации машин.

**Износостойкость** — сопротивление трущихся деталей изнашиванию. Износ приводит к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности детали вследствие изнашивания, т. е. разрушения ее поверхностного слоя при трении. При этом уменьшается прочность деталей, увеличиваются зазоры в подшипниках, в направляющих, в зубчатых зацеплениях и т. п. Увеличение зазоров вызывает дополнительные динамические нагрузки в соединениях, снижает мощность, КПД, надежность, точность и т. п. Характерным признаком повышенного износа является возрастание шума при работе машины.

Следует отметить, что из-за износа выходит из строя 80...90% деталей подвижных соединений машин. Это значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтных работ. Для многих типов машин за весь период их эксплуатации затраты на ремонт и техническое обслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины.

По условиям внешнего воздействия на поверхностный слой деталей различают такие виды изнашивания: абразивное, коррозионно-механическое, изнашивание при заедании и др.

Абразивное изнашивание возникает в результате режущего или царапающего действия твердых абразивных частиц — песок, пыль, грязь, продукты изнашивания (срезанные неровности, мелкая стружка, частицы контактирующих поверхностей, отделяющиеся в результате усталостного выкрашивания и др.), которые в процессе работы попадают в зону контакта поверхностей трения. При абразивном изнашивании износостойкость растет с увеличением твердости поверхностей.

Коррозионно-механическое изнашивание. В процессе работы происходят изменения в тонких поверхностных слоях, стимулирующие

химическое взаимодействие металла трущихся поверхностей с компонентами окружающей среды. В результате на поверхности деталей появляются пленки (продукты коррозии), которые истираются под действием нормальных сил и сил трения и снова возобновляются. Этот вид повреждения поверхностей называется коррозионно-механическим изнашиванием. При наличии коррозии износостойкость деталей машин существенно уменьшается. Коррозия\* является причиной преждевременного разрушения многих машин.

Изнашивание при заедании. При больших значениях контактных напряжений  $\sigma_H$  (или давлений  $p$ ) в результате разрушения защитных масляных пленок отдельные участки поверхностей трения могут вступать в такой тесный контакт, при котором приходят в действие силы молекулярного сцепления. Это явление называют схватыванием. В результате схватывания происходит вырывание из более мягкой поверхности частиц металла. Последние в виде наростов с более твердой поверхностью, двигаясь, оставляют глубокие борозды на поверхности с меньшей твердостью. Повреждение поверхностей трения в виде борозд называется задиrom. Задир—это наиболее опасный вид изнашивания.

Процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания называется заеданием. Заедание возможно и при достаточной смазке в результате резкого местного повышения температуры в зоне контакта (вызванного работой сил трения) до значения, при котором смазка теряет свои защитные свойства и возникает металлический контакт поверхностей трения. С повышением твердости и уменьшением пластичности растает сопротивление заеданию.

Интенсивность изнашивания, а следовательно, и срок службы детали зависят от свойств выбранного материала, термообработки, шероховатости поверх-

\* Из-за коррозии ежегодно теряется до 10% выплавленного металла. Для защиты от коррозии детали изготавливают из специальных коррозионно-устойчивых материалов или применяют наиболее распространенное наплавление—антикоррозионные покрытия поверхностей; металлические (цинковые, хромовые, никелевые и кадмиевые) и неметаллические (анодирование, оксидирование, воронение, лакокрасочные и др.).

ностей (см. § 2.7). Большое число факторов, влияющих на изнашивание, затрудняет создание обоснованных методов расчета на износостойкость деталей машин.

Повышение износостойкости деталей достигается: применением новых износостойких и коррозионно-стойких материалов (например, применение износостойкого сплава ИСЦ-1 увеличивает срок службы деталей в 20 раз по сравнению с традиционными материалами); защитой от абразивного воздействия (уплотнения); применением специальных смазок и присадок к смазочным материалам, позволяющим создать сервовитную пленку\* на всех трущихся деталях («эффект безызносности»); применением плазменных износостойких и антикоррозионных покрытий; покрытий из алмазной пленки; газотермического напыления порошков из твердых сплавов; лазерного упрочнения\*\*, вибрационного обкатывания (см. § 2.5).

Теплостойкость—способность конструкции сохранять работоспособность в пределах заданных температур в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы уменьшает их прочность и жесткость; снижает защитную способность масляного слоя, что повышает износ деталей или вызывает их заедание; уменьшает зазоры в сопряженных деталях, что приводит к заклиниванию и поломке. Для установления температурного состояния конструкции при работе производят тепловые расчеты (например, расчет червячных передач и др.) и при необходимости применяют водяное охлаждение, циркуляционную смазку или вносят другие конструктивные изменения.

## § 2.2. ПОНЯТИЕ О НАДЕЖНОСТИ МАШИН

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение

\* Сервовитная пленка—пленка, «спасающая жизнь». Это металлическая защитная пленка, возникающая в процессе трения (трение не уничтожает пленку, оно ее создает). При работе пленка воспринимает нагрузки, пряча неровности твердых поверхностей, которые практически не участвуют в процессе трения.

\*\* Лазерный луч в доли секунды наплавляет тонкий слой прочных сплавов на поверхности детали, что увеличивает ее износостойкость в 2...3 раза.

заданного срока службы. Надежность — свойство детали или машины в целом выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Для стационарного двигателя наработка выражается в часах, для автомобиля — в километрах пробега, для трактора — в гектарах обработанной земли и т. п. Надежность можно определить для машины в целом или для отдельных ее узлов и деталей.

В результате неисправностей машин и их деталей возникают нарушения эксплуатационных показателей, вызывающие частичную или полную потерю их работоспособности. Событие, связанное с нарушением работоспособности машины (детали), называется отказом (как правило, невозстанавливаемым). Расчет надежности базируется на статистических данных об отказах машины (детали) при эксплуатации, проведении специальных испытаний и т. п.

Основным показателем надежности является вероятность безотказной работы  $P_{(t)}$  (или коэффициент надежности), т. е. вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки отказ машины (детали) не возникает. Вероятность безотказной работы машины (детали) до момента времени или конца наработки определяют по формуле

$$P_{(t)} \approx 1 - N_{(t)}/N, \quad (2.1)$$

где  $N_{(t)}$  — число машин (деталей), отказавших к моменту времени или концу наработки  $t$ ;  $N$  — число машин (деталей), подвергнутых испытанию. Так, например, если  $N=300$  и  $N_{(t)}=27$ , то надежность безотказной работы  $P_{(t)} \approx 1 - 27/300 = 0,91$ .

Коэффициент надежности машины в целом равен произведению коэффициентов надежности составляющих элементов, входящих в состав машины:

$$P_{(t)} = P_{1(t)} P_{2(t)} \dots P_{n(t)}. \quad (2.2)$$

Из формулы (2.2) следует, что надежность машины всегда меньше надежности самого ненадежного элемента и падает с увеличением числа элементов. Так, при числе элементов  $n=10$  и одинаковой вероятности безотказной работы, равной 0,97, имеем  $P_{(t)} = 0,97^{10} = 0,74$ . В технике есть высоконадежные

устройства, например в авиации, космонавтике и др. Однако получить коэффициент надежности  $P_{(t)}=1$  невозможно.

Интенсивность отказов  $\lambda$  — это число отказов, происходящих на единицу времени. Например, при испытании 1000 деталей в течение 100 ч каждой, из них 10 деталей отказало. Находим  $\lambda = 10/(1000 \cdot 100) = 10^{-4}$  1/ч. Это значит, что в час отказывает 0,01% деталей. С уменьшением  $\lambda$  увеличивается время эксплуатации деталей при достаточной надежности.

Надежность является одним из основных показателей качества машины. По надежности машины можно судить о качестве проектно-конструкторских работ, производства и эксплуатации.

### § 2.3. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В соответствии с указанными критериями работоспособности производят расчеты деталей машин, основываясь на методах сопротивления материалов. Но условия работы деталей машин бывают столь разнообразными и сложными, что их не всегда удается проанализировать и учесть при расчетах. Поэтому в курсе деталей машин кроме расчетов по формулам сопротивления материалов применяют расчеты по приближенным формулам, а в некоторых случаях и по эмпирическим зависимостям. При этом расчеты становятся приближенными.

Погрешности приближенных расчетов существенно снижаются при использовании опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций. В результате обобщения предшествующего опыта вырабатывают нормы и рекомендации, например нормы допускаемых напряжений или коэффициентов запаса прочности, рекомендации по выбору материалов и пр. Эти нормы и рекомендации в приложении к расчету конкретных деталей приведены в соответствующих главах учебника. Здесь отметим, что *неточности расчетов на прочность компенсируют в основном за счет коэффициентов запаса прочности.*

Применяют два вида расчетов деталей машин: проекторочный и проверочный.

**Проекторочный расчет** выполняют в процессе разработки конструкции детали (машины) с целью определения ее требуемых размеров. В ряде случаев размеры деталей принимают конструктивно или



руководствуясь практическими рекомендациями. Проектировочные расчеты основаны на ряде допущений и выполняют по допускаемым напряжениям как предварительные, так как на этой стадии проектирования практически невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность деталей (концентрация напряжений и т. д.).

**Проверочный расчет** — уточненный, выполняют по рабочему чертежу сконструированной детали, когда известны ее форма и размеры, концентраторы напряжений и др. Проверочные расчеты выполняют в целях проверки соблюдения условия  $\sigma \leq [\sigma]$  или  $s \geq [s]$ , или определения допускаемой нагрузки, долговечности, температуры, устойчивости, прогибов и пр.

Оценка прочности по значению допускаемых напряжений  $[\sigma]$  удобна, так как на практике для однотипных деталей из данного материала, устоявшейся технологии их изготовления, стабильных условий нагружения разработана система допускаемых напряжений, обобщающая предшествующий опыт эксплуатации машин.

Широкое распространение получил расчет по запасам прочности. При этом *выбор допускаемых коэффициентов запасов прочности  $[s]$  является весьма ответственным этапом расчета*. Заниженное значение запаса прочности приводит к разрушению детали, а завышенное — к неоправданному увеличению массы детали и перерасходу материала. Большое число факторов, влияющих на запас прочности (степень ответственности детали, однородность материала, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, условия эксплуатации и пр.), создают значительные трудности при выборе значений запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, основываясь на своем опыте, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей.

**Общие понятия о проектировании.** Проектирование (расчет и конструирование) базируется на теоретических и экспериментальных данных о нагружении деталей (узлов), свойствах материалов, всестороннем анализе статистического материала, отражающего опыт изготовления и эксплуатации машин данного типа. Проектирование — творческий процесс создания механизма или машины в чертежах. Основные особенности этого процесса состоят в необходимости согласования принимаемых решений с общими и специ-

фическими требованиями, предъявляемыми к конструкциям в соответствии с современными направлениями развития машиностроения, а также с требованиями соответствующих стандартов, регламентирующих термины, определения, условные обозначения, методы расчета, систему измерений, испытаний и т. п.

Главная особенность проектирования — это многовариантность решений для получения оптимальной конструкции, обеспечивающей требуемые характеристики машины при наименьших затратах на ее изготовление и эксплуатацию. При этом в поисках оптимального варианта конструкции часто приходится выполнять несколько вариантов расчета. Для того чтобы избавить конструктора от выполнения трудоемких расчетов, многофакторного анализа и большого объема графических работ, поиски оптимального варианта удобно выполнять с помощью электронно-вычислительных машин (ЭВМ).

В настоящее время в промышленности все шире применяют систему автоматизированного проектирования (САПР). Появление САПР было вызвано возросшей сложностью проектирования промышленных объектов. Ограниченные физиологические возможности не позволяют человеку охватить и увязать при проектировании все системы и выбрать оптимальный вариант. Необходима комплексная автоматизация проектирования с оптимизацией на всех уровнях (начиная с анализа предварительных расчетов и кончая испытаниями с обработкой результатов на ЭВМ).

Цели САПР заключаются в повышении качества продукции, уменьшении трудоемкости и сокращении сроков проектирования, изменении технологии проектирования в связи с усложнением объектов. Эти цели достигают, применяя математические методы и методы вычислительной техники, разрабатывая эффективные математические модели, применяя методы многовариантного проектирования и оптимизации конструкции по массе, габаритам, стоимости, надежности и другим параметрам, автоматизируя расчетные и графические работы, а также заменяя натурные испытания моделированием.

В основе автоматизированного проектирования лежит стандартизация деталей и узлов, унификация функциональных элементов, методов расчета и технологических процессов.

Применение САПР позволяет повысить производительность труда в 3 раза и более и сократить сроки проектирования изделий более чем на 2 года.

#### § 2.4. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О НЕКОТОРЫХ ОСНОВНЫХ МАТЕРИАЛАХ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

**Стали.** Сталь углеродистая обыкновенного качества марок Ст0... Ст6 применяют для термически необработанных деталей—это крепежные детали (например, заклепки и др.) и неответственные детали, работающие при малых нагрузках. В обозначении марок буквы Ст—сталь, цифры от 0 до 6—условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств.

Сталь углеродистая качественная конструкционная марок 10, 20, 30, 40, 45 и др. получила широкое распространение в машиностроении. Ее применяют для деталей машин, подвергаемых термообработке. В обозначении марок двузначное число показывает среднее содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода стали подразделяют на низкоуглеродистые, среднеуглеродистые и высокоуглеродистые.

Сталь легированная конструкционная. Ее применяют для особо ответственных деталей машин, где наряду с высокой прочностью требуется компактность или небольшая масса. В зависимости от химического состава и свойств сталь делится на такие категории: качественная; высококачественная и особо высококачественная. Например, хромомарганцевокремниевая сталь соответственно имеет обозначения 30ХГС, 30ХГСА, 30ХГСА-Ш. Здесь первые две цифры означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, буквы за цифрами—обозначение легирующего элемента (Х—хром, Г—марганец, С—кремний). Отсутствие цифры после букв означает, что в марке стали содержится в среднем 1,0% этого легирующего элемента. Наличие цифр после букв указывает примерное содержание легирующего элемента в целых единицах.

Для повышения механических и других свойств стали широко применяют термическую (отжиг, нормализация, улучшение, закалка и отпуск), химико-термическую обработку (цементацию, азотирование, цианирование и др.), механическое упрочнение и др.

**Чугуны.** Серый чугун (СЧ)—основной литейный машиностроительный материал. Обладает наилучшими литейными и вполне удовлетворительными механическими свойствами, хорошо обрабатывается резанием, хорошо демпфирует колебания. Из этого чугуна отливают детали сложной конфигурации, например станины станков, корпуса редукторов, блоки цилиндров и т. п. Стандартные марки чугунов: СЧ10, СЧ15, ..., СЧ35.

Высокопрочный чугун (ВЧ) применяют как новый материал и как заменитель стали и серого чугуна. Применяют в станкостроении (станины, шпиндели и др.), для прокатного и кузнечно-прессового оборудования. Стандартные марки чугунов: ВЧ35, ВЧ40, ..., ВЧ100.

Ковкий чугун (КЧ) применяют для деталей, требующих по своей форме литой заготовки, но допускающих при работе случайные ударные нагрузки. Название «ковкий чугун» условное. Заготовки из ковкого чугуна, так же как и из серого, получают только отливкой. Стандартные марки чугунов: КЧ35, КЧ50 и др.

В условном обозначении марок чугунов СЧ, ВЧ и КЧ цифры показывают минимальное значение предела прочности при растяжении  $\sigma_b$  в Н/мм<sup>2</sup>. Например, СЧ20—серый чугун с  $\sigma_b = 200$  Н/мм<sup>2</sup> или ВЧ50—высокопрочный чугун с  $\sigma_b = 500$  Н/мм<sup>2</sup>.

Антифрикционный чугун\* применяют в подшипниковых узлах трения, например вкладыши подшипников скольжения для работы в паре с закаленными или нормализованными валами (отдельные марки чугунов работают при температуре до 300° С и повышенных окружных скоростях). Стандартные марки чугунов: АЧС-1, АЧС-2, ..., АЧС-6, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2. Обозначение марки: АЧ—антифрикционный чугун; С—серый (АЧС-1); В—высокопрочный (АЧВ-2); К—ковкий (АЧК-2); цифра—порядковый номер марки.

**Сплавы цветных металлов.** Наибольшее распространение получили медные сплавы—бронзы и латуни, баббиты и легкие сплавы.

Бронзы—сплавы меди с оловом, свинцом, алюминием, железом и другими металлами (кроме цинка). Обладает высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами (вкладыши подшипников скольжения, червячные колеса, гайки грузовых и ходовых винтов и т. п.). Бронзы разделяют по содержанию в них основного легирующего элемента на оловянные Бр010Ф1 и др., алюминиевые БрАЖЗЛ и др., свинцовые БрС30 и др. Обозначение марки бронзы: буквы Бр—бронза, после следует буква, указывающая легирующий элемент и число, выражающее содержание этого элемента в процентах. Например, Бр010Ф1—бронза с содержанием олова (буква О) 10% и фосфора (буква Ф) 1%, остальное—медь. Стоимость этой бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

Латуни—сплавы меди с цинком. Обладают хорошим сопротивлением коррозии, антифрикционными свойствами, электропроводностью и хорошими технологическими свойствами. Применяют для изготовления проволоки, гильз, труб и т. п. Латунь свинцовую марки ЛЦ40С применяют для сепараторов подшипников качения, а алюминисво-железо-марганцевую латунь марки ЛЦ23АБЖЗМц2—для зубчатых и червячных колес.

Баббиты—сплавы на основе олова и свинца. Они обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошо прирабатываются. Применяют их для заливки вкладышей подшипников скольжения. Лучшими свойствами обладают высокооловянные баббиты марок Б89 и Б83, но они дороги (в 20 раз и более дороже качественной стали), поэтому для отливок вкладышей, втулок и т. п. применяют заменители баббитов, которыми могут быть цинковые антифрикционные сплавы, а также баббит

\* Антифрикционными называют материалы, имеющие низкий коэффициент трения, высокую износостойкость и хорошую прирабатываемость.

с невысоким содержанием олова—Б16. Обозначения: буква Б—баббит, а число после буквы означает содержание основного элемента в процентах, например Б83—баббит, содержащий 83% олова, а остальное—сурьма (11%) и медь (6%).

Легкие сплавы—сплавы на основе алюминия, магния, титана и других элементов. Имеют плотность почти в 3 раза меньшую, чем стали, а удельная прочность\* примерно равна удельной прочности стали. Применяют во всех отраслях машиностроения, где особенно необходимо снижение массы (например, для корпусных и других деталей транспортных машин, авиационно-космической техники и т. п.).

Легкие сплавы делятся на *литейные и деформируемые*. Из алюминиевых литейных сплавов наиболее распространены *силумины* (АЛ2, АЛ4 и др.), т. е. сплавы, в которых кремния содержится до 20%. Эти сплавы обладают высокими литейными свойствами и хорошо обрабатываются резанием. Из алюминиевых деформируемых сплавов основное применение имеют дюралюмины (Д1, Д16 и др.)—сплавы, содержащие алюминий, медь, магний и марганец. Заготовки деталей машин из этих сплавов получают обработкой давлением.

**Композиционные материалы** представляют сочетание металлической основы (матрицы) и упрочняющего наполнителя—высокопрочных волокон (бора, вольфрама, молибдена и др.), пропитанных расплавленными металлами (кобальтом, алюминием и т. д.). Варьируя компоненты и их объемное сочетание, получают материалы с высокими механическими характеристиками, жаропрочностью и другими свойствами. Композиционные армированные материалы по прочности и износостойкости значительно превосходят стали и высококачественные сплавы.

**Порошковые материалы** получают методом порошковой металлургии, сущность которой состоит в получении порошков металлов (а также их смесей с неметаллическими порошками), прессованием и последующим спеканием в пресс-формах деталей из них. Порошковая металлургия позволяет получить новые дешевые и легкие конструкционные материалы, которые способны заменить стали, чугуны и цветные металлы. Этот прогрессивный метод позволяет детали сложнейшей конфигурации изготавливать с минимальными потерями металла (это практически безотходное производство) и почти вдвое повысить производительность труда.

Созданные в последние годы изделия из порошковых материалов и композиций различных материалов обладают: тугоплавкостью, переносящей космические и термоядерные температуры; легкостью алюминия; прочностью титана и упругостью стали; высокими звукопоглощающими и демпфирующими свойствами. Кроме того, получено вязкое состояние совершенно хрупких тел, что позволило решить труднейшую проблему века—создание конструкционной керамики.

Порошковые материалы применяют в новейшей технике, высокотемпературных газовых турбинах, в особо компактной микроэлектронике, для создания различных видов инструмента и т. п. Вообще область их применения не ограничена.

\* Удельная прочность—отношение предела прочности  $\sigma_b$  к плотности  $\rho$  материала ( $\sigma_b/\rho$ ).

**Пластмассы.** Они обладают ценными свойствами: легкостью, высокой прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, антикоррозионностью и др. Кроме того, пластмассы обладают хорошими литейными свойствами. Это позволяет получить из них изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, прессованием, экструзией и т. п., с минимальными потерями материала.

К числу наиболее распространенных пластмасс относятся: текстолит, стеклопластики и древопластики, фенопласт, органическое стекло—плексиглас, фторопласт, капрон, нейлон и др. Их широко применяют во всех отраслях машиностроения для изготовления корпусных деталей, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, рукояток, маховичков, панелей, изоляторов, труб и т. д.

Пластмассы—это дешевый и легкий конструкционный материал, способный заменить черные и цветные металлы. Применение их снижает массу и повышает эксплуатационные качества машин. Замена металла пластмассами значительно снижает трудоемкость и себестоимость изделий. При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5...6 раз, а себестоимость—в 2...6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4...10 раз. Пластмассы—это весьма перспективный конструкционный материал, область применения которого практически не ограничена.

**Выбор материалов** осуществляется в соответствии с требованиями к машинам и их деталям и является ответственным этапом проектирования. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом, ее надежность и долговечность.

При выборе материала детали следует учитывать следующие факторы: требования к массе и габаритам детали и машины в целом; соответствие свойств материала готовой детали главным критериям работоспособности (прочности, жесткости, износостойкости) и требуемому сроку службы; специфические условия работы детали (агрессивная среда, запыленность и т. п.); применение ресурсосберегающих технологий; требуемые параметры и качества поверхности; возможность унификации материала деталей проектируемой машины; стоимость и дефицитность материала.

Окончательное решение о выборе того или иного материала принимают на основе технико-экономических расчетов с учетом возможности экономии материала и повышения эффективности производства. В настоящем курсе рекомендации по выбору материалов приводятся в соответствующих главах в конкретном приложении к различным деталям.

## § 2.5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Поверхности деталей машин после обработки не являются идеально гладкими, так как режущие кромки инструментов оставляют на поверхности следы в виде неровностей и гребешков, близко расположенных друг к другу (рис. 2.1).

Шероховатость поверхности — совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная, например, с помощью базовой длины  $l$ . В соответствии с ГОСТ 2789—73 (СТ СЭВ 638—77) основные параметры количественной оценки шероховатости поверхностей следующие:  $R_a$  — среднее арифметическое отклонение профиля в пределах базовой длины  $l$ ;  $R_z$  — высота неровностей профиля по десяти точкам в пределах базовой длины  $l$ . Значения  $R_a$  и  $R_z$  определяют по формулам:

$$R_a = (y_1 + y_2 + \dots + y_n) / n;$$

$$R_z = [(H_{1\max} + H_{2\max} + \dots + H_{5\max}) - (H_{1\min} + H_{2\min} + \dots + H_{5\min})] / 5,$$

где  $y_1, y_2, \dots, y_n$  — расстояния точек действительного (измеренного) профиля до его средней линии  $m$ ;  $n$  — количество измеренных расстояний;  $H_{\max}$  и  $H_{\min}$  — отклонения соответственно пяти высших точек выступов и пяти низших точек впадин профиля. Числовые значения  $R_a$  и  $R_z$  даны в таблицах стандартов.

Некоторые предпочтительные значения параметров шероховатости по СТ СЭВ 638—77  $R_a$  (мкм): 3,2; 1,6; 0,8; 0,4; 0,2;  $R_z$  (мкм): 12,5; 6,3; 3,2; 1,6; 0,8.

Шероховатость поверхностей ухудшает качественные показатели работы деталей, механизмов и машин. В подвижных соединениях шероховатость приводит к преждевременному износу поверхностей, так как при работе деталей металлические гребешки стираются, смешиваются с маслом и ускоряют процесс изнашивания поверхностей. В неподвижных соединениях шероховатость ослабляет их прочность, так как при измерении размер у вала получается завышенный, а у отверстия — заниженный и при снятии гребешков натяги в соединении станут меньше. Уменьшение шероховатости (повышение гладкости поверхности) способствует увеличению: проч-

ности, коррозионной стойкости, КПД машин и герметичности соединения. Однако при этом растет стоимость изготовления деталей машин. Поэтому в каждом конкретном случае параметры шероховатости следует выбирать в соответствии с конструктивными требованиями к деталям машин.

**Влияние шероховатости поверхностей на износ деталей машин.** При взаимном перемещении контактирующих плоских (рис. 2.2, а) или цилиндрических (рис. 2.2, б) шероховатых поверхностей в первоначальный момент происходит срез, отламывание и пластический сдвиг вершин неровностей, так как их контакт происходит по вершинам неровностей.

В процессе приработки (начального изнашивания) высота неровностей уменьшается до некоторого оптимального значения —  $R_{\text{опт}}$ . Экспериментально установлено, что наименьший износ получается не при минимальной шероховатости трущихся поверхностей, а при шероховатости, имеющей оптимальное значение  $R_{\text{опт}}$ , отклонение от которой в большую

и меньшую сторону приводит к увеличению изнашивания (рис. 2.3). Диапазон  $R_{\text{опт}}$ , как правило, очень мал.

Увеличение высоты неровностей по сравнению с оптимальным значением повышает изнашивание за счет возрастания механического зацепления, скалывания и среза неровностей. Уменьшение высоты

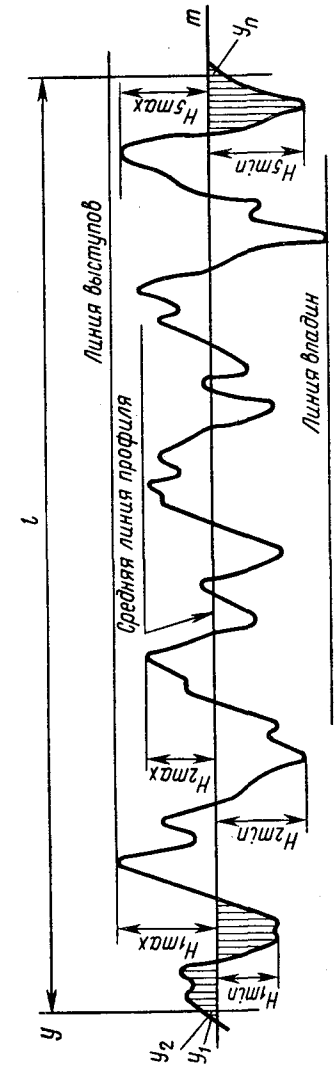


Рис. 2.1

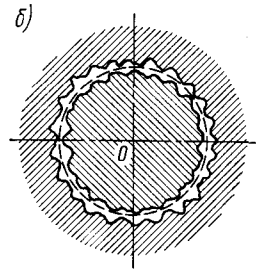
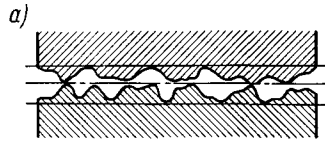


Рис. 2.2

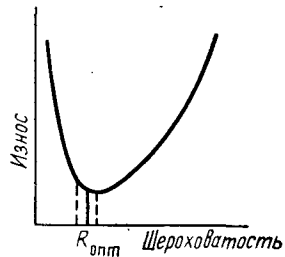


Рис. 2.3

неровностей по сравнению с оптимальным значением резко увеличивает изнашивание за счет молекулярного сцепления и заедания трущихся поверхностей, чему способствует выдавливание смазочного материала и плохая смачиваемость зеркально-чистых поверхностей. Поэтому пришабрённые поверхности лучше притертых, так как на них имеются углубления («карманы»), удерживающие смазочный материал. Хорошее удерживание смазочного материала обеспечивается системой мелких маслоудерживающих каналов, полученных виброобработыванием. Таким образом, деталь должна иметь не слишком грубую и не слишком гладкую поверхность, а именно такую, какая нужна для надежного выполнения своего функционального назначения. Параметры

оптимальной шероховатости зависят от качества смазочного материала, условий работы трущихся поверхностей, их конструкции и материала.

## Глава 3

### НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Каждая машина получается в результате сборки деталей, осуществляемой с помощью неподвижных и подвижных соединений.

Подвижные соединения обеспечивают движение одной детали относительно другой (например, соединение вала с подшипниками, суппорта токарного станка со станиной, зубчатое зацепление и др.). Неподвижные соединения жестко скрепляют две или несколько деталей (например, сварные, резьбовые

и др.). Их применение обусловлено целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт и т. п. В машиностроении принято термин «соединение» относить только к неподвижным соединениям.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на неразъемные (заклепочные, сварочные, клеевые, с натягом и др.) и разъемные (резьбовые, шпоночные, шлицевые и др.). Первые можно разбирать только после их полного или частичного разрушения, вторые допускают многократную разборку и сборку без повреждения деталей.

### § 3.1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Сварные соединения — наиболее совершенные и прочные среди неразъемных соединений. Они образуются под действием сил молекулярного сцепления, возникающих в результате сильного местного нагрева до расплавления деталей в зоне их соединения или нагрева деталей до пластического состояния с применением механического усилия.

Виды сварки весьма разнообразны. Наиболее широко распространена электрическая сварка. Различают два основных вида электросварки — дуговую и контактную.

Дуговая сварка ведется вручную или автоматически плавящимся электродом. Для защиты расплавленного металла от вредного воздействия воздуха (окисления и насыщения азотом) применяют флюсы. При ручной дуговой сварке флюсы наносят на поверхность электрода в виде толстого покрытия, которое выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивают высокое качество металла сварного шва и устраняют его разбрызгивание. При автоматической дуговой сварке весь процесс сварки протекает под флюсом.

Для ручной дуговой сварки низко- и среднеуглеродистых, а также низколегированных сталей рекомендуются электроды марок: Э34, Э42, Э42А, Э46,

Э46А, Э50, Э50А, Э60А и др. Число после буквы Э обозначает минимальный гарантированный предел прочности металла шва  $\sigma_{\text{в}}$ . Так, для электрода Э42А  $\sigma_{\text{в}} \approx 420 \text{ Н/мм}^2$  (42 кгс/мм<sup>2</sup>). Буква А означает гарантированное получение повышенных пластических свойств металла шва. Электроды подбирают так, чтобы получить близкие характеристики металла шва и металла свариваемых деталей. Для высоколегированных сталей, чугунов и сплавов цветных металлов требуются специальные приемы сварки (предварительный нагрев, специальные электроды, защитные газы и др.). Ручную дуговую сварку применяют для конструкций с короткими и неудобно расположенными швами, а также в единичном производстве.

Автоматическая дуговая сварка под флюсом основной вид сварки. Ее производительность в 10...20 раз выше ручной. Она обеспечивает высокое качество шва независимо от квалификации сварщика. Применяется в крупносерийном и массовом производстве для конструкций с длинными швами.

Контактная сварка основана на местном нагреве зоны контакта соединяемых деталей при пропускании через нее тока. Стык деталей размягчается и при сдавливании образуется прочное соединение. Применяется в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная контактные сварки) и для стыковых соединений круглого и полосового металла (стыковая контактная сварка).

Достоинства сварных соединений, выполненных дуговой сваркой: герметичность, технологичность и невысокая стоимость (малая трудоемкость процесса сварки, простота конструкции сварного шва, возможность автоматизации процесса сварки и др.); масса сварных конструкций на 20...25% меньше массы клепаных, что достигается частичным или полным устранением дополнительных деталей (накладок, косынок и т. п.), отсутствием выступающих массивных головок заклепок и лучшим использованием металла, так как нет отверстий под заклепки, ослабляющих рабочее сечение детали. Недостатки: коробление деталей из-за неравномерного

нагрева в процессе сварки и охлаждения; опасность появления трещин; изменение структуры металла вблизи сварочных швов, что понижает прочность; недостаточная прочность при переменных и особенно при вибрационных и ударных нагрузках; зависимость прочности сварного соединения от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.

Сварные соединения применяют во всех отраслях промышленности. В машиностроении, судостроении и строительстве сварные соединения вытеснили клепаные, за исключением конструкций, подверженных вибрационным и ударным нагрузкам (корпуса и крылья самолетов, мосты и др.), и конструкций из несвариваемых материалов (текстолит и др.). Сварку широко применяют вместо литья иковки как технологический способ изготовления разнообразных по форме деталей. Большое распространение получили штамповые сварные конструкции, заменяющие фасонное литье. Применение сварных и штамповых конструкций вместо чугунных литых позволило снизить их массу на 50% и уменьшить стоимость изделий в 1,5...2 раза. В настоящее время освоен массовый выпуск новой электродной проволоки, не разбрасывающей «огненные снопы» (искры) при сварке. Применение этого сварочного материала позволяет не только ежегодно экономить тысячи тонн высококачественной стали, но и существенно повысить производительность труда. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, цистерны, трубы и многие другие детали.

**Виды сварных соединений.** В зависимости от взаимного расположения свариваемых элементов различают следующие виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые. Основные виды, конструктивные элементы, размеры и условные обозначения соединений, выполненных ручной дуговой сваркой, даны в табл. 3.1 (ГОСТ 5264—80).

Стыковые соединения—наиболее простые, надежные и экономические конструкции, поэтому они получили наибольшее распространение. Рекомендуются в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам. Эти соединения выполняют стыковыми

Таблица 3.1

Вид соединения	Форма подготовленных кромок	Характер сварного шва	Форма поперечного сечения		Толщина свариваемых деталей $s$ , мм	Условные обозначения соединения
			подготовленных кромок	выполненного шва		
стыковое	Без скоса кромок	Двусторонний			2...5	C7
	Со скосом одной кромки	Односторонний			3...60	C8
	С двумя симметричными скосами одной кромки	Двусторонний			8...100	C15
		Односторонний				H1
Нахлесточное	Без скоса кромок	Двусторонний			2...60	H2
Тавровое	То же	»			2...40	T3
Угловое	»	Односторонний			1...30	У4

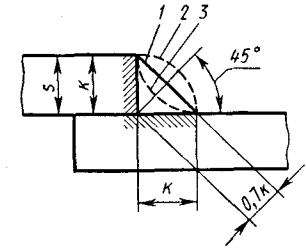


Рис. 3.1

швами. В табл. 3.1 показаны различные варианты стыковых швов, выполненных при различной толщине соединяемых деталей. Выпуклость (наплыв металла) стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений в зоне шва, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом. Во всех случаях сваренные встык детали почти полностью заменяют цельные. Геометрической характеристикой стыкового шва является толщина свариваемых деталей  $s$ .

Нахлесточные соединения выполняют угловыми швами (рис. 3.1). В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы: нормальные 1, выпуклые 2, вогнутые 3. На практике наиболее распространены нормальные швы, имеющие в поперечном сечении форму равнобедренного треугольника. Выпуклые швы — нерациональны, так как образуют резкое изменение сечения деталей в месте соединения, что вызывает повышенную концентрацию напряжений. Вогнутые швы обеспечивают плавное сопряжение металла шва с основным металлом, что снижает концентрацию напряжений и увеличивает прочность соединения. Вогнутость шва достигается механической обработкой. Такие швы применяют в ответственных конструкциях и при действии переменных нагрузок. Геометрической характеристикой углового шва является катет  $k$ . По условиям технологии сварки минимальное значение катета должно быть не менее 3 мм. В большинстве случаев  $k = s$ .

В зависимости от расположения относительно направления внешней силы угловые швы бывают лобовые, фланговые и комбинированные (рис. 3.2). Лобовой шов (а) расположен перпендикулярно, а фланговый (б) — параллельно линии действия силы  $F$ . Комбинированный шов (в) состоит из лобовых и фланговых\*.

\* На рисунках даны условные обозначения швов сварных соединений по ГОСТ 2.312—72.

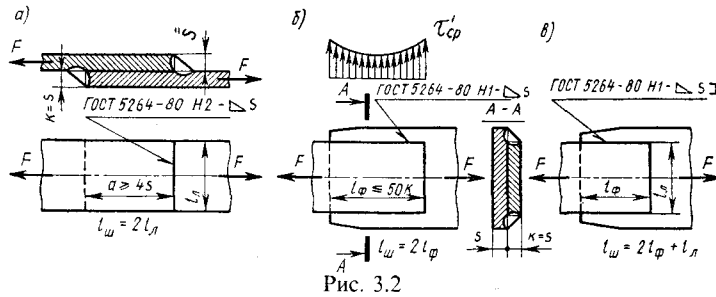


Рис. 3.2

Тавровые соединения (см. табл. 3.1) выполняют угловыми швами без скоса кромок (соединение ТЗ) или стыковыми со скосом кромок. Они широко распространены в составных машиностроительных конструкциях, свариваемые детали которых расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Угловые соединения (см. табл. 3.1) выполняют стыковыми или угловыми (соединение У4) швами. Они мало пригодны как силовые, поэтому их применяют как связующие или как слабо нагруженные рабочие швы (ограждение, тара и др.).

**Расчет на прочность сварных соединений при осевом нагружении.** В соответствии с конструкцией сварного соединения назначают все размеры шва, а затем выполняют проверочный расчет на прочность в предположении равномерного распределения напряжений по длине и сечению шва. Если результаты расчета оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

**Стыковые соединения.** Стыковые швы рассчитывают на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Длина сварного шва  $l_{ш}$  равна ширине соединяемых полос  $b$  (рис. 3.3). Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma'_p = F/(sl_{ш}) \leq [\sigma'_p], \quad (3.1)$$

где  $F$  — растягивающая сила;  $s$  — толщина шва;  $\sigma'_p$  и  $[\sigma'_p]$  — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва.

**Нахлесточные соединения.** Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению, совпа-

дающему с биссектрисой прямого угла (см. рис. 3.1). Расчетная толщина шва  $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ . Условие прочности шва на срез

$$\tau'_{ср} = F/(0,7kl_{ш}) \leq [\tau'_{ср}], \quad (3.2)$$

где  $\tau'_{ср}$  и  $[\tau'_{ср}]$  — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва;  $l_{ш}$  — расчетная длина шва.

Длину углового лобового шва  $l_n$  (см. рис. 3.2, а) обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длина углового флангового шва (см. рис. 3.2, б)

$$l_{ф} = F/(2 \cdot 0,7k [\tau'_{ср}]). \quad (3.3)$$

На практике длину фланговых швов ограничивают условием  $l_{ф} \leq 50k$ , так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (см. рис. 3.2, б). Из-за неизбежных дефектов сварки на концах шва минимальная длина угловых швов должна быть не менее 30 мм.

**Расчет углового комбинированного шва** рассмотрим на примере наиболее распространенного шва, представленного на рис. 3.2, в. При расчете принимают, что все швы (фланговые и лобовой) нагружены одинаково и все они работают на срез. Тогда условие прочности шва на срез

$$\tau'_{ср} = \frac{F}{0,7k(2l_{ф} + l_n)} \leq [\tau'_{ср}]. \quad (3.4)$$

Некоторые особенности имеет расчет угловых фланговых швов, несимметрично расположенных относительно действия нагрузки. В этом случае расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к косынке приварен уголок стандартного профиля (рис. 3.4). Равнодействующая сила  $F$  проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам  $z_0$  и  $b - z_0$ :

$$F_1/F_2 = (b - z_0)/z_0; \quad F_1 + F_2 = F,$$

откуда

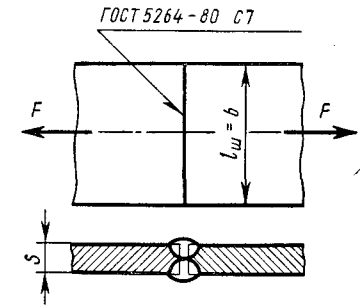


Рис. 3.3



Таблица 3.2

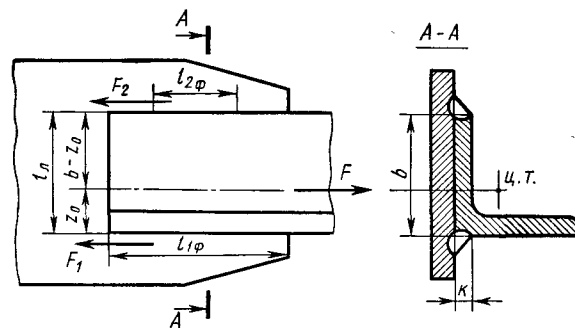


Рис. 3.4

$$F_1 = F(b - z_0)/b \text{ и } F_2 = Fz_0/b. \quad (3.5)$$

Очевидно, что исходя из условия равнопрочности, длины швов в соединении должны быть пропорциональны силам, действующим на них, т. е.  $l_{1\phi}/l_{2\phi} = F_1/F_2$ , или обратно пропорциональны плечам  $z_0$  и  $b - z_0$ :

$$l_{1\phi}/l_{2\phi} = (b - z_0)/z_0. \quad (3.6)$$

**Допускаемые напряжения.** Прочность сварных соединений, полученных контактным способом сварки, зависит от следующих факторов: качества основного материала; характера действующих нагрузок (статические или переменные); технологических дефектов сварки (шлаковые и газовые включения, непровары и т. п.); деформаций, вызываемых сваркой; различной структуры и свойства наплавленного и основного металла и др. Поэтому допускаемые напряжения при расчете сварных соединений принимают пониженными, в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке указаны в табл. 3.2.

Если сварные соединения подвергаются переменным или знакопеременным нагрузкам, то следует допускаемые напряжения, полученные по табл. 3.2, умножить на коэффициент  $\nu$ , значения которого приведены в табл. 3.3.

Способ сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения при		
	растяжении $[\sigma_p]$	сжатии $[\sigma'_c]$	срезе $[\tau'_{cp}]$
Автоматическая под флюсом и ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65 [\sigma_p]$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50	$0,9 [\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6 [\sigma_p]$

Примечание. В таблице  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2  $[\sigma_p] = 140 \text{ Н/мм}^2$ , для Ст3  $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ .

Таблица 3.3

Характер нагрузки	$\nu$ для стыковых швов	$\nu$ для угловых швов
Переменная	1,0	—
Знакопеременная	$\frac{1}{(1 - F_{\min})/(3F_{\max})}$	$\frac{1}{(4/3 - F_{\min})/(3F_{\max})}$

Примечание.  $F_{\min}$  и  $F_{\max}$  — минимальная и максимальная силы, взяты со своими знаками.

**Пример 3.1.** Определить длину лобового и фланговых швов для приварки равнополочного уголка  $100 \times 100 \times 10 \text{ мм}$ ,  $z_0 = 28,3 \text{ мм}$  (ГОСТ 8509—72), несущего растягивающую нагрузку к косынке (см. рис. 3.4). Материал уголка и косынки — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ ). Сварка ручная дуговая электродом Э42А. Катет шва принять равным толщине полки уголка ( $k = 10 \text{ мм}$ ).

Решение. 1. Допускаемое усилие из условия прочности уголка на растяжение

$$F = [\sigma_p] A = 160 \cdot 19,2 \cdot 10^2 = 307,2 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где  $A = 19,2 \text{ см}^2$  — площадь поперечного сечения уголка (ГОСТ 8509—72).

2. Допускаемое напряжение среза для сварного соединения по табл. 3.3

$$[\tau'_{cp}] = 0,65 [\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Требуемая длина всех швов по формуле (3.2)

$$l_{\text{ш}} = F / (0,7k [\tau'_{cp}]) = 307,2 \cdot 10^3 / (0,7 \cdot 10 \cdot 104) = 420 \text{ мм}.$$

4. Длина фланговых швов. Принимая длину лобового шва равной ширине полки уголка  $l_{\text{л}} = b = 100 \text{ мм}$ , получим

$$l_{\text{ф}} = l_{\text{ш}} - l_{\text{л}} = 420 - 100 = 320 \text{ мм}.$$

Согласно формуле (3.6)  $l_{1\phi}/l_{2\phi} = (b - z_0)/z_0$ , где  $l_{1\phi} + l_{2\phi} = l_{\text{ф}}$ , имеем

$$l_{1\phi} = \frac{l_{\phi}(b - z_0)}{b} = \frac{320(100 - 28,3)}{100} = 230 \text{ мм};$$

$$l_{2\phi} = l_{\phi} - l_{1\phi} = 320 - 230 = 90 \text{ мм}.$$

### § 3.2. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Склеивание — один из эффективных способов соединения конструкционных материалов. Соединение осуществляется за счет сил сцепления в процессе затвердевания жидкого клея. Прочность клеевых соединений в основном зависит от материала и конструкции склеиваемых деталей, качества подготовки поверхностей к склеиванию, правильности выбора марки клея, технологии склеивания (выдержка при соответствующем давлении, температуре и др.).

Сопрягаемые поверхности склеиваемых деталей должны быть хорошо подогнаны одна к другой, не иметь заусенцев и забоин, а шероховатость их должна быть не менее  $R_a = 6,3 \dots 1,6$  мкм (шероховатость увеличивает поверхность склеивания). Перед склеиванием эти поверхности тщательно обезжиривают органическими растворителями (бензин, ацетон и др.) или водяным щелочным раствором.

В зависимости от склеиваемых материалов и условий работы (характер нагрузки, температура и др.) применяют различные марки клея, например: клей универсальный БФ-2 и БФ-4 (для склеивания стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи как между собой, так и в любом их сочетании); клей 88 (для склеивания металлов и неметаллов, дюралюминия с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов); клеевые композиции на основе эпоксидной смолы ЭД-20 (для склеивания и герметизации неразъемных соединений из стали, алюминия, керамики, стекла и других материалов, обеспечивая термостойкое соединение) и др. Толщина клеевой прослойки рекомендуется в пределах  $0,05 \dots 0,15$  мм. Большая толщина прослойки в большинстве случаев снижает прочность соединения.

Достоинства: возможность соединения деталей из разнородных материалов, в том числе и деталей, не поддающихся сварке; герметичность; высокая коррозионная стойкость; хорошее сопротивление усталости. Недостатки: сравнительно низкая проч-

ность и особенно при неравномерном отрыве (отди-ре)\*; низкая теплостойкость (достаточная прочность сохраняется до температуры  $250^{\circ}\text{C}$ ); снижение прочности некоторых клеевых соединений с течением времени.

Клеевые соединения применяют в электропромышленности, авиации, мостостроении, станкостроении и т. д. Наибольшее распространение имеют соединения листового материала и тонкостенные клеевые конструкции. Их успешно используют для уплотнения и стопорения резьбовых соединений, при этом повышается надежность работы и отпадает необходимость в стопорных деталях (см. § 4.4). Успешно применяют клеевые цилиндрические зубчатые колеса (рис. 3.5).

Оправдавшие себя на практике виды клеевых соединений листов показаны на рис. 3.6. Их выполняют по косому срезу ( $a$ ), с накладками ( $b$ ) и нахлесточными ( $в$ ). Соединения, работающие на срез, по сравнению с соединениями, работающими на отрыв, более прочны. Поэтому нахлесточные соединения получили наибольшее распространение.

Расчет на прочность клеевых соединений аналогичен расчету сварных соединений. Обычно размер клеевого шва назначают в зависимости от размеров соединяемых деталей и расчет шва на прочность клеевого шва нахлесточного соединения (рис. 3.6, в) производят по формуле

$$\tau'_c = F/(bl) \leq [\tau'_c], \quad (3.7)$$

где  $\tau'_c$  — расчетное напряжение на срез в клеевом шве. Допускаемое напряжение на срез шва для клея БФ-2  $[\tau'_c] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$ , для клея БФ-4  $[\tau'_c] = 25 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$ .

### § 3.3. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединения с натягом относят к неразъемным, хотя они занимают промежуточное положение между разъемными и неразъемными соединениями. Эти соединения можно разбирать без разрушения деталей,

\* При неравномерном отрыве для повышения прочности необходимо применять комбинированные соединения — клеесварные.

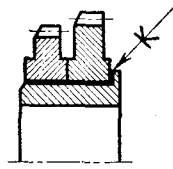


Рис. 3.5

однако повторная их сборка не обеспечивает той же надежности соединения, что первичная.

Из соединений деталей, выполняемых с натягом, наибольшее распространение получили цилиндрические, т. е. такие, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности. Необходимый натяг получают изготовлением насаживаемых одна на другую соединяемых деталей с требуемой разностью их посадочных размеров, например диаметра вала —  $B$  и диаметра отверстия —  $A$  (рис. 3.7). Таким образом, натяг  $N$  — это разность диаметров вала и отверстия до сборки. Если диаметр вала больше диаметра отверстия, то  $N = B - A > 0$ . После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр  $d$  посадочных поверхностей становится общим. При этом на посадочной поверхности возникает контактное давление  $p$  и соответствующие ему силы трения, которые обеспечивают полную неподвижность соединения при действии внешних сил и моментов на детали соединения.

По способу сборки цилиндрические соединения с натягом разделяют на соединения, собираемые *запрессовкой*, и соединения, собираемые с предварительным *нагревом* охватываемой детали (ступицы) или с *охлаждением* охватывающей детали (вала).

Запрессовка\* — наиболее простой и распространенный способ сборки, однако при запрессовке происходит смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей (рис. 3.8), что снижает прочность соединения. Соединение деталей нагревом или охлаждением не имеет этого недостатка, поэтому прочность таких соединений примерно в 1,5 раза выше, чем соединений, собранных запрессовкой.

Достоинства: простота и технологичность (нет шпонки и пазов для шлицев, а также деталей для осевой фиксации), что обеспечивает низкую стои-

\* Запрессовку деталей производят на гидравлических, винтовых и рычажных прессах. Для уменьшения повреждения сопрягаемые поверхности смазывают растительным маслом. Скорость запрессовки  $v \leq 5$  мм/с.

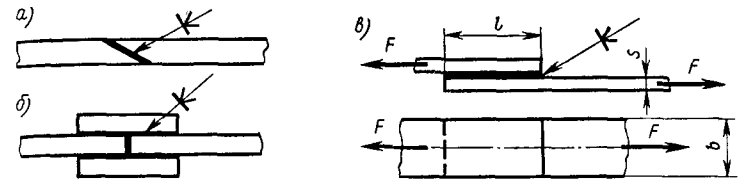


Рис. 3.6

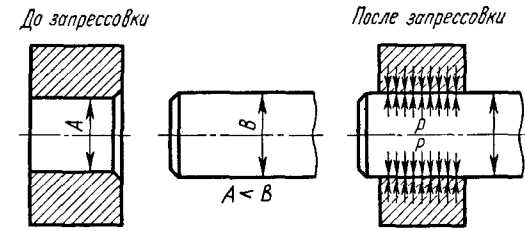


Рис. 3.7

мость соединения и возможность его применения в массовом производстве; хорошее центрование деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяет использовать соединения с натягом для скрепления деталей современных высокоскоростных машин; передача больших знакопеременных нагрузок, в том числе вибрационных и ударных. Недостатки: сложность сборки и особенно разборки (требуются специальные печи и мощные прессы); рассеивание нагрузочной способности соединения, связанное с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков; повышенная точность изготовления деталей соединения.

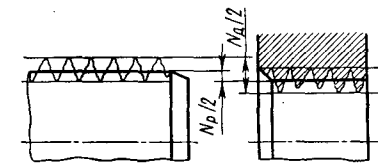


Рис. 3.8

Соединения с натягом применяют для изготовления составных зубчатых, червячных (рис. 3.9) и локомотивных (рис. 3.10) колес, коленчатых валов, соединения зубчатых колес с валами (рис. 3.11), для посадки подшипников качения на вал (рис. 3.12), роторов электродвигателей и т. д. Они постепенно вытесняют шпоночные и другие соединения, особенно при отсутствии

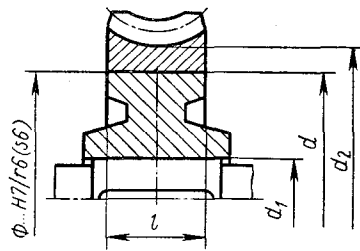


Рис. 3.9

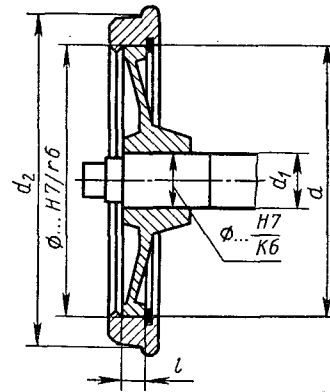


Рис. 3.10

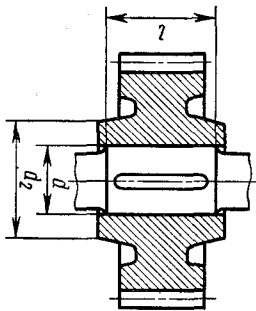


Рис. 3.11

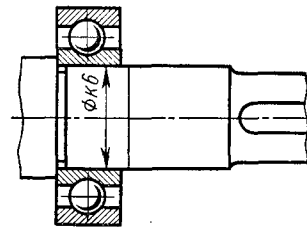


Рис. 3.12

необходимости в частой сборке-разборке. На практике часто применяют комбинацию соединения с натягом со шпоночным. При этом соединение с натягом может быть основным или вспомогательным. В первом случае большая доля нагрузки воспринимается посадкой с натягом, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае посадку с натягом используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей.

**Расчет на прочность соединений с натягом.** Прочность соединений зависит от натяга, который принимают в соответствии с выбранной посадкой. Значение натяга и соответственно посадка соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого контактного давления  $p$  на посадочной поверхности

соединяемых деталей. Давление  $p$  должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних заданных сдвигающих сил и моментов. Контактные давления в направлении длины втулки изменяются по некоторой кривой, приближенной характер которой изображен на рис. 3.13. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого металла от середины отверстия в обе стороны. Для уменьшения концентрации напряжений посадочную часть вала выполняют короче ступицы.

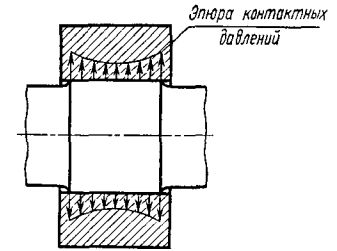


Рис. 3.13

Расчет на прочность деталей соединения с натягом (рис. 3.14) основан на предположении, что контактные давления распространяются равномерно по поверхности контакта. Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий:

при нагружении соединения осевой силой  $F$  (рис. 3.14)

$$KF = f\pi dl p,$$

откуда требуемое давление на посадочной поверхности

$$p = KF / (f\pi dl); \quad (3.8)$$

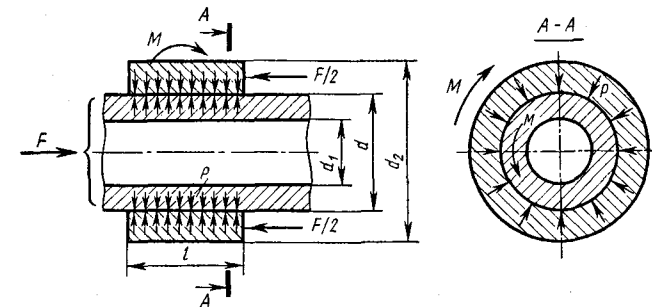


Рис. 3.14

при нагружении соединения вращающим моментом  $M$  (рис. 3.14)

$$KM = (f\pi dlpd)/2,$$

откуда

$$p = \frac{2KM}{f\pi d^2 l}; \quad (3.9)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой  $F$  и вращающим моментом  $M$  (рис. 3.14)

$$K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} = f\pi dlp,$$

откуда

$$p = K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} / (f\pi dl), \quad (3.10)$$

где  $p$  — среднее контактное давление;  $K=2 \dots 4$  — коэффициент запаса сцепления деталей;  $d$  и  $l$  — диаметр и длина посадочной поверхности;  $f$  — коэффициент сцепления (трения). Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой  $f=0,07$ ; при температурной сборке  $f=0,14$ . Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая, то при сборке запрессовкой  $f=0,05$ ; при температурной сборке  $f=0,07$ .

Расчетный натяг цилиндрического соединения  $N_p$  (см. рис. 3.8), равный деформации деталей соединения, связан с контактным давлением  $p$  зависимостью Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (3.11)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — коэффициенты жесткости;

$$C_1 = \frac{1+(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad C_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_2.$$

Здесь  $d_1$  — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения  $d_1=0$ ) (рис. 3.14);  $d_2$  — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы);  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\mu_1$  и  $\mu_2$  — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы: для стали  $E=2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu=0,3$ ; для чугуна  $E=1,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu=0,25$ ; для бронзы  $E=0,98 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\mu=0,35$ .

При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются

и сглаживаются (см. рис. 3.8), происходит ослабление расчетного натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку  $u$  на обмятие микронеровностей:

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (3.12)$$

где  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей (шероховатостей) посадочных поверхностей. Для поверхностей деталей, соединенных с натягом, предпочтительное значение  $R_a$ : 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм (см. § 2.5).

Если соединение с натягом работает при температуре, отличной от температуры окружающей среды при сборке, и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового венца червячного колеса со стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку  $\Delta t$  на температурную деформацию:

$$\Delta t = d((t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1), \quad (3.13)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — температуры деталей соединения в процессе работы, °С;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали  $\alpha=12 \cdot 10^{-6}$  °С<sup>-1</sup>; для чугуна  $\alpha=10 \cdot 10^{-6}$  °С<sup>-1</sup>; для бронзы  $\alpha=19 \cdot 10^{-6}$  °С<sup>-1</sup>).

С учетом формул (3.12) и (3.13) получим зависимость для определения действительного натяга соединения  $N_d$  (см. рис. 3.8), необходимого для восприятия и передачи внешних нагрузок:

$$N_d = N_p + u + \Delta t. \quad (3.14)$$

По значению  $N_d$  подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг  $N_{\min} = ei - ES$  должен быть равен  $N_d$  или близок к нему.

Для соединений с натягом предпочтительны посадки:  $H7/p6$ ;  $H7/r6$ ;  $H7/s6$ , но рекомендуются и такие, как, например,  $H7/s7$ ;  $H7/u7$ ;  $H8/s7$ ;  $H8/u8$  и др.

На практике возможны случаи, когда выбранная посадка создает натяг значительно больше требуемого, который может вызвать разрушение или чрезмерные пластические деформации деталей соединения. Поэтому вал и ступицу необходимо проверять на прочность. Более напряженной является ступица,

поэтому максимальное контактное давление, допускаемое ее прочностью по гипотезе наибольших касательных напряжений,

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{\tau 2} [1 - (d/d_2)^2], \quad (3.15)$$

где  $\sigma_{\tau 2}$  — предел текучести материала охватывающей детали (ступицы), Н/мм<sup>2</sup>. При этом максимально допустимый натяг для обеспечения прочности охватывающей детали (отсутствие пластической деформации)

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} \frac{N_p}{p}. \quad (3.16)$$

Проверка на прочность ступиц стальных зубчатых колес не обязательна, поскольку во всех реальных случаях напряжения не превышают  $0,8\sigma_{\tau}$ .

Для выбранной посадки, при сборке соединения запрессовкой, определяют силу запрессовки

$$F_n = f_n \pi d l p_{\max}, \quad (3.17)$$

где  $p_{\max}$  — давление от наибольшего натяга  $N_{\max}$  выбранной посадки,  $p_{\max} = (N_{\max} - u)p/N_p$ ;  $f_n$  — коэффициент трения при запрессовке, который принимают для материалов: сталь — сталь — 0,20; сталь — чугун — 0,14; сталь — бронза — 0,10.

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют:

температуру нагрева охватывающей детали, °С,

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d\alpha}, \quad (3.18)$$

или температуру охлаждения охватываемой детали, °С,

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d\alpha}, \quad (3.19)$$

где  $z_{сб}$  — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку, принимают равным: при  $d$  свыше 30 до 80 мм  $z_{сб} = 10$  мкм, при  $d$  свыше 80 до 180 мм  $z_{сб} = 15$  мкм\*.

Температура нагрева ступицы должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в ма-

\* Вообще зазор рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки  $H7/g6$ .

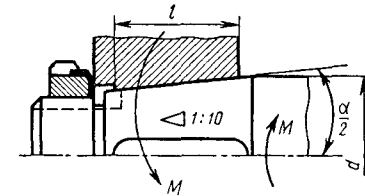


Рис. 3.15

териале, т. е. должна быть ниже температуры низкого отпуска. Для сталей допускаемая температура нагрева  $[t] = 230 \dots 240^\circ \text{C}$ , для бронз  $[t] = 150 \dots 200^\circ \text{C}$ . В зависимости от требуемой температуры ступицу нагревают в воде (до  $100^\circ \text{C}$ ), в масле (до  $130^\circ \text{C}$ ), токами высокой частоты, в электрических или газовых печах. Вал охлаждают сухим льдом (температура испарения  $-79^\circ \text{C}$ ) или жидким воздухом (температура испарения  $-190^\circ \text{C}$ ). Охлаждение валов применяют ограниченно из-за возможности коррозии, так как холодный вал сразу покрывается инеем.

Конические соединения с натягом применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 3.15). На конических поверхностях с большей точностью обеспечивается контактное давление, которое создается в результате затяжки гайки. В отличие от цилиндрического это соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это обеспечивает получение большого числа повторных сборок. Благодаря этим достоинствам область применения конических соединений расширяется за счет соединений с цилиндрическими поверхностями.

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом  $\alpha/2 = 2^\circ 51' 40''$ ; отношение длины к диаметру  $l/d = 1,0 \dots 1,5$ ; коэффициент запаса сцепления деталей  $K = 1,3 \dots 1,5$ . Расчеты конических соединений с натягом аналогичны расчетам цилиндрических.

**Пример 3.2.** Подобрать посадку с натягом косозубого колеса с ведомым валом редуктора (см. рис. 3.11), шпонку не учитывать. Соединение нагружено вращающим моментом  $M = 420 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и осевой силой  $F_a = 600 \text{ Н}$ . Размеры деталей соединения:  $d = 55 \text{ мм}$  и  $l = 65 \text{ мм}$  — диаметр и длина посадочной поверхности соответственно;  $d_2 = 90 \text{ мм}$  — условный наружный диаметр ступицы; вал сплошной ( $d_1 = 0$ ); материал вала — сталь 45 ( $\sigma_{11} = 280 \text{ Н/мм}^2$ ), колеса — сталь 40Х ( $\sigma_{12} = 640 \text{ Н/мм}^2$ ). Сборка

осуществляется запрессовкой. Соединение работает при температуре  $t \leq 20^\circ \text{C}$ .

Решение. 1. Принимаем: для стали модуль упругости  $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ ; коэффициенты Пуассона  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ; коэффициент трения  $f = 0,07$ ; коэффициент запаса сцепления  $K = 3$ .

2. Среднее контактное давление по формуле (3.10)

$$p = \frac{K \sqrt{F_a^2 + (2M/d)^2}}{f \pi dl} = \frac{3 \sqrt{600^2 + (2 \cdot 420 \cdot 10^3 / 55)^2}}{0,07 \cdot \pi \cdot 55 \cdot 65} = 58,3 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Требуемый расчетный натяг соединения по формуле (3.11)

$$N_p = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 58,3 \cdot 55 \left( \frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,45}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 48,1 \text{ мкм},$$

$$\text{где } C_1 = \frac{1(d_1/d)^2}{1-(d_1/d)^2} - \mu_1 = \frac{1+(0/55)^2}{1-(0/55)^2} - 0,3 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{1+(d/d_2)^2}{1-(d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1+(55/90)^2}{1-(55/90)^2} + 0,3 = 2,45.$$

4. Шероховатость посадочных поверхностей зубчатого колеса и вала назначаем со средними арифметическими отклонениями профиля микронеровностей: для вала  $R_{a1} = 0,8 \text{ мкм}$ ; для колеса  $R_{a2} = 1,6 \text{ мкм}$ , когда поправка на обмятие микронеровностей по формуле (3.12)

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм}.$$

5. Поправка на температурную деформацию  $\Delta t = 0$ , так как  $t \leq 20^\circ \text{C}$ .

6. Действительный натяг соединения по формуле (3.14)

$$N_d = N_p + u + \Delta t = 48,1 + 13,2 + 0 = 61,3 \text{ мкм}.$$

7. По полученному значению  $N_d$  подбираем соответствующую стандартную посадку. Из таблиц ГОСТ 25347—82 (СТ СЭВ 144—75) для данного соединения можно применять посадку

$\varnothing 55H7/u7$  или в числовом значении  $\varnothing 55 \begin{pmatrix} +0,030 \\ +0,117 \\ +0,087 \end{pmatrix}$ , при которой

наименьший натяг  $N_{\min} = 0,087 - 0,030 = 0,057 \text{ мм} = 57 \text{ мкм}$  и наибольший натяг  $N_{\max} = 0,117 - 0 = 0,117 \text{ мм} = 117 \text{ мкм}$ .

8. Проверим допустимость выбранной посадки по условию прочности ступицы. Максимальное контактное давление, допускаемое прочностью ступицы по формуле (3.15),

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_{\tau 2} (1 - (d/d_2)^2) = 0,5 \cdot 640 (1 - (55/90)^2) = 204 \text{ Н/мм}^2$$

и соответствующий ему максимально допустимый натяг по формуле (3.16)

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} \frac{N_d}{p} = 204 \cdot 61,3 \cdot 10^{-3} / 58,3 = 0,214 \text{ мм} = 214 \text{ мкм}.$$

Так как  $N_{\max} = 117 \text{ мкм} < [N]_{\max} = 214 \text{ мкм}$ , то прочность ступицы обеспечена, т. е. принятая насадка при наибольшем натяге не вызывает пластическую деформацию на поверхности отверстия ступицы.

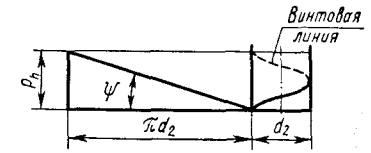


Рис. 4.1

## Глава 4

### РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения — это самый распространенный вид разъемных соединений. Они осуществляются с помощью крепежных резьбовых деталей (болтов, винтов, шпилек, гаек и т. п.), основным элементом которых является резьба. Резьба получается прорезанием на поверхности стержня канавок при движении плоской фигуры — профиля резьбы (треугольника, трапеции и др.) по винтовой линии. Винтовую линию резьбы образует гипотенуза огибаемого вокруг прямого кругового цилиндра прямоугольного треугольника (рис. 4.1), один катет которого равен  $\pi d_2$ , второй  $p_h$ . Выступы, полученные на стержне между канавками, называют витками резьбы. Под витком резьбы принято понимать ту часть ее выступа, которая охватывает резьбовую деталь в пределах до  $360^\circ$ .

#### § 4.1. РЕЗЬБЫ

**Классификация резьб.** По форме поверхности, на которой образована резьба, различают цилиндрические и конические резьбы (наружные и внутренние). Наибольшее распространение имеют цилиндрические. Конические резьбы применяются реже, например для плотных соединений труб, пробок, вентилях и баллонов для газа (там, где требуется обеспечить герметичность).

По форме профиля\* (рис. 4.2) резьбы разделяют на треугольные (а), трапецидальные (б), упорные (в), прямоугольные (г) и круглые (д).

\* Профиль резьбы определяется формой сечения резьбы в осевой плоскости.



Рис. 4.2

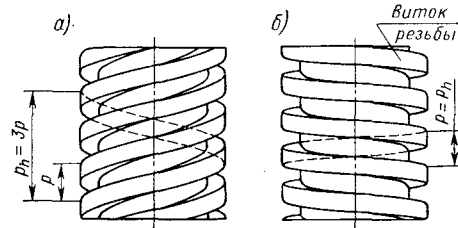


Рис. 4.3

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия поднимается вверх слева направо (рис. 4.3,а), у левой — в противоположном направлении (рис. 4.3,б). При вращении винта с правой резьбой по часовой стрелке он будет ввинчиваться в неподвижную гайку, а при том же направлении вращения винта с левой резьбой он будет вывинчиваться. В основном применяют правые резьбы.

По числу заходов резьбы делят на однозаходные (рис. 4.3,б), многозаходные — это двухзаходные, трехзаходные (рис. 4.3,а) и т. д. Если торец заготовки детали разделить на две или три равные части и из этих точек одновременно перемещать по параллельным винтовым линиям профили резьбы, то получим двух- или трехзаходную резьбу. Число заходов больше трех применяется редко.

По назначению различают крепежные резьбы (наружные и внутренние), применяемые в резьбовых соединениях, крепежно-уплотняющие резьбы, применяемые в соединениях, требующих герметизации (соединения труб), и резьбы для передачи движения (ходовые) — это, как правило, многозаходные трапецеидальные, применяемые в винтовых механизмах. Подавляющее большинство крепежных резьб — цилиндрические, правые, однозаходные с треугольным профилем.

**Основные параметры резьбы** (рис. 4.4):  $d$  — наружный диаметр резьбы, который принимается за номи-

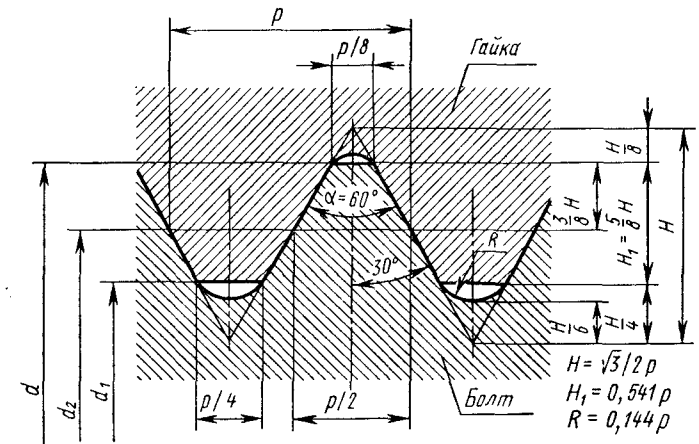


Рис. 4.4

нальный диаметр резьбы и используется при ее обозначении;  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы;  $d_2$  — средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого ширина витка равна ширине впадины);  $H_1$  — рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта и гайки;  $H$  — высота исходного треугольника резьбы;  $p$  — шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренное в осевом направлении);  $\alpha$  — угол профиля резьбы;  $p_h$  — ход резьбы (см. рис. 4.3) — это расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка, измеренное в осевом направлении. Ход резьбы равен относительному осевому перемещению винта или гайки за один оборот. В однозаходной резьбе  $p_h = p$ , в двухзаходной —  $p_h = 2p$ , в трехзаходной —  $p_h = 3p$ ;  $\psi$  — угол подъема резьбы (см. рис. 4.1),

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi d_2). \quad (4.1)$$

**Основные типы резьб.** Резьба метрическая (ГОСТ 9150—81) (см. рис. 4.4) — это самая распространенная резьба в машиностроении. Имеет треугольный профиль с углом  $\alpha = 60^\circ$ . Вершины профиля резьбы на болте и гайке притуплены по дуге или по прямой, что снижает концентрацию на-



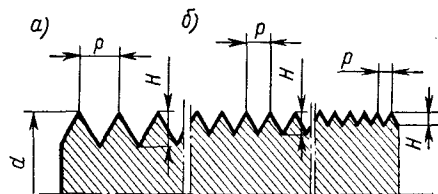


Рис. 4.5

пряжений и исключает возможность повреждения резьбы. Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной. По ГОСТ 8724—81 метрическая резьба для одного и того же номинального диаметра выполняется с крупным (рис. 4.5,а) или мелким (рис. 4.5б) шагом (табл. 4.1). Резьба с крупным шагом менее чувствительна к неточностям изготовления и изнашиванию. Ее применяют как основную крепежную резьбу. Резьба с мелким шагом прочней (увеличивается внутренний диаметр резьбы) и надежней от ослабления затяжки (уменьшается угол подъема резьбы  $\psi$ ) в связи с уменьшением шага, см. формулу (4.1). Ее применяют при переменных нагрузках, тонкостенных деталях и для регулировки.

В условное обозначение однозаходной резьбы должны входить: буква *M* (метрическая), номинальный диаметр резьбы, значение шага (только для резьбы с мелким шагом), буквы *LH* для левой резьбы. Пример обозначения резьбы номинальным диаметром 24 мм с крупным шагом: *M24*. То же, с мелким шагом 2 мм: *M24 × 2*. То же, левой резьбы с крупным шагом: *M24 LH*.

Таблица 4.1

Номинальный диаметр резьбы $d$ , мм	Резьба с крупным шагом $p$ , мм	Резьба с мелким шагом $p$ , мм
8	1,25	1,0; 0,75; 0,5
10	1,5	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1,0; 0,75; 0,5
16	2	1,5; 1,0; 0,75; 0,5
20	2,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5
24	3	2,0; 1,5; 1,0; 0,75
30	3,5	2,0; 1,5; 1,0; 0,75

Резьба метрическая коническая (ГОСТ 2529—82). Конические резьбы, применяемые главным образом в соединении труб, ранее стандартизовались на основе дюймовой системы мер. Наибольшее применение получила трубная коническая резьба и коническая дюймовая резьба. В настоящее время в мировой практике все большее распространение получает метрическая коническая резьба, одним из преимуществ которой является возможность получения соединения наружной конической с внутренней цилиндрической метрической резьбой.

Стандарт распространяется на метрическую коническую резьбу с конусностью 1:16 (угол конуса  $\phi = 3^\circ 34' 48''$ ) и диаметром от 6 до 60 мм, применяемую для конических резьбовых соединений (рис. 4.6), а также в соединениях наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой (рис. 4.7).

Резьба трапецеидальная (ГОСТ 9484—81) (рис. 4.8) одно- и многозаходная имеет профиль симметричной трапеции с углом  $\alpha = 30^\circ$ . Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой

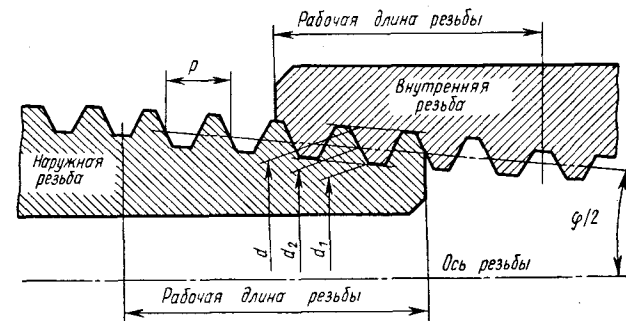


Рис. 4.6

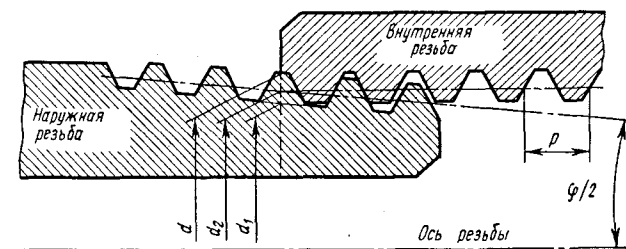


Рис. 4.7

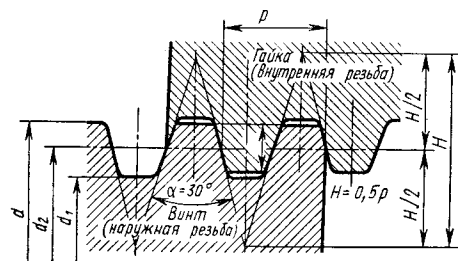


Рис. 4.8

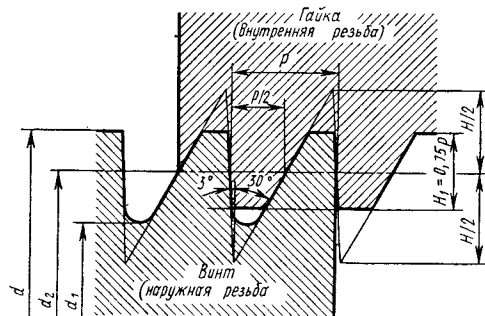


Рис. 4.9

(винтовые механизмы, ходовые винты в станках и т. п.). Имея повышенную прочность и технологичность, эта резьба в передачах винт—гайка почти полностью вытеснила прямоугольную.

В условное обозначение трапецеидальной однозаходной резьбы должны входить буквы *Tr*—номинальный диаметр резьбы и значение шага. Пример обозначения резьбы номинальным диаметром 40 мм и шагом 6 мм: *Tr 40 × 6*. То же, левой резьбы: *Tr 40 × 6 LH*.

Резьба упорная (ГОСТ 10177—82) (рис. 4.9) имеет профиль несимметричной трапеции. Угол наклона нерабочей стороны профиля  $30^\circ$ . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона  $3^\circ$ . Применяется для передачи движения при больших нагрузках, направленных в одну сторону (грузовые винты домкратов, винтовых прессов, нажимных устройств и т. п.). Стандартные размеры резьбы приведены в табл. 4.2.

В условное обозначение упорной резьбы должны

Номинальный диаметр резьбы $d$ , мм	Шаг $p$ , мм	Диаметры резьбы, мм	
		$d_2$	$d_1$
48	3	45,750	42,793
	8	42,000	34,116
	12	39,000	27,174
50	3	47,750	44,793
	8	44,000	36,116
	12	41,000	39,174

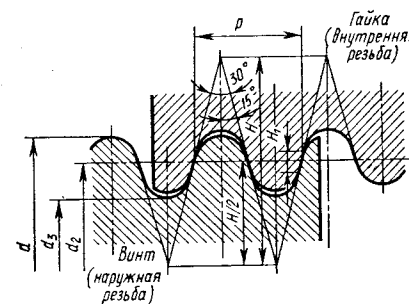


Рис. 4.10

входить буква *S*, номинальный диаметр и шаг, например: *S 80 × 10*. Для левой резьбы: *S 80 × 10 LH*.

Резьба круглая (СТ СЭВ 3293—81) (рис. 4.10) имеет угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ . Применяется для винтов, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязненной среде с частым завинчиванием (пожарная и гидравлическая арматура и др.), а также в тонкостенных изделиях (цоколи и патроны электрических ламп, части противогазов и т. п.).

Резьба дюймовая (рис. 4.11)—это крепежная резьба. Имеет треугольный профиль с углом  $\alpha = 55^\circ$ . Применяется при ремонте для замены резьбовых деталей старых и импортных машин, ввозимых из стран, в которых применяется дюймовая система мер (США, Англия и др.). Диаметр резьбы изменяется в дюймах ( $1'' = 25,4$  мм).

Резьба трубная цилиндрическая (ГОСТ 6357—81) (рис. 4.12) представляет собой мелкую треугольную с углом  $\alpha = 55^\circ$  дюймовую крепежную резьбу. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбо-

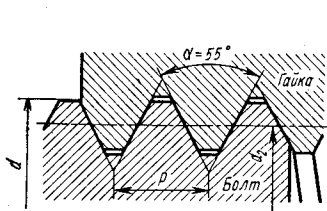


Рис. 4.11

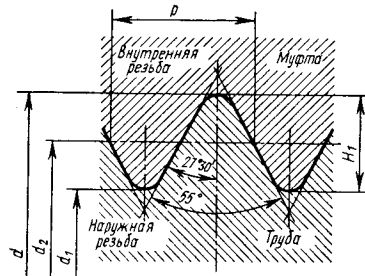


Рис. 4.12

вое соединение герметичным. Применяется в основном для соединения труб и арматуры трубопроводов.

Резьба прямоугольная (рис. 4.13) изготавливается на токарно-винторезных станках. Этот способ имеет низкую производительность и точность. Обладает пониженной прочностью. При изнашивании образуются трудно устранимые осевые зазоры. Не стандартизована. Применяется сравнительно редко в малонагруженных передачах винт—гайка.

Выше указывалось, что резьба с треугольным профилем является основной крепежной резьбой. Покажем это на примере сравнения треугольной и прямоугольной резьб. Осевая сила  $F$  (рис. 4.14) вызывает между витками резьбы и гайки нормальные взаимодействия  $R_1$  и  $R_2$ . Считая условно эти силы сосредоточенными, получим выражение для суммарной окружной силы трения в резьбе (без учета угла подъема):

для прямоугольной резьбы  $R_{f2} = 2(R_2/2)f = Ff$ ;  
 для треугольной резьбы  $R_{f1} = 2(R_1/2)f = Ff/\cos(\alpha/2) = Ff'$ , где  $f$  — коэффициент трения;  $f'$  — приведенный коэффициент трения в резьбе.

$$f' = f/\cos(\alpha/2). \quad (4.2)$$

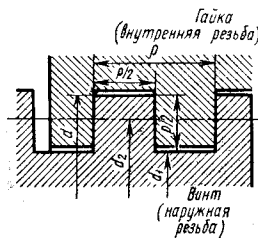


Рис. 4.13

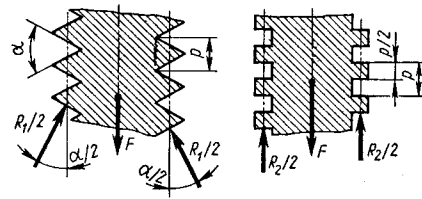


Рис. 4.14

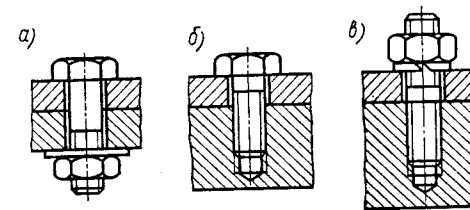


Рис. 4.15

Так как для треугольной резьбы  $\alpha=60^\circ$ , а для трапецидальной  $\alpha=30^\circ$ , то трение в этих резьбах больше, чем в прямоугольной, соответственно на 15 и 4%. Кроме того, треугольная резьба прочнее, так как поверхность среза витка соответствует шагу резьбы  $p$  по сравнению с  $0,5p$  у прямоугольной резьбы. Поэтому треугольную резьбу применяют в качестве крепежной, а прямоугольную резьбу заменяют трапецидальной, которую и используют в качестве ходовой.

## § 4.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ФОРМЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

**Основные типы крепежных деталей.** Форма резьбового соединения определяется типом применяемых крепежных деталей, которые бывают следующих исполнений (рис. 4.15): винты с гайками, обычно называемые болтами (а); винты, ввинчиваемые в одну из скрепляемых деталей (б); шпильки с гайками (в).

Болты применяют для скрепления деталей небольшой толщины, при наличии места для расположения головки болта и гайки или когда необходимо часто разбирать и собирать соединение, а материал скрепляемых деталей не обеспечивает достаточную прочность резьбы. Винты применяют в случаях достаточной прочности материала детали с резьбой и достаточной ее толщины, при жестких требованиях к массе соединения. Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, но когда материал детали не обеспечивает достаточную прочность резьбы, а по условиям эксплуатации требуются частые разборка и сборка соединения. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократных отвинчивании и за-

винчивании. Шпильки ввинчивают в деталь с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковерта.

**Стандартные крепежные детали.** Различают резьбовые крепежные детали *общего назначения*, имеющие широкое распространение, и *специального назначения* (рис. 4.16), имеющие ограниченное применение (фундаментные болты (а), рым-болты (б) и др.).

Болты общего назначения по точности изготовления делятся на болты нормальной и повышенной точности, последние применяют в особо ответственных соединениях. Болты изготавливают для постановки в отверстие с зазором (рис. 4.17, а) и без зазора в отверстие из-под развертки (рис. 4.17, б). Последние применяют при больших поперечных нагрузках в целях уменьшения габаритов и повышения надежности соединения. При действии переменных нагрузок применяют болты с уменьшенным диаметром ненарезаемой части стержня (рис. 4.17, в), что увеличивает упругую податливость, а следовательно, и динамическую прочность болта. С этой целью диаметр стержня болта иногда уменьшают до  $0,8d_1$ .

Винты резьбовых соединений общего назначения бывают *крепежные* (см. рис. 4.15, б) и *установочные*. В зависимости от размеров и назначения головки болтов и крепежных винтов (рис. 4.18) весьма

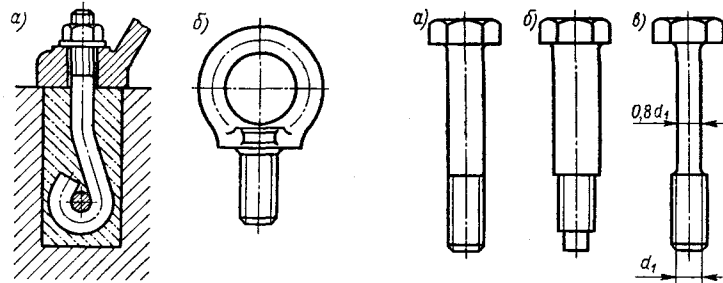


Рис. 4.16

Рис. 4.17

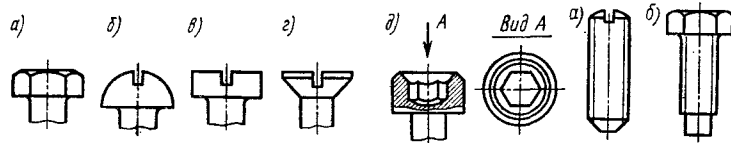


Рис. 4.18

Рис. 4.19

разнообразны: шестигранные (а), полукруглые (б), цилиндрические (в), потайные (г), цилиндрические с шестигранным углублением под ключ (д) и др. Наиболее распространены в машиностроении болты и винты с шестигранной головкой под ключ, как более надежные и удобные в эксплуатации (допускают большую силу затяжки и требуют поворота ключа на  $\frac{1}{6}$  оборота до перехвата).

Винты с головкой под отвертку позволяют уменьшить размеры фланца, улучшить внешний вид изделия, но отверткой нельзя обеспечить хорошую затяжку. Поэтому их применяют для малонагруженных соединений. Установочные (стопорные) винты применяют для предотвращения относительного сдвига соединяемых деталей. Установочный винт без головки со шлицем под отвертку показан на рис. 4.19, а, а с шестигранной головкой под ключ — на рис. 4.19, б. Имеется и много других типов этих винтов. В отличие от крепежных установочные винты имеют резьбу по всей длине.

Шпильки наиболее распространенных типов показаны на рис. 4.20. Шпильки типа А удобны при изготовлении резьбы резанием, типа Б — при накатке резьбы. Диаметр резьбы на обоих концах шпильки обычно одинаков. Глубина завинчивания винтов и шпилек  $l$  в резьбовое гнездо зависит от материала детали. Для чугунных деталей принима-

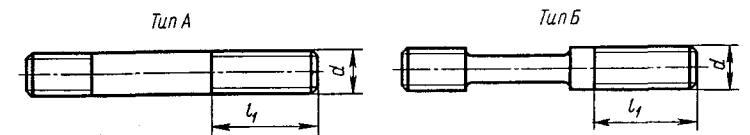


Рис. 4.20

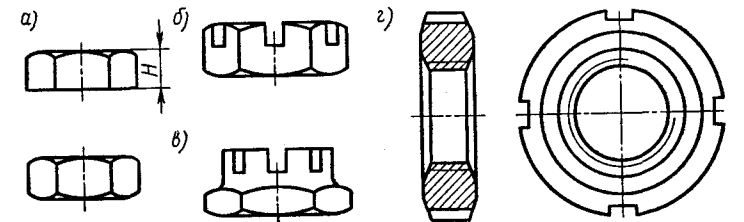


Рис. 4.21

ют  $l \approx 1,5d$ , для стальных —  $l \approx d$ . При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов того же диаметра.

Гайки (рис. 4.21) в зависимости от формы бывают шестигранные с одной или двумя фасками (а), шестигранные прорезные (б), шестигранные корончатые (в), круглые гайки (г) и др. Наиболее распространены шестигранные гайки, которые, аналогично болтам, изготавливают нормальной и повышенной точности, круглые гайки применяют для осевой фиксации деталей на валах.

В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают: нормальные (высота  $H \approx 0,8d$ ), высокие ( $H \approx 1,2d$ ) и низкие ( $H \approx 0,5d$ ). Высокие гайки применяют при частых завинчивании и отвинчивании для уменьшения износа резьбы и при больших силах, низкие — при малых осевых силах.

Если нет необходимости в значительной силе затяжки, а также при частых отвинчивании и завинчивании применяют гайки для завинчивания от руки. На рис. 4.22, а показана такая гайка с накаткой, а на рис. 4.22, б — гайка-барашек.

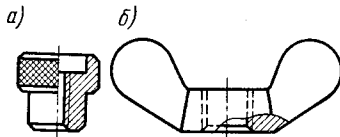


Рис. 4.22

Шайбы подкладные (см. рис. 4.15, а) ставят под гайку или головку болта для предупреждения смятия поверхностей соединяемых деталей, предохранения их от задиоров при завинчивании гаек (винтов) и перекрытия зазора между стержнем болта и отверстием в деталях.

### § 4.3. НАДЕЖНОСТЬ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Надежность резьбового соединения оценивается легкостью сборки, т. е. легкостью затяжки гайки или болта, и сохранностью затяжки, т. е. самоторможением винтовой пары. Рассмотрим, как выполняются эти условия.

**Легкость сборки.** При завинчивании гайки надо преодолеть момент сопротивления затяжки  $M_3 = M_1 + M_2$ , где  $M_1$  — момент сил трения в резьбе;  $M_2$  —

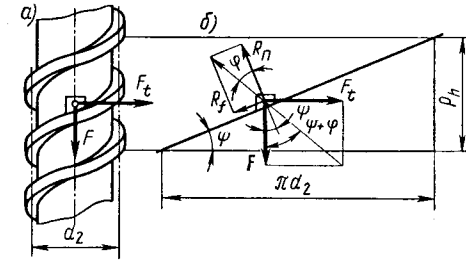


Рис. 4.23

момент сил трения на опорном торце гайки. Для определения моментов  $M_1$  и  $M_2$  необходимо установить зависимость между силами, возникающими в винтовой паре при завинчивании гайки. В этом случае гайка нагружена осевой силой  $F$  и, равномерно вращаясь под действием окружной силы  $F_t$ , перемещается вверх (рис. 4.23, а). При этом допускают, что действие сил в винтовой паре может быть сведено к действию сил на ползун, находящийся на наклонной плоскости, и что давление гайки на винт приложено по средней линии резьбы.

Развернем среднюю винтовую линию резьбы на плоскость, а гайку представим в виде ползуна (рис. 4.23, б). При подъеме ползуна по наклонной плоскости (это соответствует завинчиванию гайки) возникает сила трения  $R_f = fR_n$ , где  $R_n$  — нормальная реакция наклонной плоскости. Под влиянием силы трения направление реакции  $R_n$  отклоняется от нормали к наклонной плоскости на угол трения  $\varphi$ . Тогда из схемы сил, действующих на ползун, следует

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi). \quad (4.3)$$

Формула справедлива для прямоугольной резьбы, когда  $f = \operatorname{tg} \varphi$ . Если профиль резьбы треугольный, то [см. формулу (4.2)] необходимо учитывать приведенный коэффициент трения  $f'$  ( $f' = \operatorname{tg} \varphi'$ ) и в формулу (4.3) подставлять приведенный угол трения  $\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} [f / \cos(\alpha/2)]$ , тогда

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (4.4)$$

Полагая далее, что сила  $F_t$  сосредоточена и при-

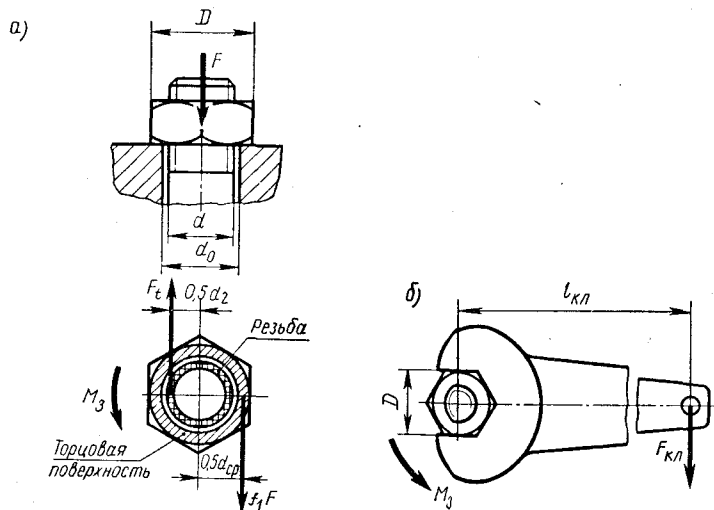


Рис. 4.24

ложена к среднему радиусу резьбы  $0,5d_2$  (рис. 4.24, а), имеем

$$M_1 = F_t \cdot 0,5d_2 = Ftg(\psi + \varphi')0,5d_2. \quad (4.5)$$

Силу трения на торце гайки  $f_1F$ , зависящую от коэффициента трения  $f_1$ , считают сосредоточенной и приложенной к среднему радиусу  $r_{cp}$  опорной поверхности  $r_{cp} = 0,5d_{cp}$ , тогда

$$M_2 = f_1F \cdot 0,5d_{cp}, \quad (4.6)$$

а момент сопротивления затяжки

$$M_3 = M_1 + M_2 = 0,5Fd_2[tg(\psi + \varphi') + f_1d_{cp}/d_2], \quad (4.7)$$

где  $d_{cp} = 0,5(D + d_0)$ ;  $D$  — наружный диаметр опорной поверхности гайки, принимаемый равным ее размеру под ключ;  $d_0$  — внутренний диаметр опорной поверхности, равный диаметру сверления под болт, обычно  $d_0 = d + 1 \dots 1,5$  мм.

Момент сопротивления затяжки  $M_3$  преодолевается моментом силы, приложенной к гаечному ключу (рис. 4.24, б). Приравнивая оба момента, имеем

$$F_{кл}l_{кл} = 0,5Fd_2[(\psi + \varphi') + f_1d_{cp}/d_2],$$

$$\text{откуда } \frac{F}{F_{кл}} = \frac{2l_{кл}}{d_2} \frac{1}{tg(\psi + \varphi') + f_1d_{cp}/d_2}. \quad (4.8)$$

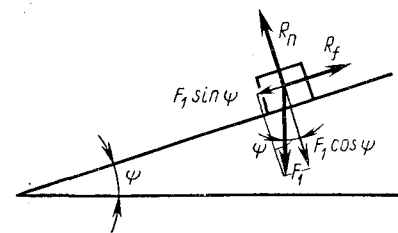


Рис. 4.25

Величины, входящие в формулу (4.8), имеют определенные значения. Например, при стандартном ключе  $l_{кл} = 15d$ ; для метрических резьб можно принять:  $\psi = 2,5^\circ$ ,  $d_2 \approx 0,9d$ ;  $d_{cp} \approx 1,4d$ ;  $f \approx f_1 \approx f' \approx 0,1 \dots 0,2$ . Поэтому из анализа формулы (4.8) следует, что обычно  $F \approx (60 \dots 100)F_{кл}$ . Таким образом, сила в 1 Н, приложенная на конце ключа, создает силу прижатия деталей 60...100 Н. Такой выигрыш в силе обеспечивает легкость сборки соединения.

**Самоторможение винтовой пары.** Опусканию ползуна по наклонной плоскости соответствует отвинчивание гайки (рис. 4.25). В этом случае окружная сила  $F_t$  отсутствует, а сила трения  $R_f$  меняет направление. Ползун под действием силы  $F_1$  собственного веса не будет опускаться по плоскости, которую в этом случае называют самотормозящей, пока сила  $F_1 \sin \psi$  не превзойдет силу трения  $R_f = f'R_n = f'F_1 \cos \psi$ . Тогда условие самоторможения будет  $F_1 \sin \psi < f'F_1 \cos \psi$  или  $tg \psi < f'$ . Заменив  $f' = tg \varphi'$ , окончательно получим условие самоторможения

$$\psi < \varphi'. \quad (4.9)$$

Для крепежных резьб угол подъема резьбы  $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ , а приведенный угол трения  $\varphi'$  изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах  $6$  (при  $f' \approx 0,1$ ) ...  $11^\circ$  (при  $f' \approx 0,2$ ). Таким образом, все крепежные резьбы — самотормозящие. Это объясняет важное преимущество крепежной резьбы — надежное стопорение гайки (винта) в любом положении. Однако это свойство проявляется главным образом при статических нагрузках. При переменных нагрузках условие самоторможения не соблюдается. Поэтому необходимо стопорение резьбовых соединений (см. § 4.4).

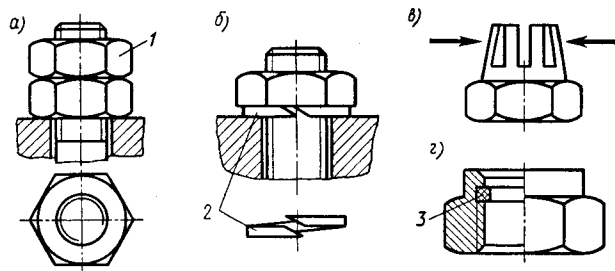


Рис. 4.26

КПД винтовой пары  $\eta$  определяют как отношение полезной работы  $W_n$  на винте к затраченной работе  $W_3$  на ключе. За один оборот винта, что соответствует его подъему на высоту, равную ходу резьбы  $p_h$  (см. рис. 4.23, б), работа  $W_n = Fp_h = F\pi d_2 \operatorname{tg}\psi$ , а работа  $W_3$  (без учета трения на торце гайки) равна произведению момента сил трения в резьбе  $M_1$  на угол поворота в радианах, т. е.  $W_3 = M_1 2\pi = 0,5Fd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$ , тогда

$$\eta = W_n / W_3 = \operatorname{tg}\psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (4.10)$$

Из анализа формулы (4.10) следует, что значения КПД зависят от соотношения углов  $\psi$  и  $\varphi'$ . Для самотормозящей винтовой пары при  $\psi < \varphi'$  КПД меньше 0,5. Так, при  $\psi = 2^\circ 30'$  и  $\varphi' = 6^\circ$  имеем  $\eta \approx 0,3$ . Для повышения КПД применяют многозаходные резьбы (увеличивают  $\psi$ ), а также антифрикционные материалы, тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей (уменьшают  $f'$ , а следовательно, и  $\varphi'$ ).

#### § 4.4. СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Выше указывалось, что все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения. Но самоторможение надежно реализуется только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и особенно при вибрациях вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения (например, в результате радиальных упругих деформаций гайки и стержня болта) коэффициент трения в резьбе существенно снижается (до 0,02 и ниже). Условие самоторможения нарушается и происходит самоот-

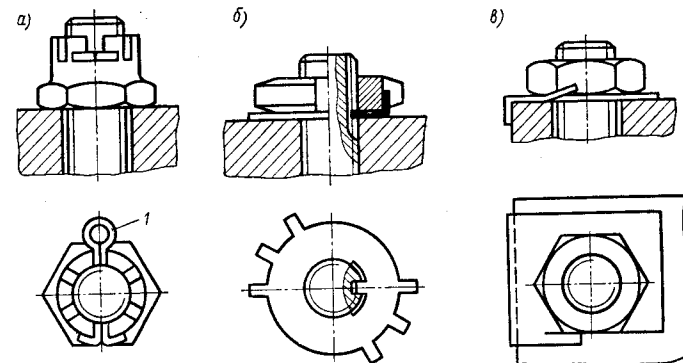


Рис. 4.27

винчивание гаек и винтов, которое может привести к разрушению резьбового соединения и даже вызвать аварию. Для предупреждения самоотвинчивания используют стопорные устройства, которые основаны на следующих основных принципах.

1. **Стопорение дополнительным трением в резьбе** (рис. 4.26) с помощью контргаек, пружинных шайб, самотормозящих гаек и т. п. При стопорении контргайкой 1 (а) дополнительное трение в растянутого участка болта между гайками. Пружинные шайбы 2 (б) создают дополнительное трение вследствие упругости шайбы и повышают сцепление гайки с деталью ввиду того, что острые края шайбы врезаются в деталь и гайку навстречу отвинчиванию. Самотормозящие гайки повышают трение в резьбе: обжатием верхней прорезной наружной части «короны» (в); упругой деформацией нейлонового кольца 3 (г) и др. Применение этих гаек уменьшает число случаев самоотвинчивания в 6...8 раз, в то время как использование гайки с пружинной шайбой дает лишь двукратное уменьшение числа случаев самоотвинчивания.

2. **Стопорение специальными деталями** (рис. 4.27), например фиксация болта относительно гайки: с помощью шплинта 1 (а), стопорной шайбы (б) и др.; фиксация гайки относительно детали с помощью специальной шайбы (в) и др.

3. **Стопорение созданием местных пластических деформаций** (рис. 4.28), например, кернением гаек или

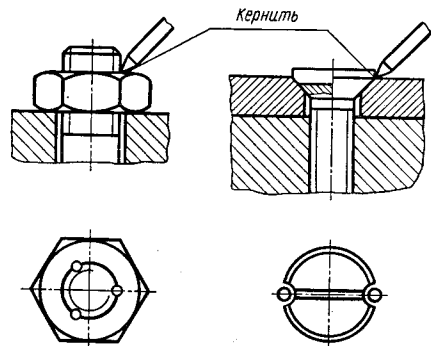


Рис. 4.28

головок винтов. Применяют, когда соединение не требует разборки.

#### § 4.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Виды разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др.

Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию равнопрочности по критериям, соответствующим указанным разрушениям, то обычно их расчет

ограничивается расчетом по одному основному критерию работоспособности—прочности нарезанной части стержня на растяжение. При этом определяют расчетный диаметр резьбы

$$d_p \approx d - 0,94p, \quad (4.11)$$

где  $d$  и  $p$ —наружный диаметр и шаг резьбы.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Ос-

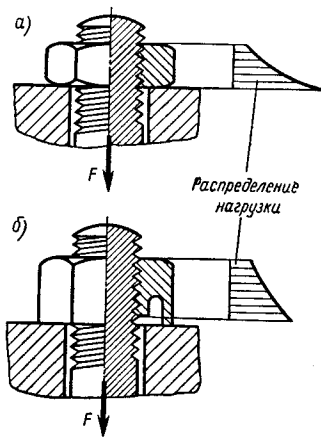


Рис. 4.29

тальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы, по стандарту.

Стандартная высота гайки исключает необходимость расчета на прочность ее резьбы. Однако следует считаться с неравномерным распределением осевой силы  $F$  по виткам резьбы гайки. Сила  $F$ , растягивающая болт и сжимающая гайку (рис. 4.29, а), вызывает различные деформации витков резьбы: наибольшие в нижней части гайки и наименьшие в верхней части. Соответственно деформациям перераспределяются и силы, приходящиеся на каждый из витков. Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы гайки была решена проф. Н. Е. Жуковским в 1902 г. и в дальнейшем подвержена экспериментальным исследованиям. Для гайки из 10 витков на первый виток резьбы приходится  $0,34F$ , на второй— $0,23F$ , на десятый— $0,01F$ . По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти, так как одиннадцатый виток совсем не нагружается. В ответственных соединениях для более равномерного распределения нагрузки между витками резьбы гайки меняют ее форму, увеличивая податливость вблизи первых витков. Хорошие результаты для гайки, испытывающей сжатие, дает форма, изображенная на рис. 4.29, б.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

**Болт нагружен только внешней растягивающей силой  $F$**  (без начальной затяжки). Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 4.30). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра  $d_p$  резьбы из условия прочности на растяжение:

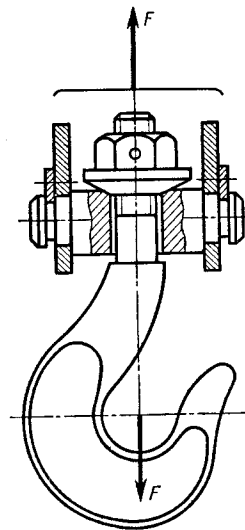


Рис. 4.30



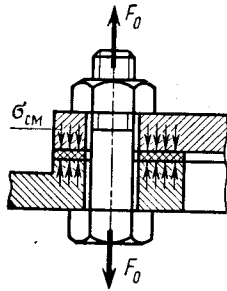


Рис. 4.31

$$\sigma = F/A = 4F/(\pi d_p^2) \leq [\sigma_p],$$

откуда

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F/[\sigma_p]}, \quad (4.12)$$

где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для болта. В этом случае нагружения для болтов из углеродистой стали рекомендуется  $[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T$ .

**Пример 4.1.** Определить диаметр резьбы болта хвостовика грузоподъемного крюка, нагруженного силой  $F = 30$  кН, изготовленного из стали Ст3, для которой предел текучести  $\sigma_T = 240$  Н/мм<sup>2</sup> (класс прочности 4.6, см. табл. 4.3).

**Решение.** 1. Допустимое напряжение при растяжении  $[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144$  Н/мм<sup>2</sup>.

2. Расчетный диаметр резьбы болта по формуле (4.12)

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F/[\sigma_p]} = 1,13 \sqrt{30 \cdot 10^3 / 144} = 16,3 \text{ мм.}$$

По табл. 4.1 принимаем резьбу М20 с шагом  $p = 2,5$  мм, для которой  $d_p \approx d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65$  мм.

**Болтовое соединение нагружено осевой силой.** 1. Болт затянут силой  $F_0$  без внешней осевой нагрузки. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 4.31) и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения, т. е. растягивается осевой силой  $F_0$  от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе  $M_1$ , см. формулу (4.5), где  $F$  принимают равной осевой силе  $F_0$ .

Нормальное напряжение от осевой силы  $F_0$

$$\sigma = 4F_0/(\pi d_p^2). \quad (4.13)$$

Касательное напряжение, вызванное моментом,

$$\tau = M_1/W_p = M_1/(0,2d_p^3). \quad (4.14)$$

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению  $\sigma_3$ . По гипотезе энергии формоизменения  $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ . Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб  $\sigma_3 \approx 1,3\sigma$ .

С учетом выражения (4.13) получим формулу проверочного расчета

$$\sigma_3 = 1,3 \cdot 4F_0/(\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]. \quad (4.15)$$

Таким образом, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, но по увеличенной в 1,3 раза силе  $F_0$ . Из выражения (4.15) получим формулу проектировочного расчета

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{F_0/[\sigma_p]}. \quad (4.16)$$

Допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p]$  для болта здесь и далее см. § 4.6.

Требуемое значение осевой силы  $F_0$  выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчет и практикой установлено, что болты малых диаметров М6...М12 можно легко разрушить при недостаточно квалифицированной затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при приложенной к ключу силе 45 Н, а болт с резьбой М12 — при силе 180 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется применять болты диаметром меньше М8.

2. Болт затянут с дополнительной осевой нагрузкой. Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипниковых узлов, и т. п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей соединения.

На рис. 4.32, а показано соединение без затяжки болта (исходное положение). Дадим соединению предварительную затяжку силой  $F_0$  (рис. 4.32, б). Тогда в результате упругой деформации соединения

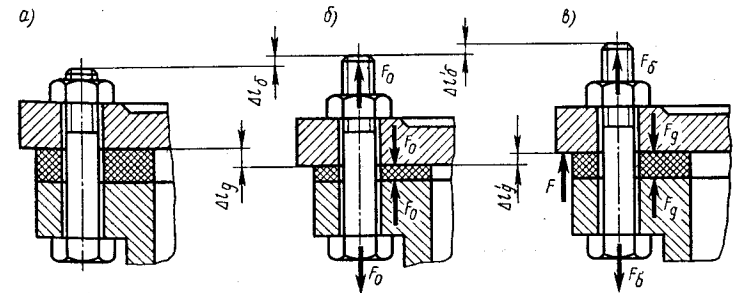


Рис. 4.32

болт растягивается на величину  $\Delta l'_6$ , а детали сжимаются на  $\Delta l'_д$ . Представим результаты предварительной затяжки с помощью упругих деформаций растяжения болта и сжатия деталей (рис. 4.33, а).

Когда появится внешняя растягивающая нагрузка  $F$  (см. рис. 4.32, в), болт дополнительно удлинится на  $\Delta l'_6$ , а сжатие деталей уменьшится на  $\Delta l'_д$ . При этом только часть силы  $F$ , равная  $\chi F$  (рис. 4.33, б), будет дополнительно растягивать болт на величину  $\Delta l'_6$ , а остальная часть силы  $F$ , равная  $(1-\chi)F$ , уменьшит прижатие деталей на  $\Delta l'_д$ . Теперь болт будет растягиваться силой  $F_6$ , а детали — сжимаются силой  $F_д$ .

Сила  $F_6$  — суммарная нагрузка на затянутый болт:

$$F_6 = F_0 + \chi F. \quad (4.17)$$

Сила  $F_д$  — остаточная сила затяжки от одного болта:

$$F_д = F_0 - (1-\chi)F, \quad (4.18)$$

где  $\chi$  — коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки  $F$  воспринимается болтом (учитывает податливость болта и соединяемых деталей). Величина  $\chi$  определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей ( $\Delta l'_6 = \Delta l'_д$ ).

Точный расчет коэффициента  $\chi$  сложен, а так как на практике величину затяжки болтов в большинстве случаев не контролируют, то смысл точного расчета теряется. При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ ; для соедине-

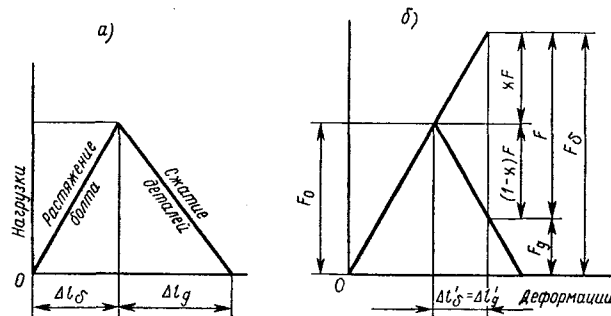


Рис. 4.33

ний тех же деталей, но с упругими прокладками (резина, полиэтилен, асбест и др.)  $\chi = 0,4 \dots 0,5$ .

Минимальную силу предварительной затяжки болта  $F_{0\min}$ , обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю, когда остаточная сила затяжки  $F_д = 0$  по формуле (4.18)

$$0 = F_{0\min} - (1-\chi)F \quad \text{или} \quad F_{0\min} = (1-\chi)F.$$

Практически предварительная затяжка болта  $F_0$  должна быть больше  $F_{0\min}$ . Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей (невозможности образования зазора) принимают

$$F_0 = K_3(1-\chi)F, \quad (4.19)$$

где  $K_3$  — коэффициент запаса предварительной затяжки; в соединениях без прокладок при постоянной нагрузке  $K_3 = 1,25 \dots 2$ ; при переменной —  $K_3 = 2,0 \dots 4$ . По условиям герметичности в соединениях с прокладками коэффициент  $K_3$  рекомендуется повышать до 5. Заменяя в выражении (4.17) значение  $F_0$  по зависимости (4.19), окончательно получим

$$F_6 = K_3(1-\chi)F + \chi F. \quad (4.20)$$

В расчете на прочность влияние крутящего момента при затяжке учитывается коэффициентом 1,3, который вводится в формулу (4.20). Если болт затягивается только предварительно, то значение крутящего момента пропорционально  $F_0$  и коэффициент 1,3 необходимо отнести к первому слагаемому формулы (4.20), а расчетная сила затяжки болта будет

$$F_p = 1,3 K_3(1-\chi)F + \chi F,$$

или

$$F_p = (1,3 K_3(1-\chi) + \chi)F. \quad (4.21)$$

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Расчетные формулы:

$$\sigma_3 = 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]; \quad d_p \geq 1,13 \sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \quad (4.22)$$

Если болт под нагрузкой затягивается дополнительно, то значение крутящего момента пропорционально  $F_6$ , т. е. коэффициент 1,3 относят к суммарной нагрузке на затянутый болт:

$$F_p = 1,3 (K_3(1-\chi) + \chi)F. \quad (4.23)$$

Расчетные формулы

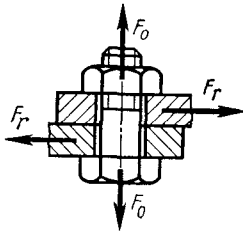


Рис. 4.34

Болтовое соединение нагружено поперечной силой. 1. Болт поставлен с зазором (рис. 4.34). Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей соединения силой  $F_0$ , достаточной для создания силы трения  $fF_0$  между ними, исключая сдвиг деталей. Внешняя сила  $F_r$  непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки  $F_0$ . Необходимую силу  $F_0$  определяют из условия  $fF_0 = F_r$ , откуда  $F_0 = F_r/f$  или

$$F_0 = KF_r / (ifz), \quad (4.25)$$

где  $K=1,4...2$  — коэффициент запаса по сдвигу деталей;  $i=1...2$  — число стыков, т. е. плоскостей среза (на рис. 4.34  $i=1$ );  $f=0,15...0,20$  — коэффициент трения для чугунных и стальных деталей;  $z$  — число болтов. При затяжке болт работает на растяжение и кручение.

Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы  $F_0$  в 1,3 раза. Прочность болта оценивается эквивалентным напряжением по формуле (4.15). Расчетные формулы:

$$\sigma_s = \frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi d_p^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF_r}{\pi d_p^2 ifz} \leq [\sigma_p];$$

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{ifz[\sigma_p]}}. \quad (4.26)$$

В случае сдвига деталей болт стал бы испытывать изгиб (рис. 4.35), что недопустимо. Поэтому для разгрузки болта от поперечной силы, а следовательно, уменьшения диаметра болта применяют различные устройства (рис. 4.36). При использовании раз-

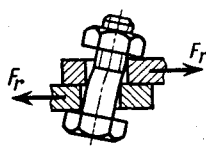


Рис. 4.35

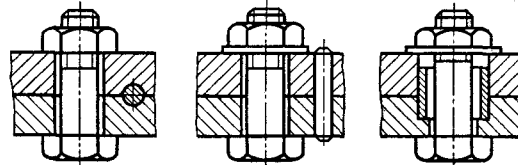


Рис. 4.36

грузочного устройства диаметр болта обычно принимают конструктивно.

2. Болт поставлен без зазора (рис. 4.37). Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта  $d_0$  больше диаметра нарезаемой части на 1...1,5 мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

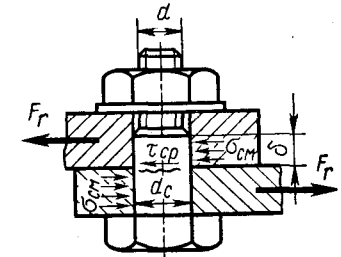


Рис. 4.37

Формулы проверочного и проекторочного расчетов болта на срез

$$\tau_{ср} = 4F_r / (\pi d_0^2 iz) \leq [\tau_{ср}];$$

$$d_0 \geq 1,13 \sqrt{F_r / (iz[\tau_{ср}])}, \quad (4.27)$$

где  $i=1...2$  — число плоскостей среза болта (на рис. 4.37  $i=1$ );  $z$  — число болтов.

Формула проверочного расчета на смятие

$$\sigma_{см} = F_r / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{см}], \quad (4.28)$$

где  $\delta$  — наименьшая толщина соединяемых деталей, передающих нагрузку в одну сторону.

Сравнивая нагрузочную способность болтов, следует отметить, что 10 болтов, поставленных с зазором при коэффициенте трения  $f=0,17$ , можно заменить одним болтом того же диаметра, поставленным без зазора. Однако резьбовые соединения болтами, поставленными без зазора, значительно дороже из-за сложности технологии изготовления.

#### § 4.6. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

**Материалы.** Стандартные крепежные резьбовые детали общего назначения изготовляют из углеродистых сталей Ст3, 10, 20, 35, 45 и др. Эти стали в условиях массового производства позволяют изготовлять резьбовые детали методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 35Х, 40Х, 38ХА, 30ХГСА и др. применяют для особо ответственных крепежных резьбовых деталей, в частности для скрепления быстровращающихся частей и тяжело нагруженных ответственных соединений.

Для повышения прочности болты из среднеуглеродистой качественной стали и из легированных сталей подвергают термообработке (улучшение или закалка) или упрочняющей обработке. Для защиты от коррозии болтов и гаек предусматривают нанесение металлических покрытий или оксидных пленок (цинкование, хромирование, никелирование, оксидирование и др.).

Стальные болты, винты и шпильки изготавливают 12 классов прочности: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9 (ГОСТ 1759—87). Первое число в обозначении класса прочности, умножаемое на 100, определяет минимальное значение  $\sigma_b$  в Н/мм<sup>2</sup>, а произведение двух чисел, умноженное на 10, определяет  $\sigma_t$  в Н/мм<sup>2</sup> (для класса прочности 3.6 приблизительно). Например, классу прочности 6.8 соответствует  $\sigma_b = 6 \cdot 100 = 600$  Н/мм<sup>2</sup> и  $\sigma_t = 6 \cdot 8 \cdot 10 = 480$  Н/мм<sup>2</sup>.

Гайки изготавливают из тех же сталей или несколько менее прочных. При выборе класса прочности для резьбовых деталей учитывают значение и характер нагрузки (статическая или переменная), условия работы (температура, агрессивность среды и др.), способ изготовления и др. Классы прочности и механические свойства некоторых марок углеродистых сталей для резьбовых деталей приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Класс прочности	Предел прочности $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>		Предел текучести $\sigma_t$ , Н/мм <sup>2</sup>	Марка стали	
	min	max		болта	гайки
3.6	340; 300	490	200	Ст3; 10	Ст3
4.6	400	550	240	20	Ст3
5.6	500	700	300	30; 35	10

**Допускаемые напряжения.** Допускаемое напряжение на растяжение для болта определяют по формуле

$$[\sigma_p] = \sigma_t / [s_t], \quad (4.29)$$

где  $[s_t]$  — допускаемый коэффициент запаса прочности. Коэффициент  $[s_t]$  зависит от характера нагрузки, материала и диаметра болта и от того, контролируется или не контролируется затяжка болта. Значения  $[s_t]$  при статической нагрузке и неконтролируемой затяжке даны в табл. 4.4.

Материал болта	Диаметр резьбы $d$ , мм		
	6...16	16...30	30...60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения зависят от диаметров болтов, что вызывает затруднения при проектировочном расчете, так как еще не известно значение этих диаметров. Поэтому расчет ведут методом последовательных приближений, сущность которого в следующем. В начале расчета задаются диаметром болта  $d$  и по табл. 4.3 принимают коэффициент запаса  $[s_t]$ . Если в результате расчета получится  $d$ , который выходит за пределы принятого интервала диаметров, то задаются другими  $d$  и  $[s_t]$  и повторяют расчет.

При контролируемой затяжке коэффициент  $[s_t]$  не зависит от диаметра болта. Для любого болта из углеродистой стали при статической нагрузке  $[s_t] = 1,3 \dots 2,5$ ; большие значения — для конструкций повышенной ответственности или при невысокой точности определения действующих нагрузок. Затяжку в основном контролируют специальными ключами предельного момента (динамометрическими), которые не позволяют приложить к гайке момент больше установленной величины.

Допускаемое напряжение на срез болтов

$$[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_t. \quad (4.30)$$

Допускаемое напряжение на смятие болтов, скрепляющих стальные детали,  $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_t$ .

**Пример 4.2.** Дисковая пила диаметром  $D = 600$  мм (рис. 4.38) закреплена на валу между двумя шайбами и удерживается от проворачивания силами трения, создаваемыми затяжкой гайки на конце вала. Затяжка не контролируемая. Определить диаметр нарезанной части вала, материал которого сталь 30; класс прочности 5.6. Коэффициент трения между пилой и шайбами  $f = 0,12$ . Средний диаметр шайб  $D_1 = 150$  мм. Пила преодолевает сопротивление резанию  $F = 450$  Н.

**Решение.** 1. Требуемая сила трения  $R_f$ , действующая на среднем диаметре шайб. Для надежной работы пилы необходимо, чтобы момент сил трения  $M_f$  был больше момента сил резания  $M_{рез}$  на 25%, т. е.

$$M_f = 1,25 M_{рез},$$

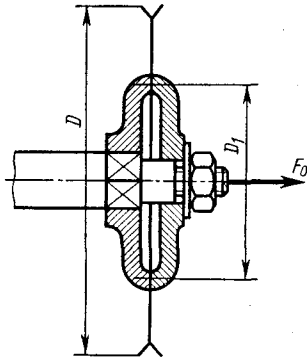


Рис. 4.38

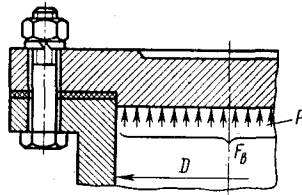


Рис. 4.39

или  $R_f D_1/2 = 1,25FD/2$ ,  
откуда

$$R_f = \frac{1,25FD}{D_1} = \frac{1,25 \cdot 450 \cdot 600}{150} = 2250 \text{ Н.}$$

2. Сила, с которой должна быть зажата пила,

$$F_0 = R_f/f = 2250/0,12 = 18,7 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

По этой силе рассчитывают нарезанную часть вала пилы.

3. Для заданного класса прочности предел текучести материала вала  $\sigma_T = 300 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 4.3). По табл. 4.4 принимаем коэффициент запаса прочности  $[s_T] = 3$  в предположении, что наружный диаметр резьбы находится в интервале 16...30 мм. По формуле (4.29) допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T] = 300/3 = 100 \text{ Н/мм}^2.$$

4. В рассматриваемом случае нарезанная часть вала работает как затянутый болт без внешней осевой нагрузки.

Расчетный диаметр резьбы вала по формуле (4.16)

$$d_p = 1,3 \sqrt{F_0/[\sigma_p]} = 1,3 \sqrt{18,7 \cdot 10^3/100} = 17,7 \text{ мм.}$$

По табл. 4.1 принимаем резьбу M20 с шагом  $p = 2,5 \text{ мм}$ , для которой  $d_p = d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65 \text{ мм}$ .

**Пример 4.3.** Рассчитать болты, соединяющие крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха (рис. 4.39), при следующих данных: давление сжатого воздуха в цилиндре  $p = 0,5 \text{ Н/мм}^2$ ; внутренний диаметр цилиндра  $D = 450 \text{ мм}$ ; число болтов  $z = 16$ ; материал болтов — сталь 20; класс прочности 4.6; затяжка контролируемая.

**Решение.** 1. В данном соединении болты поставлены с предварительной затяжкой. Дополнительная затяжка их под нагрузкой отсутствует. Внешняя сила  $F_0$ , действующая на болтовое соединение, представляет собой силу внутреннего давления сжатого воздуха на крышку цилиндра:

$$F_0 = (\pi D^2/4)p = (3,14 \cdot 450^2/4) \cdot 0,5 = 80\,000 \text{ Н.}$$

2. Внешняя сила, приходящаяся на один болт,

$$F = F_0/z = 80\,000/16 = 5000 \text{ Н.}$$

3. Принимаем коэффициент внешней нагрузки  $\chi = 0,5$  (для герметизации соединения между крышкой и фланцем цилиндра поставлена полиэтиленовая прокладка), а коэффициент запаса предварительной затяжки  $K_z = 3$  (см. § 4.5).

4. Расчетная осевая сила  $F_p$ , действующая на болт с учетом крутящего момента предварительной затяжки и приложения внешней силы  $F$ , по формуле (4.21)

$$F_p = (1,3K_z(1-\chi) + \chi)F = (1,3 \cdot 3(1-0,5) + 0,5)5000 = 12\,300 \text{ Н.}$$

5. Для заданного класса прочности предел текучести материала болтов  $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 4.3). При контролируемой затяжке болтов назначаем коэффициент запаса прочности  $[s_T] = 2,2$  (см. § 4.6). По формуле (4.29) допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_T] = \sigma_T/[s_T] = 240/2,2 = 109 \text{ Н/мм}^2.$$

6. Расчетный диаметр резьбы болтов по формуле (4.22)

$$d_p = 1,13 \sqrt{F_p/[\sigma_T]} = 1,13 \sqrt{12\,300/109} = 12 \text{ мм.}$$

По табл. 4.1 принимаем резьбу M16 с шагом  $p = 2 \text{ мм}$ , для которой  $d_p = d - 0,94p = 16 - 0,94 \cdot 2 = 14,12 \text{ мм}$ .

**Пример 4.4.** Рассчитать болты, соединяющие две стальные планки по следующим данным: растягивающая сила  $F_r = 5,5 \text{ кН}$  — статическая; число болтов  $z = 2$ ; материал болтов сталь Ст3; класс прочности 3.6. Затяжка неконтролируемая. Расчет выполнить для двух вариантов: болты поставлены с зазором и без зазора.

**Решение.** 1. Болт поставлен с зазором (см. рис. 4.34). В этом случае расчет болта выполняют исходя из условия его прочности на растяжение.

1.1. Для заданного класса прочности предел текучести материала болта  $\sigma_T = 200 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 4.3). Предполагая, что болт будет иметь наружный диаметр резьбы в интервале 16...30 мм при неконтролируемой затяжке по табл. 4.4 принимаем коэффициент запаса прочности  $[s_T] = 3$ . Допускаемое напряжение на растяжение по формуле (4.29)

$$[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T] = 200/3 = 67 \text{ Н/мм}^2.$$

1.2. Принимаем: коэффициент трения на стыке планок  $f = 0,17$ ; коэффициент запаса по сдвигу планок  $K = 1,7$ ; число стыков  $i = 1$ .

1.3. Расчетный диаметр резьбы по формуле (4.26)

$$d_p = 1,3 \sqrt{\frac{KF_r}{ifz[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{1,7 \cdot 5,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,17 \cdot 2 \cdot 67}} = 26,3 \text{ мм.}$$

По табл. 4.1 принимаем резьбу M30 с шагом  $p = 3,5 \text{ мм}$ , для которой

$$d_p = d - 0,94p = 30 - 0,94 \cdot 3,5 = 26,71 \text{ мм.}$$

2. Болты поставлены без зазора (см. рис. 4.37). В данном случае выполняют расчет стержня болта исходя из условия прочности на срез.

2.1. Допускаемое напряжение на срез по формуле (4.30)

$$[\tau_{ср}] = 0,25\sigma_T = 0,25 \cdot 200 = 50 \text{ Н/мм}^2.$$

2.2. Диаметр стержня болта по формуле (4.27)

$$d_0 = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{iz[\tau_{ср}]}} = 1,13 \sqrt{\frac{5,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 2 \cdot 50}} = 8,38 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр стержня болта  $d_0=9$  мм с резьбой М8 и шагом  $p=1,25$  мм (табл. 4.1).

Как видно из приведенного примера, диаметр болтов, установленных без зазора, будет значительно меньше (сравнить М30 и М8).

## Глава 5

### ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления деталей на валах и осях и для передачи вращающего момента от вала к установленным на нем деталям (зубчатым колесам, шкивам, муфтам и т. д.) или наоборот.

#### § 5.1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения осуществляются с помощью шпонок, которые устанавливаются в пазах вала и ступицы детали. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием, а в ступицах — протягиванием.

Достоинства: простота разборки и сборки; надежность в эксплуатации; компактность и простота конструкции. Недостатки: ослабление вала и ступицы шпоночными пазами; наличие значительной концентрации напряжений в зоне шпоночного паза (см. рис. 1.9), что снижает сопротивление усталости вала; необходимость удлинения ступиц колес при передаче больших моментов; высокие требования к точности выполнения шпоночных пазов; трудность обеспечения взаимозаменяемости, т. е. необходимость ручной пригонки или подбора шпонки по пазу.

Шпоночные соединения широко применяют во всех отраслях машиностроения при малых нагрузках, возможности размещения длинных ступиц, необходимости легкой сборки и разборки. По мере роста нагрузок применение шпонок сокращается.

Шпоночные соединения делятся на две группы: ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения осуществляются *призматическими* и *сегментными шпонками*, которые не вызывают деформации ступицы и вала при сборке. Напряженные соединения осуществляются *клиновыми* и *тангенциальными шпонками*, которые вызывают деформацию вала и ступицы при сборке.

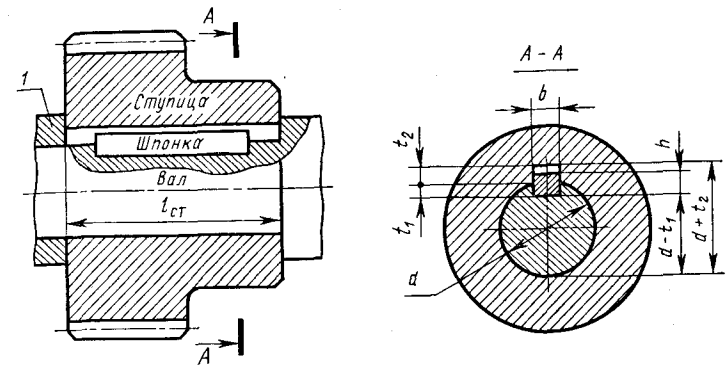


Рис. 5.1

Соединения призматическими шпонками (рис. 5.1) имеют наибольшее распространение. Стандартизованы обыкновенные и высокие призматические шпонки. Последние обладают повышенной несущей способностью, их применяют, когда закрепляемые детали (ступицы) имеют малую длину. Момент передается узкими боковыми гранями шпонок.

По форме торцов различают шпонки трех исполнений: 1, 2 и 3 (рис. 5.2). Шпонки с закругленными торцами (исполнение 1) обычно размещают на валу в пазах, обработанных концевой фрезой (рис. 5.2, а); плоские торцы шпонок (исполнения 2 и 3) поме-

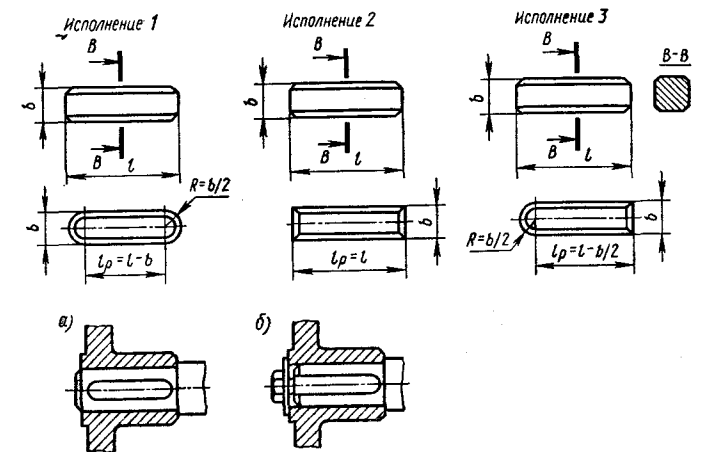


Рис. 5.2

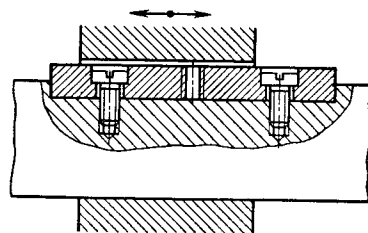


Рис. 5.3

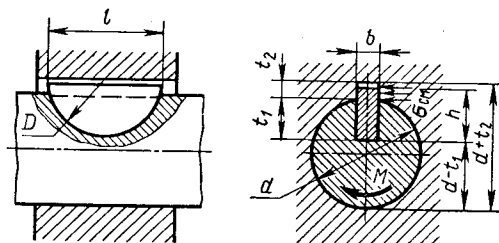


Рис. 5.4

щают вблизи деталей (концевые шайбы, кольца и т. д.), препятствующих осевому перемещению шпонок (рис. 5.2, б). Пазы обрабатывают дисковой фрезой, что технологичней и дает меньшую концентрацию напряжений у вала.

Для разных ступеней одного и того же вала рекомендуется назначать одинаковые шпонки по сечению исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз. Для предохранения от осевого смещения деталей, закрепленных на валу призматическими шпонками, применяют распорные втулки 1 (см. рис. 5.1), установочные винты и др.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу используют в подвижных в осевом направлении соединениях (рис. 5.3). Эти шпонки отличаются от обыкновенных большей длиной.

Соединения сегментными шпонками (рис. 5.4) являются разновидностью соединений призматическими шпонками. Сегментные шпонки (пластины в виде сегмента), так же как и призматические, работают боковыми гранями. Эти шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляются в паз), они взаимозаменяемы. Глубокая посадка шпонки

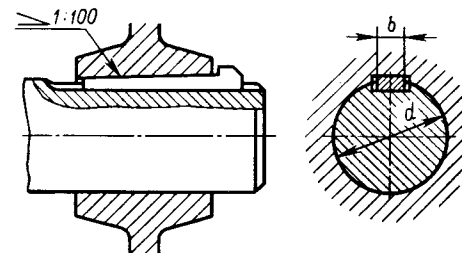


Рис. 5.5

предохраняет ее от выворачивания под нагрузкой. Однако глубокий паз существенно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют для передачи небольших вращающих моментов или лишь для фиксации элементов соединения.

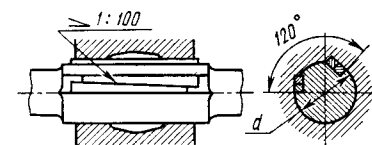


Рис. 5.6

Соединения клиновыми шпонками (рис. 5.5). Клиновые шпонки представляют собой одноосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100, которые ударами молотка забивают в пазы вала и ступицы. При этом создается напряженное соединение, передающее как вращающий момент, так и осевую силу и препятствующее относительному смещению детали вдоль вала. Рабочими поверхностями клиновых шпонок являются верхняя и нижняя широкие грани. По боковым граням имеется зазор. При запрессовке клиновой шпонки происходит радиальное смещение ступицы по отношению к валу и перекос детали, что является причиной ее торцового биения. Из-за этих недостатков, а также из-за трудности обработки паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, применение клиновых шпонок ограничено. Применяют в тихоходных передачах.

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 5.6). Тангенциальные шпонки отличаются от обычных клиновых тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном, а в касательном (тангенциальном) направлении. Одна из широких граней тангенциальной шпонки направлена по касательной к сечению вала, а одна из узких граней — по радиусу вала. Такое расположение тангенциальных шпонок вызывает необходимость постановки в соединении двух пар шпонок под углом 120°. Тангенциальная шпонка выполняется из двух одноосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Шпонки работают в основном на сжатие и поэтому наиболее надежны, но соединение этими шпонками сложное. Применяют преимущественно в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках, а также для передачи реверсивных движений.

**Расчет шпоночных соединений.** Рассчитывают шпонку как наиболее слабую деталь соединения. Размеры

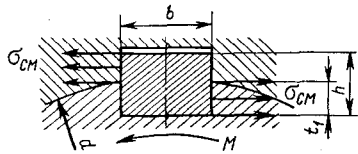


Рис. 5.7

стандартных шпонок подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным расчетом их является проверочный расчет на смятие.

Расчет призматической шпонки (рис. 5.7). Размеры сечений шпонки (ширину  $b$  и высоту  $h$ ), глубину паза вала  $t_1$  выбирают в зависимости от диаметра  $d$  вала по ГОСТ 23360—78 (табл. 5.1). Длину шпонки конструктивно принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы, согласовывают со стандартом и проверяют на смятие:

где  $F_t = 2M/d$  — окружная сила, передаваемая шпонкой;  $A_{см} = (h - t_1)l_p$  — площадь смятия. Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (5.1)$$

где  $M$  — передаваемый вращающий момент;  $l_p$  — рабочая длина шпонки (см. рис. 5.2).

Таблица 5.1

Диаметр вала $d$ , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	ступицы $t_2$
	Размеры, мм (рис. 5.1)			
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8	5	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4

Примечание. Длины шпонок  $l$  выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ..., 500.

Расчет сегментных шпонок (см. рис. 5.4). Размеры сечений шпонки (ширину  $b$  и высоту  $h$ ), длину шпонки  $l$  и глубину паза вала  $t_1$  выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071—80. Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma_{см}]. \quad (5.2)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{ср} = 2M/(dbl) \leq [\tau_{ср}]. \quad (5.3)$$

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом  $180^\circ$ , сегментные — вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал и ступицу, а также связана с технологическими затруднениями. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

**Материалы и допускаемые напряжения.** Шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков — углеродистой или легированной стали с пределом прочности  $\sigma_b \geq 500$  Н/мм<sup>2</sup>. Сегментные шпонки выполняют из стали сегментного профиля. Допускаемые напряжения смятия: при спокойной нагрузке и стальной ступице  $[\sigma_{см}] = 110...190$  Н/мм<sup>2</sup>; при чугунной —  $70...100$  Н/мм<sup>2</sup>; при значительных колебаниях нагрузки  $[\sigma_{см}]$  следует снижать на 50%.

**Пример 5.1.** Для соединения стального зубчатого колеса с валом (рис. 5.1) подобрать размеры и проверить прочность призматической шпонки со скругленными торцами по следующим данным: диаметр вала  $d = 50$  мм; длина ступицы колеса  $l_{ст} = 70$  мм; момент, передаваемый шпоночным соединением,  $M = 470$  Н·м; нагрузка спокойная.

Решение. 1. Для диаметра вала  $d = 50$  мм по табл. 5.1 принимаем размеры сечения шпонки  $b = 14$  мм,  $h = 9$  мм. Глубина паза  $t_1 = 5,5$  мм.

2. Выбираем длину шпонки (см. примечание к табл. 5.1). При длине ступицы  $l_{ст} = 70$  мм принимаем длину шпонки  $l = 63$  мм. Рабочая длина шпонки (см. рис. 5.2)  $l_p = l - b = 63 - 14$  мм = 49 мм.

3. Допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{см}] = 120$  Н/мм<sup>2</sup> (ступица стальная).

4. Расчетное напряжение смятия шпонки по формуле (5.1):

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 470 \cdot 10^3}{50(9 - 5,5)49} = 110 \text{ Н/мм}^2,$$

что удовлетворяет условию прочности.

5. Условное обозначение шпонки: шпонка 14×9×63 ГОСТ 23360—78.

## § 5.2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевое соединение (рис. 5.8) условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого



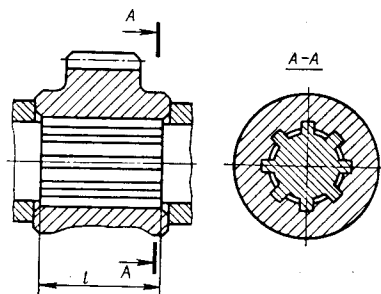


Рис. 5.8

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: возможность передачи больших моментов, высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках и повышенная прочность соединения вследствие увеличения суммарной рабочей поверхности шлицев, а также вследствие уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала; более точное центрирование ступицы на валу; лучшее направление при осевом перемещении ступицы. Эти преимущества позволяют использовать шлицевые соединения в высоконагруженных быстроходных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т. п.). Недостатки по сравнению со шпоночными: более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

Шлицевые соединения бывают неподвижные для закрепления деталей на валу (см. рис. 5.8) и подвижные, допускающие перемещение детали вдоль вала. По форме профиля шлицев (зубьев) различают три типа соединений: прямобочные (рис. 5.8), эвольвентные (рис. 5.9), треугольные (рис. 5.10).

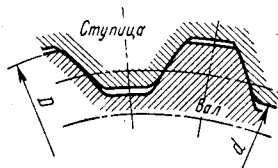


Рис. 5.9

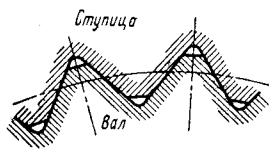


Рис. 5.10

шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом и входят в соответствующие пазы ступицы детали.

На валу шлицы фрезеруют или нарезают на зубообрабатывающих станках методом обкатки, а пазы в ступицах получают протягиванием.

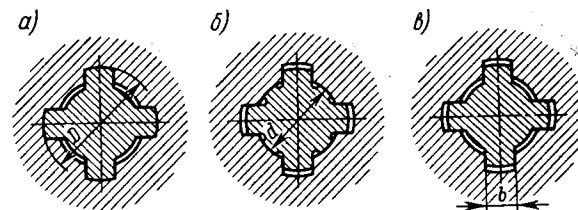


Рис. 5.11

**Соединения шлицевые прямобочные** (см. рис. 5.8). Эти соединения наиболее распространены в машиностроении. Выполняют с тремя видами центрирования ступицы на валу (рис. 5.11): по наружному диаметру  $D$  (а); по внутреннему диаметру  $d$  (б); по боковым сторонам  $b$  шлицев (в). Центрирование по  $b$  способствует более равномерному распределению нагрузки по шлицам, но не обеспечивает точной соосности ступицы и вала. Поэтому его применяют при передаче больших моментов, при ударных и реверсивных нагрузках, когда к точности центрирования не предъявляют высоких требований, например в шлицевых соединениях карданных валов автомобилей. Центрирование по  $D$  и  $d$  более точное, поэтому эти виды соединений применяют в тех случаях, когда требуется повышенная точность совпадения геометрических осей вала и ступицы.

В зависимости от числа шлицев (зубьев) ( $z=6...20$ ) и их высоты ГОСТ 1139—80 предусматривает три серии прямобочных соединений для валов с  $d=23...112$  мм: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 5.2). Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя — для подвижных, тяжелая — для неподвижных и подвижных при передаче больших моментов.

**Соединения шлицевые эвольвентные** (см. рис. 5.9) выполняют по ГОСТ 6033—80 с центрированием ступицы по боковым сторонам шлицев и реже по наружному диаметру вала. По сравнению с прямобочными соединениями имеют более высокую точность и прочность шлицев благодаря большому числу шлицев и скруглению впадин (утолщению шлицев к основанию), снижающему концентрацию напряжений. Технология нарезания эвольвентных шлицев проще и дешевле, чем прямоточных.

Таблица 5.2

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	$b$	$S_F$ , мм <sup>3</sup> /мм (ГОСТ 21425—75)
	Размеры, мм (см. рис. 5.11)		
Легкая	8 × 36 × 40	7	182
	8 × 42 × 46	8	211
	8 × 46 × 50	9	230
	8 × 52 × 58	10	440
Средняя	8 × 36 × 42	7	343
	8 × 42 × 48	8	396
	8 × 46 × 54	9	600
Тяжелая	10 × 42 × 52	6	978
	10 × 46 × 56	7	1020

Указанные преимущества этих соединений обеспечивают им все более широкое применение. Эвольвентные шлицы, так же как и прямобочные, применяются в неподвижных и подвижных соединениях.

Соединения шлицевые треугольные (см. рис. 5.10) применяют только в качестве неподвижных при передаче небольших моментов. Имеют большое число мелких шлицев (до 70). Центрирование осуществляют только по боковым сторонам шлицев. Не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц и пустотелых валов. Наибольшее распространение получили в приборостроении.

**Расчет шлицевых прямобочных соединений.** Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей шлицев смятию и изнашиванию. Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по таблицам стандартов. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещений. Расчет шлицевых соединений производят обычно как проверочный, предполагая равномерное распределение нагрузки между шлицами и по их длине.

Расчет на смятие (рис. 5.12). Условие прочности

$$\sigma_{см} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{см}], \quad (5.4)$$

где  $M$  — передаваемый вращающий момент;  $S_F^*$  — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала (см. табл. 5.2);  $l$  — рабочая

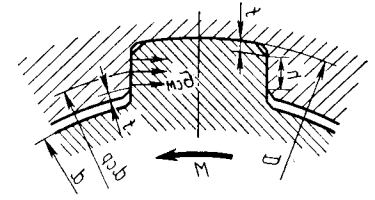


Рис. 5.12

длина шлицев (см. рис. 5.8).

Расчет на изнашивание. Условие прочности

$$\sigma_{изн} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{изн}] \quad \text{или} \quad \sigma_{см} \leq [\sigma_{изн}]. \quad (5.5)$$

Размеры шлицевых соединений в основном определяются прочностью и жесткостью валов, поэтому напряжения на рабочих поверхностях могут быть значительно ниже допускаемых. Если же расчетное значение  $\sigma_{см}$  или  $\sigma_{изн}$  превышает  $[\sigma_{см}]$  или  $[\sigma_{изн}]$  более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы  $l$  или принимают другую серию и повторяют расчет.

**Допускаемые напряжения.** Для неподвижных шлицевых соединений с незакаленными рабочими поверхностями допускаемые напряжения на смятие  $[\sigma_{см}] = 30 \dots 70$  Н/мм<sup>2</sup>, а с закаленными  $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$  Н/мм<sup>2</sup>. Для подвижных соединений с закаленными рабочими поверхностями  $[\sigma_{см}] = 5 \dots 15$  Н/мм<sup>2</sup>. Большие значения относятся к спокойной нагрузке.

Допускаемые напряжения  $[\sigma_{изн}]$  из условий ограничения изнашиваемости назначают в зависимости от вида термической обработки и твердости рабочих поверхностей соединяемых деталей: для улучшенных  $[\sigma_{изн}] = 0,032$  НВ; для закаленных  $[\sigma_{изн}] = 0,3$  HRC<sub>2</sub><sup>\*\*</sup>.

Здесь приведен упрощенный метод расчета и выбора допускаемых напряжений. При более точных расчетах следует пользоваться ГОСТ 21425—75.

**Пример 5.2.** Подобрать неподвижное шлицевое прямобочное соединение зубчатого колеса с валом (см. рис. 5.8) и проверить

\*  $S_F = z h d_{cp} / 2$ , где  $z$  — число шлицев;  $h = 0,5 (D - d) - 2f$  — рабочая высота шлицев;  $d_{cp} = 0,5 (D + d)$  — средний диаметр соединения.

\*\* По ГОСТ 8.064—79 твердость, измеренную по шкале С. Роквелла, воспроизводимую государственным специальным эталоном, обозначают HRC<sub>2</sub>, в отличие от ранее применявшегося обозначения HRC (C<sub>2</sub> — шкала твердости эталонная).

прочность шлицев по следующим данным: расчетный диаметр вала  $d=40$  мм; рабочая длина шлицев  $l=50$  мм; передаваемый момент  $M=400$  Н·м; нагрузка спокойная; рабочие поверхности шлицев термообработке не подвергаются.

Решение. 1. По табл. 5.2 принимаем размеры соединения легкой серии, которая рекомендуется для неподвижных соединений. Для диаметра вала  $d=40$  мм  $z \times d \times D=8 \times 42 \times 46$ .

2. Для выбранного соединения принимаем удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей  $S_F=211$  мм<sup>3</sup> (табл. 5.2).

3. Прочность неподвижного соединения проверяем по напряжениям смятия. Для соединений с незакаленными поверхностями при спокойной нагрузке принимаем допусковое напряжение на смятие  $[\sigma_{см}]=70$  Н/мм<sup>2</sup>.

4. Расчетное напряжение смятия шлицев по формуле (5.4)  $\sigma_{см} = M / (S_F l) = 400 \cdot 10^3 / (211 \cdot 50) = 38$  Н/мм<sup>2</sup>  $< [\sigma_{см}] = 70$  Н/мм<sup>2</sup>. Условие прочности соединения удовлетворяется.

## Глава 6

# ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ПЕРЕДАЧАХ

## § 6.1. НАЗНАЧЕНИЕ ПЕРЕДАЧ

Большинство современных машин создается по схеме двигатель — передача — исполнительный орган машины (рис. 6.1). Все двигатели для уменьшения массы, габаритов и стоимости выполняют быстроходными с узким диапазоном регулирования скоростей. Непосредственное соединение двигателя с рабочим органом машины хотя и возможно, но применяется крайне редко (например, гидравлические насосы, вентиляторы). Как правило, между двигателем и исполнительным органом машины устанавли-



Рис. 6.1

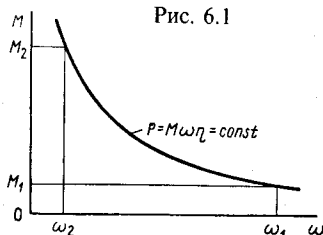


Рис. 6.2

вают промежуточный механизм — передачу.

Передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние. При этом функции передачи энергии, как правило, совмещают с решением следующих основных задач: согласование угловых скоростей исполнительных органов ма-

шин и двигателей, которое обеспечивается путем преобразования угловой скорости  $\omega$  и вращающего момента  $M$  при постоянной мощности двигателя  $P$  (рис. 6.2) (двигатели имеют большие скорости, исполнительные же органы машины для выполнения своих функций часто требуют больших моментов при относительно малых скоростях); регулирование и реверсирование (изменение направления) скорости исполнительного органа машины при постоянной угловой скорости двигателя; преобразование вращательного движения двигателя в поступательное или другое движение исполнительного органа машины; приведение в движение нескольких исполнительных органов (с различными скоростями движения) от данного двигателя.

Наиболее распространены *механические передачи вращательного движения*, которые и рассматриваются здесь\*. Это связано с таким преимуществом вращательного движения, как возможность обеспечения его непрерывности и равномерности при малых потерях на трение. Кроме того, вращательное движение позволяет получить простую и надежную конструкцию передачи малых габаритов.

**Классификация передач.** По принципу передачи движения от ведущего звена к ведомому передачи делятся на две группы: передачи трением — с непосредственным контактом жестких тел (фрикционные) и гибкой связью (ременные); передачи зацеплением — с непосредственным контактом твердых тел (зубчатые, винтовые и червячные) и гибкой связью (цепные, зубчатый ремень).

## § 6.2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ В ПЕРЕДАЧАХ

В каждой передаче различают два основных вала (рис. 6.3, а): ведущий 1 (входной) и ведомый 2 (выходной). Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев\*\*, называется одноступенча-

\* Другие виды механических передач, а также гидравлические, пневматические и электрические изучают в специальных курсах.

\*\* Звенья, передающие вращающий момент, называют ведущими, а звенья, приводимые в движение от ведущих, — ведомыми.

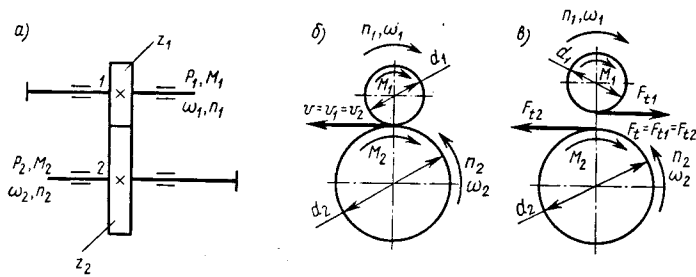


Рис. 6.3

той. Параметры одноступенчатой передачи, относящиеся к ведущему звену (вал с насаженными на него зубчатыми колесами, шкивами и т. п.), снабжают индексом «1», а к ведомому — «2».

**Основные характеристики передачи:** мощность  $P_1$  на ведущем и  $P_2$  ведомом валах, кВт; угловая скорость  $\omega_1$  ведущего и  $\omega_2$  ведомого валов, рад/с или частота вращения  $n_1$ , ведущего и  $n_2$  ведомого валов, об/мин ( $\text{мин}^{-1}$ ). Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для выполнения проекторочного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики: *коэффициент полезного действия* (КПД) передачи:

$$\eta = P_2 / P_1; \quad (6.1)$$

*окружная скорость* ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \omega d / 2 = \pi n d / 60, \quad (6.2)$$

где  $d$  — диаметр колеса, шкива и др., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т. е.  $v_1 = v_2$  (рис. 6.3, б); *окружная сила передачи*, Н (рис. 6.3, в),

$$F_t = P / v = 2M / d, \quad (6.3)$$

где  $P$  — мощность, Вт;  $v$  — окружная скорость, м/с.

На ведомом колесе направление силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, а на ведущем — противоположно ему; *вращающий момент*, Н·м

$$M = P / \omega = F_t d / 2. \quad (6.4)$$

Вращающий момент на ведущем валу  $M_1 = P_1 / \omega_1$  — это момент движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала; момент

на ведомом валу  $M_2 = P_2 / \omega_2$  — это момент сил сопротивления\*, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

При расчете передач часто пользуются зависимостью между вращающимися моментами на валах. Эту зависимость получим, разделив выражение момента  $M_2$  на  $M_1$ :

$$M_2 / M_1 = (P_2 / P_1) \omega_1 / \omega_2 = \eta u, \quad (6.5)$$

где  $u$  — передаточное число (см. ниже).

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (6.6)$$

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей или частот вращения ведущего и ведомого звеньев. В дальнейшем передаточное отношение для всех типов передач будем условно называть передаточным числом и обозначать через  $u$ . При  $v_1 = v_2$  или  $\omega_1 d_1 / 2 = \omega_2 d_2 / 2$  получим передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 \text{ или } u = n_1 / n_2. \quad (6.7)$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число

$$u = z_2 / z_1, \quad (6.8)$$

где  $z_1$  — число зубьев шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев);  $z_2$  — число зубьев колеса (зубчатое колесо с большим числом зубьев).

Передачи для повышения угловой скорости ( $u < 1$ ) называют мультипликаторами или ускорителями. Примерами подобных передач являются передачи в приводе сепараторов, центрифуг, исполнительные органы которых имеют угловую скорость выше угловой скорости двигателя ( $\omega_2 > \omega_1$ ). Передачи для понижения угловой скорости исполнительного органа ( $u > 1$ ) называют редукторами (см. гл. 12). Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как угловая скорость исполнительного

\* Силы сопротивления делятся на силы *полезных* (производственных) сопротивлений, для преодоления которых построен данный механизм, например сопротивление резанию в токарном станке и т. п., и силы *вредных* (непроизводственных) сопротивлений, например силы трения и т. п.

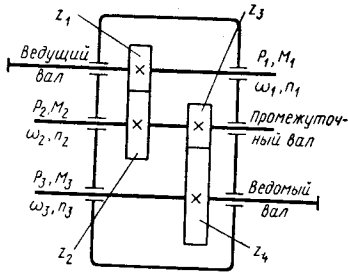


Рис. 6.4

с зубчатыми колесами и т. п.) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное распространение.

Если одной парой зубчатых колес нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую *многоступенчатую передачу*. На рис. 6.4 показана *двухступенчатая* зубчатая передача (двухступенчатый редуктор). Ее общее передаточное число  $u_{\text{общ}} = (z_2/z_1)(z_4/z_3) = u_1 u_2$  или

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (6.9)$$

где  $u_1, u_2, \dots, u_n$  — передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (6.10)$$

где  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$  — КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и др.), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

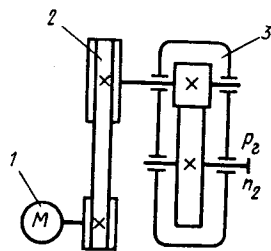


Рис. 6.5

**Пример 6.1.** Выполнить кинематический и силовой расчеты двухступенчатого привода (рис. 6.5), выключающего электродвигатель 1, ременную передачу 2 и редуктор цилиндрический одноступенчатый 3 общего назначе-

механизма, как правило, меньше угловой скорости двигателя ( $\omega_2 < \omega_1$ ).

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным — регулируемым в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей

ния, т. е. неизвестного конкретного применения. Мощность на ведомом валу редуктора  $P_2 = 6,6$  кВт, частота вращения вала  $n_2 = 120$  об/мин.

Решение. 1. Выбор электродвигателя.

1.1. Общий КПД привода по формуле (6.10):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{р.п}} \eta,$$

где  $\eta_{\text{р.п}}$  — КПД ременной передачи;  $\eta$  — КПД зубчатой передачи редуктора с учетом потерь в подшипниках. Принимаем:  $\eta_{\text{р.п}} = 0,95$ ;  $\eta = 0,97$  [9];

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,97 = 0,92.$$

1.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_3 = P_2 / \eta_{\text{общ}} = 6,6 / 0,92 = 7,17 \text{ кВт.}$$

1.3. Ориентировочная частота вращения требуемого электродвигателя  $n_3$ . Принимаем:  $u = 4$  — передаточное число зубчатой передачи редуктора;  $u_{\text{р.п}} = 3$  — передаточное число ременной передачи (рекомендации по выбору КПД и передаточных чисел даны в соответствующих главах учебника). Общее передаточное число привода по формуле (6.9).

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{р.п}} u = 3 \cdot 4 = 12;$$

$$n_3 = n_2 u_{\text{общ}} = 120 \cdot 12 = 1440 \text{ об/мин.}$$

1.4. По полученным значениям  $P_3$  и  $n_3$  выбираем электродвигатель (см. табл. 18.36 [9]). Принимаем электродвигатель с синхронной частотой вращения  $n_c = 1500$  об/мин; тип двигателя 4А132.54, мощность  $P = 7,5$  кВт, асинхронная частота вращения  $n = 1455$  об/мин.

2. Кинематический расчет.

2.1. Уточняем общее передаточное число привода

$$u'_{\text{общ}} = n / n_2 = 1455 / 120 = 12,13.$$

2.2. Производим разбивку  $u'_{\text{общ}}$  по ступеням привода. Окончательно принимаем стандартное значение передаточного числа зубчатой передачи редуктора  $u = 4$ , тогда передаточное число ременной передачи

$$u_{\text{р.п}} = u'_{\text{общ}} / u = 12,13 / 4 = 3,03.$$

2.3. Частота вращения и угловые скорости валов: вал электродвигателя

$$n = 1455 \text{ об/мин; } \omega = \pi n / 30 = \pi \cdot 1455 / 30 = 152,3 \text{ рад/с;}$$

ведущий вал редуктора

$$n_1 = n / u_{\text{р.п}} = 1455 / 3,03 = 480 \text{ об/мин; } \omega_1 = \omega / u_{\text{р.п}} = 152,3 / 3,03 = 50,3 \text{ рад/с;}$$

ведомый вал редуктора

$$n_2 = n_1 / 4 = 480 / 4 = 120 \text{ об/мин; } \omega_2 = \omega_1 / 4 = 50,3 / 4 = 12,6 \text{ рад/с.}$$

3. Силовой расчет.

3.1. Вращающие моменты на валах привода: вал электродвигателя по формуле (6.4):

$$M = P_3 / \omega = 7,17 \cdot 10^3 / 152,3 = 47,1 \text{ Н} \cdot \text{м;}$$

ведущий вал редуктора по формуле (6.5):

$$M_1 = M_{\text{в.п.}} \eta_{\text{р.п.}} = 47,1 \cdot 3,03 \cdot 0,95 = 135,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

ведомый вал редуктора:

$$M_2 = M_1 \eta = 135,6 \cdot 4 \cdot 0,97 = 526 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## Глава 7

### ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### § 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Фрикционная передача относится к передачам трением с непосредственным контактом фрикционных элементов. Передача состоит из двух катков, закрепленных на валах (рис. 7.1). Подшипники ведомого вала выполнены подвижными, благодаря чему вал может перемещаться в направлении линии центров передачи. Пружина сжатия, действующая на подвижный подшипник, прижимает катки один к другому силой  $F_r$ , нагрузка передается силой трения  $R_f$ , возникающей в месте контакта вращающихся катков. Условие работоспособности передачи

$$R_f \geq F_t, \quad (7.1)$$

где  $F_t = 2M_2/d_2$  — передаваемая окружная сила;  $R_f = fF_r$  — сила трения.

Следовательно,  $fF_r \geq F_t$ , откуда сила прижатия катков

$$F_r = KF_t/f, \quad (7.2)$$

где  $K$  — коэффициент запаса сцепления;  $K = 1,25 \dots 1,5$  для силовых передач и  $K \approx 3$  для передач приборов;  $f$  — коэффициент трения скольжения между катками;

$f = 0,15 \dots 0,20$  для стали по стали или чугуну всухую и  $f = 0,04 \dots 0,05$  для стали по стали в масле. Значение силы  $F_r$  во много раз больше силы  $F_t$  (например, при  $K = 1,25$  и  $f = 0,05 \times F_t = 25F_t$ ), что является большим недостатком фрикционных передач.

На практике применяют два способа при-

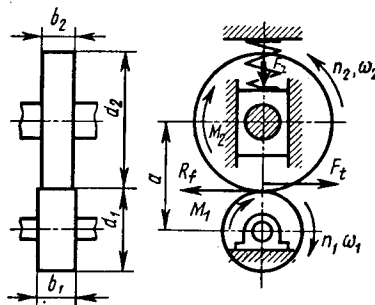


Рис. 7.1

жатия катков: постоянной силой (например, пружины, собственный вес элементов передачи и т. п.) и переменной силой, которая автоматически изменяется пропорционально изменению передаваемой силы.

Достоинства: плавность и бесшумность работы; простота конструкций и эксплуатации; возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа; предохраняют механизмы от поломок при перегрузках вследствие скольжения ведущего катка по ведомому. Недостатки: большие нагрузки на валы и подшипники из-за большой силы прижатия катков, что усложняет конструкцию передачи и увеличивают ее размеры; непостоянство передаточного числа из-за неизбежного упругого скольжения катков; повышенный износ катков и др.

Все фрикционные передачи делятся на две группы: передачи нерегулируемые, т. е. с постоянным передаточным числом\*; передачи регулируемые или фрикционные вариаторы с плавным бесступенчатым регулированием передаточного числа.

Фрикционные передачи с постоянным передаточным числом в качестве силовых передач в машиностроении применяют крайне редко (в фрикционных прессах, молотах и т. п.) из-за неконкурентоспособности с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, КПД и др. Передаваемая мощность до 20 кВт, допустимая скорость катков до 25 м/с. Этим передачами нашли ограниченное использование в виде кинематических передач в приборах (магнитофоны, кинокамеры и т. п.), где требуется плавность и бесшумность работы.

Фрикционные вариаторы широко применяют как в силовых, так и в кинематических передачах, когда требуется бесступенчатое регулирование передаточного числа (подробно см. § 7.3).

#### § 7.2. НЕРЕГУЛИРУЕМЫЕ ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Цилиндрическая фрикционная передача** (рис. 7.1) применяется для передачи движения между валами с параллельными осями. Передаточное число

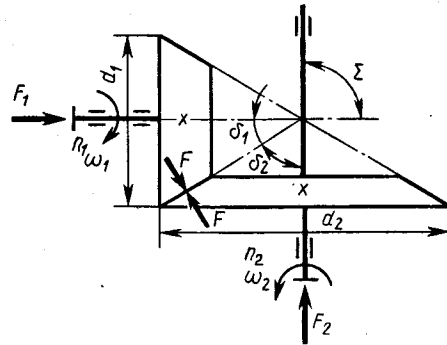


Рис. 7.2

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx d_2 / d_1, \quad (7.3)$$

где  $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,03$  — коэффициент скольжения. В силовых передачах рекомендуется  $u \leq 6$ .

**Коническая фрикционная передача** (рис. 7.2) применяется для передачи движения между валами с пересекающимися осями. Угол  $\Sigma$  между осями валов может быть различным, чаще всего  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  — углы при вершинах конусов ведущего и ведомого катков. Для правильной работы передачи оба конуса должны иметь общую вершину.

**Материалы фрикционных катков** должны иметь: высокий коэффициент трения  $f$ , что уменьшает требуемую силу прижатия  $F_r$ ; высокий модуль упругости  $E$ , что уменьшает потери на трение; высокую износостойкость; контактную прочность и теплопроводность. Наиболее распространенное сочетание материалов катков: закаленная сталь по закаленной стали; чугун по чугуну; текстолит, фибра или гетинакс по стали (в малонагруженных передачах). Иногда для повышения коэффициента трения один из катков облицовывают прессованным асбестом, прорезиненной тканью и т. п. Как правило, рекомендуется ведомый каток делать из более твердого материала, чтобы избежать образования на нем лысок, появляющихся при буксовании передачи. Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (7.1). При буксовании ведомый каток оставался бы неподвижным, а ведущий скользил бы по нему, вызывая местный износ (лыски). Передачи с неметаллическими рабочими поверхностями могут работать только

всухую, а с металлическими — в масле или всухую. При работе в масле увеличивается долговечность передачи, так как уменьшается износ и улучшается охлаждение катков.

Основным критерием работоспособности и расчета фрикционных передач с металлическими катками является их контактная прочность, которая зависит от значения контактных напряжений  $\sigma_H$ . Наибольшее значение  $\sigma_H$  определяют по формуле (1.11). Условие прочности

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (7.4)$$

где  $[\sigma_H]$  — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке  $[\sigma_H] = 1000 \dots 1200 \text{ Н/мм}^2$ , для чугунов  $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{вн}$ , где  $\sigma_{вн}$  — предел прочности чугуна при изгибе.

### § 7.3. ВАРИАТОРЫ

В большинстве современных рабочих машин необходимо регулировать скорость исполнительных органов в зависимости от изменяющихся свойств обрабатываемого объекта, условий технологического процесса, загрузки машины и т. п. Для этого машины снабжают ступенчатыми коробками скоростей или механически регулируемые передачи — вариаторами, которые обеспечивают плавное (бесступенчатое) изменение частоты вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала. Вариаторы позволяют установить оптимальный скоростной режим и регулировать скорость на ходу. Применение их способствует повышению производительности машины, качеству продукции, уменьшению шума и вибраций. Основной кинематической характеристикой любого вариатора является *диапазон регулирования*

$$D = n_{2\max} / n_{2\min} = u_{\max} / u_{\min}, \quad (7.5)$$

где  $n_{2\max}$  и  $n_{2\min}$  — максимальная и минимальная частоты вращения ведомого вала;  $u_{\max}$  и  $u_{\min}$  — максимальное и минимальное значения передаточного числа передачи.

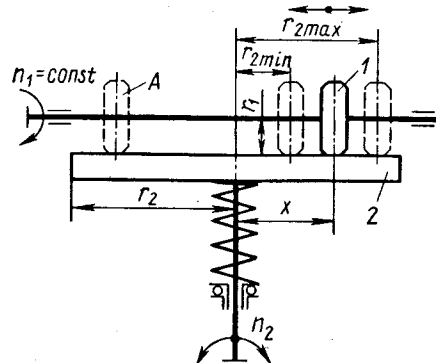


Рис. 7.3

Имеется большое количество различных типов вариаторов. Рассмотрим только схемы фрикционных вариантов с непосредственным контактом — лобовые, торовые, дисковые и фрикционные вариаторы с гибкой связью — клиноременные.

**Лобовой вариатор** (рис. 7.3) состоит из катков 1 и 2, установленных на взаимно перпендикулярных валах и прижатых один к другому пружиной сжатия. Вращение от ведущего вала к ведомому передается силой трения. Каток 1 соединен с ведущим валом длинной направляющей шпонкой. При перемещении его вдоль шпонки изменяется расстояние  $x$  от оси вращения ведомого вала, вследствие чего изменяется передаточное число  $u$ , а следовательно, и частота вращения  $n_2$ . Действительно, из условия равенства окружных скоростей катков (скольжением пренебрегаем) имеем  $n_1 r_1 = n_2 x$ , откуда  $u = n_1 / n_2 = x / r_1$ .

Предельные значения передаточного числа:

$$u_{\max} = n_1 / n_{2\min} \approx r_{2\max} / r_1; \quad u_{\min} = n_1 / n_{2\max} \approx r_{2\min} / r_1. \quad (7.6)$$

Диапазон регулирования

$$D = n_{2\max} / n_{2\min} = u_{\max} / u_{\min} \approx r_{2\max} / r_{2\min} \leq 3. \quad (7.7)$$

Если каток 1 передвинуть в положение А, то произойдет изменение направления вращения ведомого вала (реверсирование). Лобовые вариаторы применяют в винтовых прессах и различных приборах.

**Торовый вариатор** (рис. 7.4). Торовые чашки (сферические катки) 1 и 2 закреплены на концах валов.

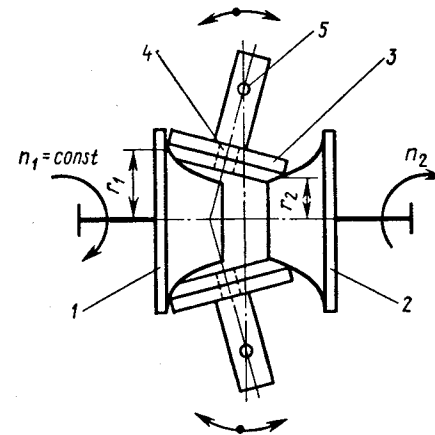


Рис. 7.4

Вращение от ведущего вала к ведомому передается двумя роликами 3, свободно установленными на осях 4. Изменение частоты вращения  $n_2$  ведомого вала достигается поворотом роликов вокруг шарниров 5. Ведущий вал вращается с постоянной частотой вращения  $n_1$ , а частота вращения  $n_2$  может быть равна, больше или меньше  $n_1$ . Если оси роликов перпендикулярны осям валов, то  $n_2 = n_1$ . При отклонении осей роликов влево, как показано на рис. 7.4,  $n_2 > n_1$ , а при отклонении вправо  $n_2 < n_1$ . Изменение частоты вращения происходит потому, что при повороте роликов изменяются радиусы контакта  $r_1$  и  $r_2$ , а следовательно, изменяется и передаточное число

$$u = n_1 / n_2 \approx r_2 / r_1. \quad (7.8)$$

Торовые вариаторы нормализованы для мощностей 1,5...2 кВт; диапазон регулирования 3...6,25.

Из всех вариаторов торовые наиболее компактные, имеют минимальное скольжение, но требуют высокой точности изготовления и монтажа.

**Дисковый вариатор** (рис. 7.5) состоит из набора ведущих (9...21 и более) и ведомых стальных дисков, закаленных до твердости 51...61 HRC<sub>3</sub>. Вариатор работает в масле. Смазка уменьшает износ. Снижение коэффициента трения при смазке компенсируется увеличением числа дисков. Для



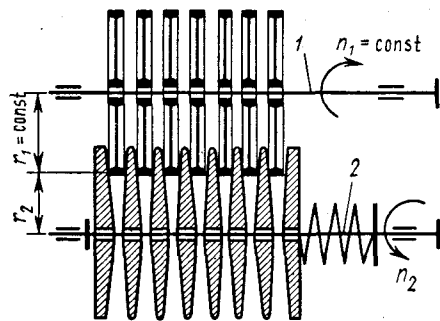


Рис. 7.5

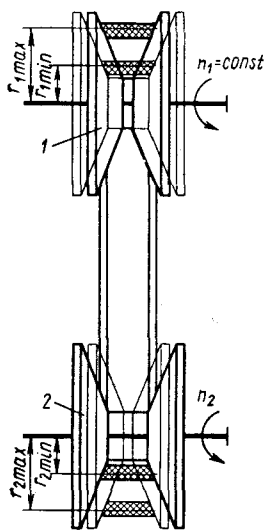


Рис. 7.6

уменьшения скольжения ведомым диском придают коническую форму (конусность  $1^{\circ}30' \dots 3^{\circ}$ ). Изменение частоты вращения ведомого вала  $n_2$  достигается перемещением ведущего вала 1 относительно ведомого 2 в радиальном направлении, при этом изменяется рабочий радиус  $r_2$ . Передаточное число

$$u = n_1/n_2 \approx r_2/r_1. \quad (7.9)$$

Тонкие стальные диски позволяют получить компактную конструкцию при значительной мощности (до 40 кВт). Диапазон регулирования  $D \leq 5$ .

Основной идеей конструкции дискового вариатора является увеличение числа точек контакта между фрикционными элементами. Это позволяет значительно снизить контактные давления, а вместе с этим и изнашивание дисков. Значительно снижается также и сила прижатия пружины.

**Клиноременный вариатор** (рис. 7.6). На параллельных валах попарно установлены раздвижные конические диски, из которых составлены два регулируемых шкива 1 и 2. Для связи шкивов применяют стандартные клиновые нормальные ремни и специальные клиновые широкие ремни. Изменение частоты вращения ведомого вала  $n_2$  достигается изменением соотношения рабочих радиусов шкивов  $r_1$

и  $r_2$  путем одновременного осевого сдвигания дисков одного шкива и раздвигания дисков другого шкива на одну и ту же величину.

При принудительном сдвигании конических дисков ведомого вала ремень перемещается к наружному диаметру шкива 2 — рабочий радиус  $r_2$  увеличивается. При этом происходит раздвигание дисков шкива 1, что позволяет ремню переместиться к оси шкива — рабочий радиус  $r_1$  уменьшается. В этом случае частота вращения  $n_2$  увеличивается. Для ее уменьшения надо раздвигать диски шкива 2 и сдвигать диски шкива 1. При регулировании  $n_2$  длина ремня не изменяется.

Предельные значения передаточного числа:

$$\begin{aligned} u_{\max} &= n_1/n_{2\min} \approx r_{2\max}/r_{1\min}; \\ u_{\min} &= n_1/n_{2\max} \approx r_{2\min}/r_{1\max}. \end{aligned} \quad (7.10)$$

Диапазон регулирования  $D$  зависит от ширины ремня. Клиновые ремни нормальных сечений позволяют получить  $D = 1,3 \dots 1,8$ . Наиболее перспективными являются широкие клиновые ремни. Вариаторы с широким клиновым ремнем с двумя регулируемыми шкивами стандартизованы (ГОСТ 22931—78) для мощностей 0,37...15 кВт при  $D = 4 \dots 5$ .

Клиноременные вариаторы наиболее просты и достаточно надежны, благодаря чему они получили наибольшее распространение среди вариаторов в общем машиностроении. Их успешно применяют в металлорежущих станках, текстильных машинах, мотороллерах и специальных колесных машинах повышенной проходимости в качестве бесступенчатых коробов передач.

## Глава 8

### РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Передача (рис. 8.1) состоит из двух шкивов: ведущего 1 и ведомого 2, закрепленных на валах, и ремня, надетого на шкивы с предварительным натяжением. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и рем-

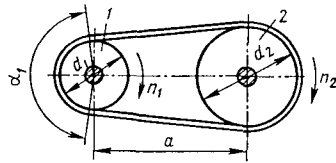


Рис. 8.1

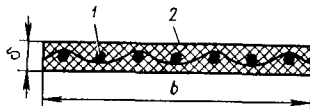


Рис. 8.2

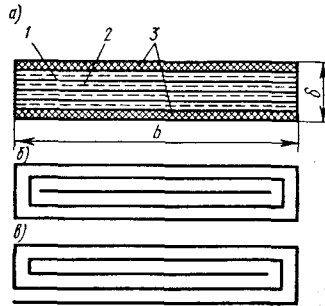


Рис. 8.3

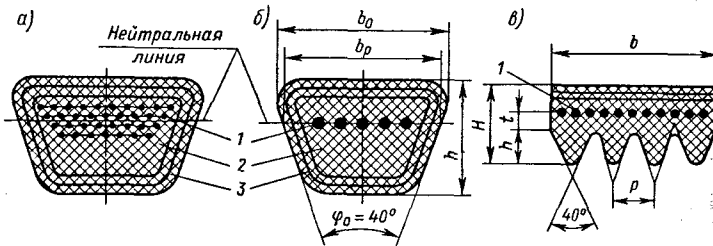


Рис. 8.4

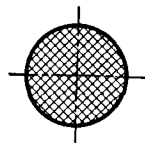


Рис. 8.5

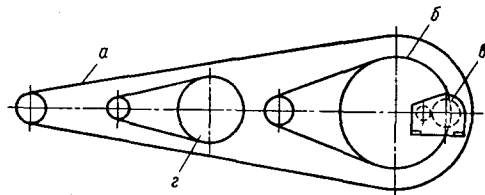


Рис. 8.6

нем. В качестве гибкой связи в передачах применяют плоские (рис. 8.2 и 8.3), клиновые (рис. 8.4, а, б), поликлиновые (рис. 8.4, в) и круглые (рис. 8.5) ремни\*.

В соответствии с применяемым ремнем передачи подразделяют на плоскоремненные, клиноремненные, поликлиноремненные и круглоремненные. В зависимости от скорости ремня передачи могут быть тихоходные ( $v$  до 10 м/с), среднескоростные ( $v$  до 30 м/с), быстроходные ( $v$  до 100 м/с).

Достоинства: плавность и бесшумность работы; простота конструкции и эксплуатации; возмож-

\* Зубчатые ремни см. § 8.8.

ность передачи мощности на большие расстояния (до 15 м); смягчение вибрации, толчков и ударов вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки вследствие возможного проскальзывания ремня; возможность бесступенчатого регулирования скорости. Недостатки: большие габариты (на рис. 8.6 для сравнения приведены некоторые одноступенчатые передачи с одинаковыми параметрами, выполненные в одном масштабе: а — плоскоремненная передача; б — клиноремненная; в — зубчатая; г — цепная); некоторое непостоянство передаточного числа из-за неизбежного упругого скольжения ремня; повышенные нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня (нагрузка увеличивается в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (2000...3000 ч).

Применяют во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Передаваемая мощность  $P$  обычно до 50 кВт при скорости ремня  $v = 5...100$  м/с для плоскоремненных и  $v = 5...40$  м/с для клино- и поликлиноремненных передач. Ограничение мощности и минимальной скорости вызвано большими габаритами передачи. Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнем и шкивами и отсюда резким понижением долговечности и КПД передач.

Ременные передачи применяют в основном для быстроходной ступени привода как менее нагруженной (см. рис. 6.5), так как в этом случае их важнейший недостаток — большие габариты — оказывает наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом.

Плоскоремненные передачи рекомендуются при больших межосевых расстояниях и высоких скоростях. Различают несколько видов таких передач. Самая распространенная — открытая (см. рис. 8.1), осуществляющая передачу между параллельными валами, вращающимися в одинаковом направлении. Это самая простая, надежная и удобная передача. При вращении валов в противоположных направляющих применяют перекрестную плоскоремленную передачу (рис. 8.7,

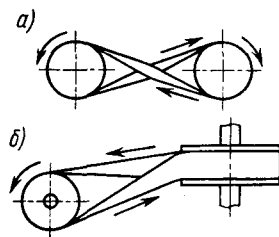


Рис. 8.7

а). На рис. 8.7, б показана схема угловой (полуперекрестной) передачи, в которой шкивы расположены на скрещивающихся (обычно под прямым углом) валах. Так как в перекрестных, угловых и прочих видах плоскоремennых передач ремни быстро изнашиваются по кромке, то их применяют редко.

Клиноременные передачи рекомендуются при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном расположении осей валов. В современных приводах эти передачи имеют преимущественное распространение. Круглоремennые передачи применяют только при малых мощностях (швейные машины, настольные станки, приборы). В этих передачах ставят один прорезиненный, капроновый или кожаный ремень диаметром от 2 до 20 мм.

## §8.2. ПРИВОДНЫЕ РЕМНИ, ШКИВЫ И НАТЯЖНЫЕ УСТРОЙСТВА

Приводные ремни должны обладать достаточными прочностью, долговечностью, гибкостью, износостойкостью, невысокой стоимостью и определенной тяговой способностью, т. е. надежностью сцепления ремня со шкивами, что обуславливается высоким коэффициентом трения между ними. Основные типы приводных ремней — плоские, клиновые и поликлиновые.

**Плоские ремни.** В машиностроении применяют различные типы плоских ремней. Наиболее распространены резинотканевые ремни (ГОСТ 23831—79) и ремни из синтетических материалов (ГУ 17—1245—74).

**Резинотканевые ремни.** Их изготавливают трех типов: А, Б и В. Ремни типа А (рис. 8.2, а) применяют наиболее часто, скорость ремня до 30 м/с. Состоят из нескольких слоев (прокладок) 1 прочной технической ткани бельтинга\* с резиновыми прослой-

\* Бельтинг — от англ. belting — ремень.

ками 2 между всеми прокладками и обкладками 3 (ремни могут быть и без обкладок), завулканизированными в одно целое. Резиновые прослойки повышают гибкость ремней. Ткань обеспечивает достаточную прочность и долговечность. Она передает основную часть нагрузки. Резиновые обкладки защищают ткань от повреждения и повышают коэффициент трения между ремнем и шкивами. Ремни изготавливают нарезной конструкции и конечной длины (из рулона отрезают ремни требуемой ширины и длины). Концы ремней соединяют путем склеивания, сшивания, скрепления. Место сшивания тяжелее и обладает меньшей гибкостью, чем сам ремень. Это вызывает удары при прохождении по шкивам, вибрацию и резко сокращает срок службы.

В послойно завернутых ремнях типа Б (рис. 8.2, б) центральная прокладка из бельтинга охватывается отдельными кольцевыми прокладками с взаимно смещенными стыками. Эти ремни изготавливают как с резиновыми прослойками, так и без них. Применяют для тяжелых условий работы при скоростях до 20 м/с. Спирально завернутые ремни типа В (рис. 8.2, в) изготавливают из одного куска бельтинговой ткани без прослоек между прокладками. Применяют при малых нагрузках и скоростях до 15 м/с.

Резинотканевые ремни обладают высокой прочностью и гибкостью, мало чувствительны к влаге и колебаниям нагрузки. Не рекомендуется применять в среде с повышенным содержанием нефтепродуктов, щелочей и кислот, которые разъедают резину. Размеры ремней на основе бельтинга (тип А) даны в табл. 8.1.

Ремни из синтетических материалов — пленочные ремни (см. рис. 8.3) применяют при скорости ремня  $v$  до 100 м/с и передаваемой

Таблица 8.1

Ширина ремня $b$ , мм	Число прокладок $z$	Толщина ремня с прослойками $\delta$ , мм
20...71	3; 4; 5;	4,5; 6; 7,5
80...112	3; 4; 5; 6	4,5; 6,0; 7,5; 9,0
125...250	4; 5; 6	6,0; 7,5; 9,0

Примечания. 1. Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм. 2. Стандартные значения ширины ремня  $b$  (мм): 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, ..., 500.

мощности  $P$  до 15 кВт. Их изготавливают бесконечными (бесшовными), толщиной  $\delta=0,5$  и  $0,7$  мм, шириной  $b=10\dots250$  мм и длиной  $l=250\dots3350$  мм. Ремни — тканые из мешковых капроновых или лавсановых тканей просвечивающего переплетения со специальным пленочным фрикционным покрытием 2, обеспечивающим высокий коэффициент трения ( $f \approx 0,5$ ) со шкивами. В готовом ремне уточные нити 1 являются тяговым элементом ремня.

Пленочные ремни весьма перспективны. Они обладают высокой прочностью и долговечностью. Надежно работают при малых диаметрах шкивов. Применяют их во всех отраслях машиностроения и особенно широко в станкостроительной и подшипниковой промышленности, где повышены требования к точности обработки изделия. Последнее достигается снижением колебаний привода вследствие малой массы ремня.

Ремни из других материалов — кожаные, хлопчатобумажные и шерстяные — применяются ограниченно.

**Клиновые ремни** (см. рис. 8.4, а, б) — это бесконечные ремни трапециевидального сечения с рабочими боковыми гранями и углом клипа прямолинейного участка ремня  $\varphi_0 = 40^\circ$ . Благодаря клиновому действию ремни обладают повышенной силой сцепления со шкивами и, следовательно, повышенной тяговой способностью, которая при равном натяжении примерно в 3 раза выше, чем у плоских ремней. Это позволяет при одинаковой передаваемой мощности получить передачу с меньшим натяжением ремня и меньшими габаритами. В зависимости от значения отношения расчетной ширины  $b_p$  по нейтральной линии к высоте сечения ремня  $h$  клиновые ремни изготавливают двух типов: нормальных сечений,  $b_p/h \approx 1,6$  и узких  $b_p/h \approx 1,2$ .

Клиновые ремни нормальных сечений (ГОСТ 1284.1—80) применяют при скорости ремня  $v \leq 30$  м/с. Состоит клиновый ремень из корда 1, завулканизированного в резину 2, и обертки 3 из двух-трех слоев прорезиненной ткани. Корд — тяговый элемент ремня. Он расположен в зоне нейтральной линии ремня. В зависимости от устройства корда существуют два типа ремней: *кордотканевые* (рис. 8.4, а) и *кордошнуровые* (рис. 8.4, б). В первых

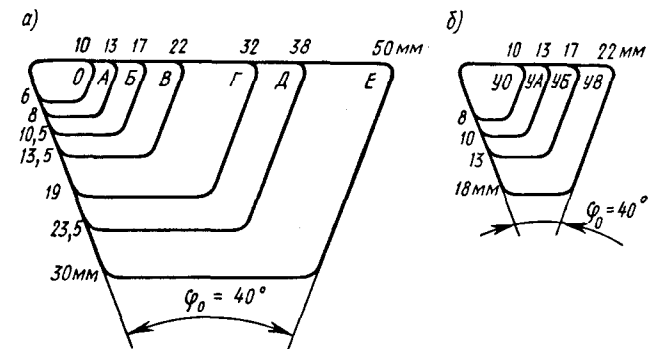


Рис. 8.8

корд состоит из нескольких рядов вискозной, капроновой или лавсановой ткани. В кордошнуровых ремнях корд состоит из одного ряда крученых анидных шнуров толщиной  $1,6\dots1,7$  мм. Такие ремни имеют большую гибкость и используются при меньших диаметрах шкивов и больших скоростях по сравнению с кордотканевыми ремнями, однако последние более долговечны. Клиновые ремни нормальных сечений — это ремни общего назначения, их выпускают семи сечений: О, А, Б, В, Г, Д и Е, отличающихся размерами (рис. 8.8, а и табл. 8.2). Сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$  и частоты вращения  $n_1$  малого шкива (рис. 8.9). Сечение ремней О применяют для передаваемых мощностей до 2 кВт, а сечение Е — свыше 200 кВт. Недостатком ремней является их большая высота, что приводит к значительной деформации сечения при изгибе и к неравномерному

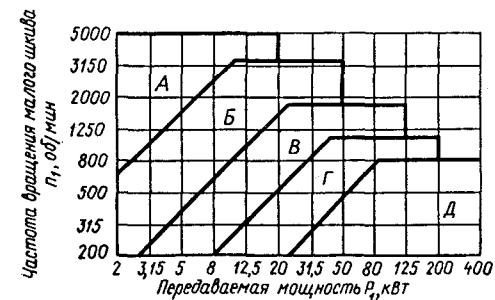


Рис. 8.9

Таблица 8.2

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм (см. рис. 8.4, б)			Минимальный диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Площадь сечения $A_1$ , мм <sup>2</sup>	Расчетная длина $L_p$ , мм
	$b_p$	$b_0$	$h$			
О	8,5	10	6	63	47	400 ... 2500
А	11	13	8	90	81	560 ... 4000
Б	14	17	10,5	125	138	800 ... 5300
В	19	22	13,5	200	230	1800 ... 10600
УО	8,5	10	8	63	56	630 ... 3550
УА	11	13	10	90	93	800 ... 4500
УБ	14	17	13	140	159	1250 ... 8000
УВ	19	22	18	224	278	2000 ... 8000

Примечание. Расчетная длина ремня (длина на уровне нейтральной линии)  $L_p$ , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, ..., 18000.

распределению нормальных давлений в зоне контакта ремня со шкивами. Это снижает их КПД и долговечность.

Клиновые узкие ремни (РТМ 38-40545—79) являются развитием ремней нормальных сечений. Применяют при  $v \leq 50$  м/с. Их выпускают четырех сечений: УО, УА, УБ, УВ (см. рис. 8.8, б и табл. 8.2), которые полностью заменяют семь сечений нормальных ремней. Сечение ремня выбирают по рис. 8.10 в зависимости от передаваемой мощности  $P_1$ , частоты вращения малого шкива  $n_1$  и его диаметра  $d_1$ . Меньшее отношение  $b_p/h$  способствует более равномерному распределению нагрузки по нитям высокопрочного корда. Поэтому тяговая способность и долговечность их выше, чем ремней нормальных сечений, а при равной площади сечения они передают примерно в 2 раза большую мощность. Это дает возможность уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкивов. В перспективе клиновые узкие ремни заменят ремни нормальных сечений.

В клиноремной передаче может быть один ремень или комплект ремней. Комплектом считают два (или более) ремня, предназначенных для одновременной работы в многоручевой передаче. С увеличением числа ремней трудно получить их равномерную загрузку. Неизбежные погрешности рас-

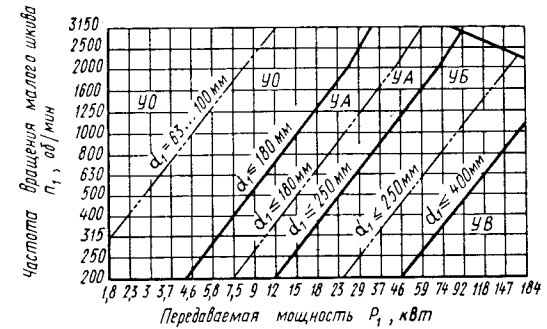


Рис. 8.10

меров ремней и канавок шкивов приводят к тому, что ремни натягиваются различно, появляются дополнительные скольжения, изнашивание и потери мощности. Поэтому рекомендуют число ремней  $z \leq 6$  (допускают  $z=8$ ). При выходе из строя одного ремня снимают весь комплект. Использование новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, недопустимо.

Поликлиновые ремни (РТМ 38-40528—74) — бесконечные плоские ремни с продольными выступами-ребрами на внутренней поверхности (см. рис. 8.4, в), которые входят в кольцевые клиновые канавки на шкивах. В тонкой плоской части их помещается высокопрочный шнуровой корд  $l$  из вискозы, стекловолокна или лавсана и несколько слоев диагонально расположенной ткани, придающей ремню большую поперечную гибкость. Применяют при  $v \leq 50$  м/с. Их выпускают трех сечений: К, Л, М (табл. 8.3). Сечение ремня выбирают по рис. 8.11 в зависимости от передаваемой мощности  $P_1^*$ , частоты вращения  $n_1$  и диаметра  $d_1$  малого шкива.

Поликлиновые ремни сочетают достоинства плоских ремней (гибкость) и клиновых (повышенная тяговая способность). Эти ремни тоньше клиновых, а ширина их примерно в 1,5 раза меньше, чем

\* Если заданным  $P_1$  и  $n_1$  соответствуют ремни двух сечений, например К и Л, то рекомендуется принимать ремень сечения К, как имеющий меньшие размеры. Если в этом случае по расчету получилось число ребер  $z > 36$ , то надо принимать ремень сечения Л.

Таблица 8.3

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм (см. рис. 8.4, е)				Минимальный диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Расчетная длина $L_p$ , мм	Число ребер $z$	
	$p$	$H$	$h$	$t$			рекомендуемое	допускаемое
К	2,4	4,0	2,35	1,0	40	400...2000	2...36	36
Л	4,8	9,5	4,85	2,4	80	1250...4000	4...20	50
М	9,5	16,7	10,35	3,5	180	2000...4000	2...20	50

комплекта клиновых ремней равной тяговой способности.

**Шкивы.** Материалы и способ изготовления шкивов зависят от окружной скорости ремня  $v$ . При  $v \leq 30$  м/с применяют литые шкивы из чугуна СЧ10 и СЧ15; при  $v$  до 60 м/с применяют стальные литые или сварные шкивы. В быстроходных передачах рекомендуется применять шкивы из алюминиевых сплавов. Шкивы (обычно небольшого диаметра) из пластмасс — текстолит или волокнит применяют для уменьшения массы и повышения коэффициента трения между ремнем и шкивами. Они экономичны и не требуют механической обработки.

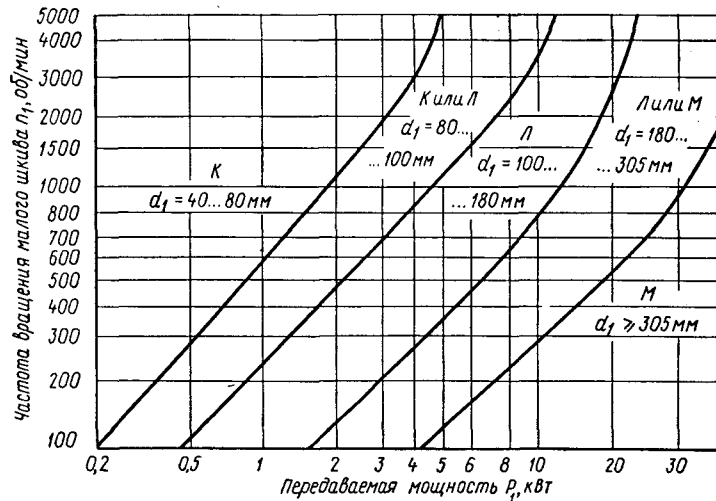


Рис. 8.11

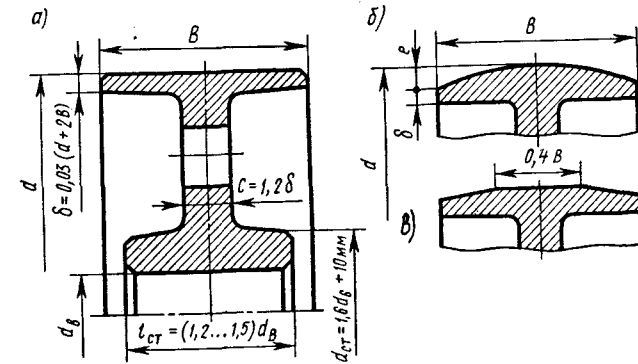


Рис. 8.12

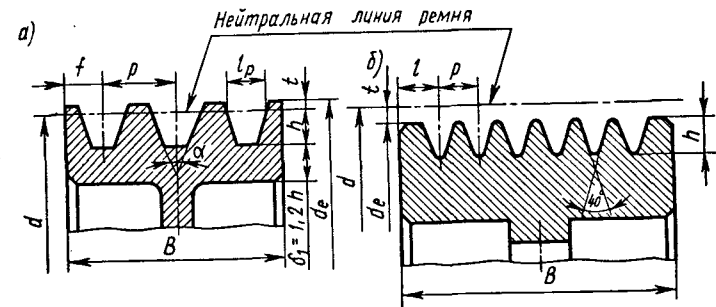


Рис. 8.13

Форма обода зависит от профиля ремня. Шкивы плоскоремennых передач (ГОСТ 17383—80, рис 8.12) могут иметь рабочую (внешнюю) поверхность гладкую цилиндрическую (а), выпуклую\* (б) и цилиндрическую с краями в форме конусов (в). Последние уменьшают сползание ремня со шкива в процессе работы, особенно при наличии непараллельности осей валов. Ширина шкива  $B$  плоскоремennой передачи зависит от ширины ремня  $b$ :

$$B = (1,10 \dots 1,15) b. \quad (8.1)$$

\* Обычно поверхность ведомого шкива делают выпуклой, а ведущего — цилиндрической. При  $v > 25$  м/с оба шкива делают выпуклыми. Значение выпуклости  $e$  зависит от диаметра шкива, например при  $d = 40 \dots 112$  мм  $e = 0,3$  мм, а при  $d = 250 \dots 280$  мм  $e = 0,8$  мм.

Таблица 8.4

Сечение ремня	$t$	$l_p$	$p$	$f$	$h$
	мм (см. рис. 8.13)				
О	2,5	8,5	12	8	7
А	3,3	11	15	10	8,7
Б	4,2	14	19	12,5	10,8
В	5,7	19	25,5	17	14,3
УО	2,5	8,5	12	8	10
УА	3,0	11	15	10	13
УБ	4,0	14	19	12,5	17
К	1,0	—	2,4	3,5	2,35
Л	2,4	—	4,8	5,5	4,85

У шкивов клиноременных (ГОСТ 20889—80—ГОСТ 20898—80, рис. 8.13, а) и поликлиноременных (рис. 8.13, б) передач рабочей поверхностью являются боковые стороны клиновых канавок, число и размеры которых зависят от выбранного расчетом сечения ремней. При огибании шкива угол клина клиновых ремней по сравнению с исходным ( $\varphi_0 = 40^\circ$ ) уменьшается вследствие деформации ремня; изменение угла тем больше, чем меньше диаметр шкива. Для обеспечения правильного контакта ремня со шкивом угол канавки  $\alpha$  выбирают в зависимости от диаметра шкива. По стандарту канавки выполняют с углом  $\alpha = 34 \dots 40^\circ$ . Размеры шкивов клиновых и поликлиновых передач приведены в табл. 8.4. Ширина шкива В:

$$B = (z - 1)p + 2f, \quad (8.2)$$

где  $z$  — число клиновых ремней (число ребер поликлинового ремня).

Расчетные диаметры  $d$  шкивов передач плоским, клиновым и поликлиновым ремнями выбирают из следующего ряда стандартных чисел: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.

**Натяжные устройства.** В ременных передачах натяжные устройства предусмотрены для регулирования межосевого расстояния, что позволяет свободно надевать новые ремни на шкивы, создавать предва-

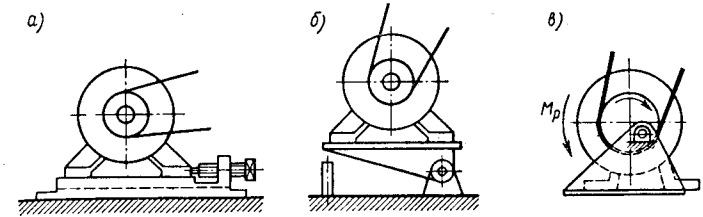


Рис. 8.14

рительное натяжение и периодически восстанавливать его или непрерывно поддерживать по мере вытягивания ремней в процессе эксплуатации. Натяжные устройства должны обеспечивать изменение межосевого расстояния в сторону увеличения на  $0,06a$  и в сторону уменьшения на  $0,03a$  (где  $a$  — номинальное значение межосевого расстояния).

Наиболее простым и распространенным способом натяжения ремней (изменения  $a$ ) является перемещение одного из шкивов. Обычно этот способ используют для передачи движения от электродвигателя, который устанавливают в салазках плиты — устройство периодического действия (рис. 8.14, а) или качающейся плиты — устройство постоянного действия (рис. 8.14, б), где натяжение создается силой тяжести качающейся части. На практике большинство передач работает с переменным режимом нагрузки, поэтому ремни с постоянным предварительным натяжением в период недогрузок оказываются излишне натянутыми, что ведет к резкому снижению долговечности. В этом случае целесообразно применять автоматическое натяжение ремня, при котором оно меняется в зависимости от нагрузки в результате действия реактивного момента, возникающего на статоре двигателя (рис. 8.14, в).

### § 8.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ

**Диаметры шкивов** (рис. 8.15) следует брать возможно большими (если позволяют габариты), это повышает долговечность, КПД и тяговую способность передачи. При проектировочном расчете передач резинотканевыми ремнями расчетный диаметр  $d_1$ , мм, меньшего шкива рекомендуется приближенно определять по формуле М. А. Саверина:

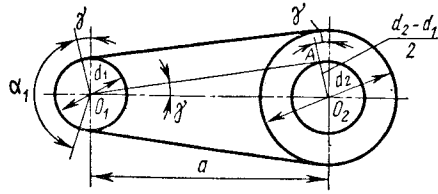


Рис. 8.15

$$d_1 \approx (52 \dots 64) \sqrt[3]{M_1}, \quad (8.3)$$

где  $M_1$  — вращающий момент на валу малого шкива, Н·м. Для синтетических ремней зависимость (8.3) дает завышенные результаты. Поэтому при расчете этих ремней рекомендуется предварительно выбрать толщину ремня  $\delta = 0,5$  или  $0,7$  мм и диаметр  $d_1$ , мм, определить из соотношения  $d_1/\delta = 100 \dots 150$ .

Минимальное значение расчетного диаметра меньшего шкива клиноременных передач определяется в соответствии с табл. 8.2. Ориентировочный диаметр меньшего шкива поликлиновой передачи

$$d_1 \approx 30 \sqrt[3]{M_1}, \quad (8.4)$$

где  $M_1$  — Н·м. Диаметр большего шкива  $d_2 = d_1 u$ , см. формулу (8.24). Вычисленные диаметры  $d_1$  и  $d_2$  округляют до ближайших стандартных значений (см. § 8.2).

Межосевое расстояние  $a$  передачи определяется конструктивными требованиями к ременному приводу (габариты передачи, необходимый угол обхвата  $\alpha_1$  на малом шкиве и т. д.). Для плоскоременных передач

$$a \geq (1,5 \dots 2)(d_1 + d_2). \quad (8.5)$$

Коэффициент 1,5 принимают для передач синтетическими ремнями, а коэффициент 2 — для передач резинотканевыми ремнями. Для клиноременных и поликлиноременных передач

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h; \quad a_{\max} = 2(d_1 + d_2).$$

Обычно для увеличения долговечности ремня принимают  $a' > a_{\min}$  и руководствуются следующей зависимостью:

$$a' = C d_2, \quad (8.6)$$

где  $C$  — числовой коэффициент, который принимают в зависимости от передаточного числа  $u$ :

$u$ .....	1	2	3	4	5	6 и более
$C$ .....	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Расчетная длина ремня  $L_p$  в зависимости от выбранного  $a'$  определяется как сумма прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов:

$$L_p = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)^2/a'. \quad (8.7)$$

При наличии шивки длину ремня увеличивают на  $\Delta L = 100 \dots 400$  мм. Для бесконечных ремней  $L_p$  окончательно согласовывают со стандартным значением (см. примечание к табл. 8.2).

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня  $L_p$

$$a = 0,25(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}), \quad (8.8)$$

где  $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2)$ ;  $\Delta_2 = 0,25(d_2 - d_1)^2$ .

Угол обхвата ремнем малого шкива (рис. 8.15)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma.$$

Из прямоугольного треугольника  $O_1 A O_2$

$$\sin \gamma = A O_2 / O_1 O_2 = (d_2 - d_1) / (2a).$$

Практически  $\gamma$  не превышает  $\pi/6$ , поэтому приближенно принимают  $\sin \gamma \approx \gamma$  рад, тогда

$$\gamma = (d_2 - d_1) / (2a) \text{ рад или } \gamma = 180^\circ (d_2 - d_1) / (\pi \cdot 2a).$$

Следовательно,

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a. \quad (8.9)$$

Значение угла  $\alpha_1$  зависит от тяговой способности, которая у передач резинотканевыми ремнями ниже, чем у клиноременных. По этой причине угол  $\alpha_1$  у них больше и составляет  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ , тогда как у передач синтетическими ремнями и клиноременных  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ . В результате габариты клиноременных передач значительно меньше, чем передач резинотканевым ремнем. Для увеличения угла  $\alpha_1$  увеличивают межосевое расстояние  $a$ .

#### § 8.4. СИЛЫ И НАПРЯЖЕНИЯ В ВЕТВЯХ РЕМНЯ

Силы в ветвях ремня. Предварительное натяжение силой  $F_0$ . В ременных передачах полезная нагрузка передается силами трения, создаваемыми предварительным натяжением ремня силой  $F_0$ . В состоянии покоя и при холостом ходе каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой  $F_0$  (рис. 8.16, а).



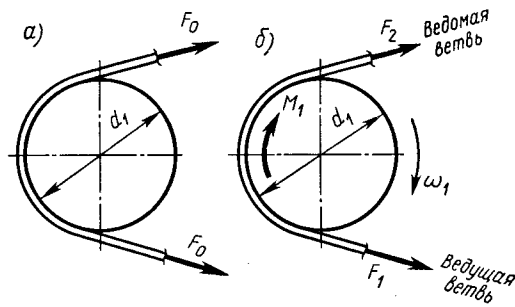


Рис. 8.16

Напряжение от рабочей нагрузки. При рабочем ходе, т. е. при передаче вращающего момента  $M_1$ , происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: натяжение в ведущей ветви \* увеличивается до  $F_1$ , а в ведомой уменьшается до  $F_2$  (рис. 8.16, б). Из условия равновесия шкива относительно оси вращения имеем

$$-M_1 - F_2 d_1 / 2 + F_1 d_1 / 2 = 0$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (8.10)$$

где  $F_t = 2M_1 / d_1$  — окружная сила, передаваемая ремнем. При работе передачи без учета центробежных сил (см. ниже) геометрическая длина ремня остается неизменной, так как дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \text{ и } F_2 = F_0 - \Delta F$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (8.11)$$

Из уравнения (8.11) следует, что сумма натяжений ветвей ремня под нагрузкой и на холостом ходу остается постоянной. Решая совместно уравнения (8.10) и (8.11), получим

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (8.12)$$

Уравнения (8.12) устанавливают изменение натяжений  $F_1$  и  $F_2$  в зависимости от сил  $F_t$  и  $F_0$ , но

\* Ветвь ремня, набегаящую на ведущий шкив, называют *ведущей*, а ветвь ремня, сбегаящую с него, — *ведомой*.

не вскрывают тяговой способности передачи, которая связана силой трения между ремнем и шкивом. Эта связь без учета центробежных сил и при условии, что нагрузка реализуется по всей дуге обхвата, установлена формулой Эйлера

$$F_1 / F_2 = e^{f\alpha_1}, \quad (8.13)$$

где  $e$  — основание натурального логарифма;  $f$  — коэффициент трения (для резинотканевых ремней  $f \approx 0,35$ ; для клиновых ремней вместо  $f$  надо подставлять приведенный коэффициент трения  $f_1 = f / \sin(\varphi_0 / 2) = f / \sin(40^\circ / 2) \approx 3f$ );  $\alpha_1$  — угол обхвата ремнем малого шкива.

Формула Эйлера дает качественную характеристику влияния коэффициента трения  $f$  и угла обхвата ремнем малого шкива  $\alpha_1$  на работу передачи. Чем больше  $f$  и  $\alpha_1$ , тем больше отношение  $F_1 / F_2$ , следовательно, тем больше и разность этих сил, представляющая собой окружную силу  $F_t$  передачи, а значит, больше передаваемый момент. Иными словами, лучше (полнее) используются силы предварительного натяжения ремня, следовательно, больше тяговая способность ременной передачи.

Натяжение от центробежных сил. При огибании ремнем шкивов в ремне возникает дополнительная сила натяжения от действия центробежных сил

$$F_v = \rho A v^2, \quad (8.14)$$

где  $\rho$  — плотность материала ремня,  $\text{кг/м}^3$ ;  $A$  — площадь поперечного сечения ремня,  $\text{м}^2$ ;  $v$  — скорость ремня,  $\text{м/с}$ . Сила  $F_v$  ослабляет полезное действие предварительного натяжения  $F_0$ . Она отбрасывает ремень от шкива и тем самым понижает тяговую способность передачи. Однако влияние силы  $F_v$  на работоспособность передачи существенно сказывается только при  $v > 20 \text{ м/с}$ .

Таким образом, натяжение в ведущей и ведомой ветвях ремня при работе  $F_1 = F_0 + 0,5F_t + F_v$ ;  $F_2 = F_0 - 0,5F_t + F_v$  и для холостого хода  $F_0 + F_v$ . На рис. 8.17 показана диаграмма (эпюра) сил, возникающих в поперечных сечениях ремня при рабочем ходе.

**Силы, действующие на валы и подшипники.** Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы

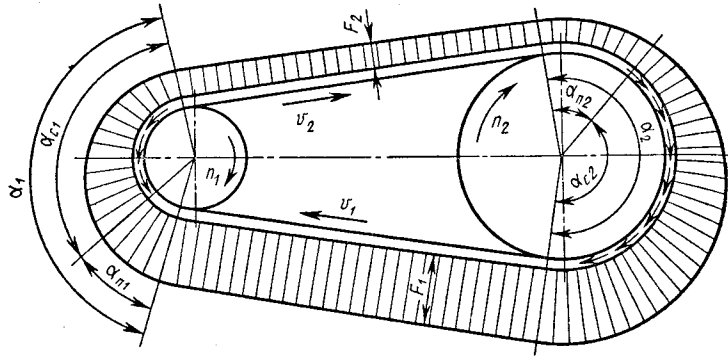


Рис. 8.17

и подшипники (рис. 8.18). Из параллелограмма сил равнодействующая натяжений — сила, действующая на вал шкива,

$$F_b = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180 - \alpha_1)} \approx (F_1 + F_2) \sin(\alpha_1/2),$$

или окончательно

$$F_b = 2F_0 \sin(\alpha_1/2). \quad (8.15)$$

Направление силы  $F_b$  принимают по линии центров передачи. Обычно сила  $F_b$  в 2...3 раза больше окружающей силы  $F_t$ , что является существенным недостатком ременных передач.

**Напряжения в ремне.** Напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = F_0/A. \quad (8.16)$$

Для плоских резиноканевых ремней принимают  $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$ , для синтетических  $\sigma_0 = 10 \text{ Н/мм}^2$  (более подробно см. [15]), для клиновых стандартных ремней  $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5 \text{ Н/мм}^2$ . С увеличением  $\sigma_0$  снижается долговечность ремня.

Удельная окружная сила (полезное напряжение)

$$k = F_t/A. \quad (8.17)$$

Напряжения от натяжения в ветвях ремня при рабочем ходе:

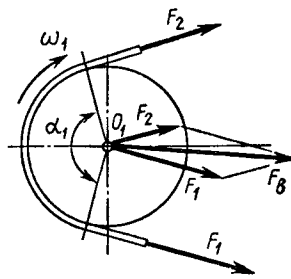


Рис. 8.18

$$\sigma_1 = F_1/A = \sigma_0 + 0,5k; \quad \sigma_2 = F_2/A = \sigma_0 - 0,5k. \quad (8.18)$$

Напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = F_v/A. \quad (8.19)$$

Напряжение изгиба возникает в ремне при огибании шкивов (рис. 8.19). По закону Гука  $\sigma_n = E\varepsilon$ , где  $\varepsilon = y_{\max}/x$  — относительное удлинение волокон на выпуклой стороне ремня при изгибе;  $y_{\max} = 0,5\delta$  и  $x = 0,5(d + \delta)$ ; следовательно,  $\sigma_n = E\delta/(d + \delta)$ . Толщина ремня  $\delta$  мала по сравнению с диаметром шкива, поэтому можно принять

$$\sigma_n = E\delta/d. \quad (8.20)$$

Здесь  $E$  — модуль продольной упругости материала ремня. Из формулы (8.20) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве\*.

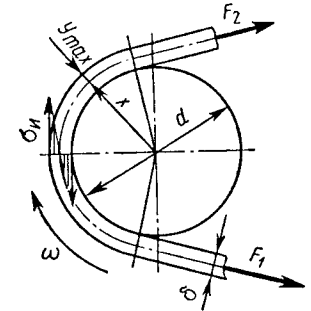


Рис. 8.19

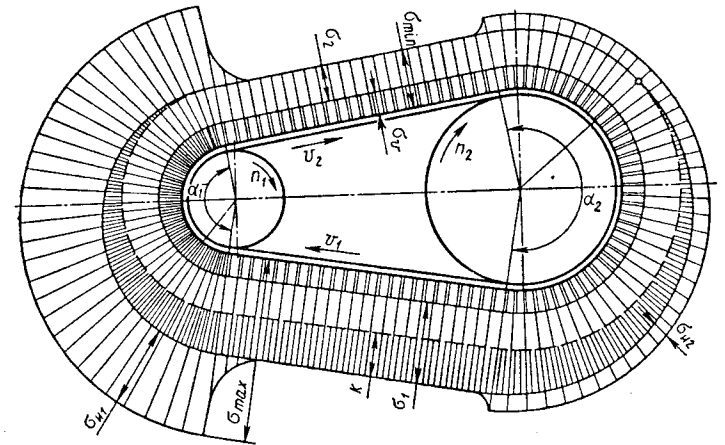


Рис. 8.20

\* В плоском ремне наибольшие напряжения при изгибе  $\sigma_n$  возникают в крайних волокнах ремня (см. рис. 8.19). В клиновых — в крайних волокнах силового слоя (корда), обладающего значительно большим модулем упругости, чем резиновое наполнение.

На рис. 8.20 показана эпюра суммарных напряжений в ремне. Наибольшего значения они достигают в сечении ремня при набегании его на малый шкив:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{н1} = \sigma_0 + 0,5 k + \sigma_v + \sigma_{н1}. \quad (8.21)$$

Сравнивая различные составляющие  $\sigma_{\max}$  и учитывая, что по соображениям компактности передачи стремятся принимать небольшие значения  $d_1$ , можно отметить напряжение изгиба  $\sigma_{н1}$  как наибольшее. Оно может в несколько раз превышать все другие составляющие суммарного напряжения в ремне и, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня. На практике значение  $\sigma_{н1}$  ограничивается минимально допустимым значением  $d_1$  (см. табл. 8.2 и 8.3), которое следует принимать в случае особой необходимости. Для повышения долговечности ремня (см. ниже) рекомендуется  $d_1$  назначать на один-два номера больше минимального (табл. 8.5... 8.7).

### § 8.5. СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

**Скольжение ремня.** В ременной передаче различают два вида скольжения ремня по шкиву: упругое при нормальной работе передачи и буксование при перегрузке. Рассмотрим причины их возникновения. Силы натяжения ветвей ремня  $F_1$  и  $F_2$  неодинаковы. Из диаграммы сил (см. рис. 8.17) следует, что на ведущем шкиве сила натяжения постепенно уменьшается от  $F_1$  до  $F_2$ , а на ведомом — увеличивается от  $F_2$  до  $F_1$ . А так как деформация ремня приблизительно пропорциональна его силе натяжения, то на ведущем шкиве ремень укорачивается и скользит по шкиву в направлении, обратном его вращению (см. мелкие стрелки на ремне), т. е. ремень отстает от шкива, а на ведомом шкиве ремень удлиняется, что также приводит к скольжению (ремень опережает шкив). Такое скольжение ремня называют упругим.

Теория упругого скольжения ремня на шкивах разработана профессорами Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским. По этой теории упругое скольжение происходит по дугам скольжения  $\alpha_{с1}$  и  $\alpha_{с2}$ , которые меньше углов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  обхвата ремнем шкивов. Дуга скольжения всегда располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Со стороны

набегания ремня на шкив имеется дуга покоя  $\alpha_{п} = \alpha - \alpha_{с}$ , по которой он движется вместе со шкивом без скольжения, имея постоянную нагрузку, равную натяжению набегающей ветви. По мере роста полезной нагрузки (силы  $F$ ) уменьшается дуга покоя  $\alpha_{п1}$ , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При этом дуга скольжения растет; когда  $\alpha_{с1}$  достигнет дуги  $\alpha_1$ , ремень будет скользить по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т. е. наступает *буксование передачи*. При буксовании ведомый шкив останавливается, тяговая способность исчезает, КПД передачи падает до нуля. Таким образом, упругое скольжение не является постоянной величиной, а зависит от значения передаваемой нагрузки.

Упругое скольжение ремня — это нормальное и закономерное явление для любой ременной передачи. Оно возникает в результате разного натяжения ведущей и ведомой ветвей и является причиной некоторого непостоянства передаточного числа и снижения скорости ремня. Скорости прямолинейных ветвей  $v_1$  и  $v_2$  равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потеря скорости ( $v_1 - v_2$ ) происходит только на ведущем шкиве, где направление скольжения, показанное мелкими стрелками на дуге  $\alpha_{с1}$ , не совпадает с направлением вращения шкива.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом скольжения

$$\varepsilon = (v_1 - v_2) / v_1, \quad (8.22)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  — скорости ведущей и ведомой ветвей ремня, равные окружным скоростям шкивов.

**Передаточное число.** Окружные скорости шкивов:  $v_1 = \pi n_1 d_1 / 60$ ;  $v_2 = \pi n_2 d_2 / 60$ .

Учитывая упругое скольжение ремня, можно записать  $v_2 < v_1$  или из формулы (8.22)  $v_2 = v_1 (1 - \varepsilon)$ . При этом передаточное число

$$u = n_1 / n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)]. \quad (8.23)$$

При нормальных рабочих нагрузках  $\varepsilon \approx 0,01 \dots 0,02$ . Небольшое значение  $\varepsilon$  позволяет для обычных расчетов принимать

$$u \approx d_2 / d_1. \quad (8.24)$$

Для плоскоремennых передач рекомендуется  $u \leq 5$ , для клиноремennых  $u \leq 7$ , для поликлиновых  $u \leq 8$ .

### § 8.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности ремennых передач являются: тяговая способность — надежность сцепления ремня со шкивами и долговечность ремня, которая определяется в основном его сопротивлением усталости.

**Тяговая способность.** Расчет по тяговой способности является основным расчетом, обеспечивающим требуемую прочность ремней. Тяговая способность ремня характеризуется кривыми скольжения и КПД (рис. 8.21), устанавливающими зависимость относительного скольжения  $\varepsilon$  и КПД передачи  $\eta$  от полезной нагрузки (окружной силы  $F_t$ ), которую выражают через коэффициент тяги  $\psi$ , показывающий, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки:

$$\psi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / (2F_0) = (F_t / A) / (2F_0 / A) = k / (2\sigma_0) \quad (8.25)$$

Кривые скольжения для всех типов ремней получают экспериментально. По оси абсцисс откладывают коэффициент тяги  $\psi$ , а по оси ординат — коэффициенты  $\varepsilon$  и  $\eta$ . При постоянном натяжении  $F_1 + F_2 = 2F_0$  постепенно повышают полезную нагрузку  $F_t$ , а сле-

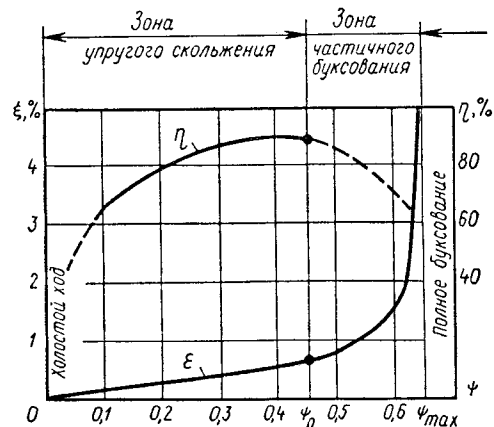


Рис. 8.21

довательно, и коэффициент тяги  $\psi$  и измеряют значение коэффициента  $\varepsilon$  (точнее,  $v_1$  и  $v_2$ ), а также КПД передачи  $\eta$ . При возрастании коэффициента тяги  $\psi$  от нуля до критического значения  $\psi_0$  наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. Передача работает нормально.

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от  $\psi_0$  до  $\psi_{max}$  к упругому скольжению добавляется частичное буксование. Нормальная работа передачи нарушается. Зона частичного буксования ( $\psi_0 \dots \psi_{max}$ ) определяет способность передачи переносить кратковременные перегрузки, например при пуске. При предельном значении  $\psi = \psi_{max}$  наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается.

Критическое значение коэффициента тяги  $\psi_0$  характеризует предел рационального использования ремня. Значение  $\psi_0$  соответствует наибольшей нагрузке на ремень  $F_t$ , до которой отсутствует буксование. Из выражения (8.25) находим

$$F_t = 2\psi_0 F_0 \quad (8.26)$$

Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней  $\psi_0 = 0,4 \dots 0,5$ ; для клиновых  $\psi_0 = 0,7 \dots 0,8$ . Отношение  $\beta = \psi_{max} / \psi_0$  — коэффициент запаса сцепления, характеризующий возможную перегрузку передачи (до наступления буксования),  $\beta = 1,15 \dots 1,5$ .

КПД передачи растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения роли потерь холостого хода и достигает максимума в зоне критического значения коэффициента тяги. В зоне частичного буксования КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение, при этом ремень быстро изнашивается. При  $\psi = \psi_{max}$  КПД падает до нуля. Поэтому рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения  $\psi_0$ . В этом случае значение КПД принимают: для плоскоремennой передачи  $\eta = 0,93 \dots 0,98$ ; для клино- и поликлиноремennой  $\eta = 0,92 \dots 0,97^*$ .

\* КПД ремennых передач зависит не только от потерь мощности на скольжение ремня по шкивам, но и от потерь на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов и на трение в подшипниках.

**Долговечность ремня.** Расчет на долговечность выполняют как проверочный. За основу создаваемых в настоящее время методов расчета ремней на долговечность принято уравнение наклонного участка кривой усталости (см. рис. 1.6)

$$\sigma_{\max}^m N_{\Sigma} = C. \quad (8.27)$$

Здесь  $\sigma_{\max}$  — максимальное напряжение цикла, см. формулу (8.21);  $m$  и  $C$  — опытные постоянные при  $u=1$  (для резинотканевых ремней  $m=5 \dots 6$ ,  $C=60 \dots 70$  Н/мм<sup>2</sup>; для клиновых и поликлиновых  $m=6 \dots 11$ ,  $C=21 \dots 30$  Н/мм<sup>2</sup>; значение  $C$  зависит от конструкции ремня и материала его элементов);  $N_{\Sigma}$  — число циклов нагружения за полный срок службы (до усталостного разрушения).

Из зависимости (8.27) видно, что при указанных значениях показателя  $m$  даже небольшое увеличение напряжения значительно снижает срок службы.

В связи с тем что пока еще не накоплены экспериментальные данные для теоретически обоснованных расчетов на долговечность по формуле (8.27), долговечность учитывают косвенным путем по частоте пробегов ремня в секунду. Долговечность ремня, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению (образованию трещин, надрывов, расклеиванию и т. п.), зависит не только от значения напряжений, но также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Для уменьшения напряжений, а именно напряжений изгиба [см. формулу (8.20)], которые являются наиболее опасными, рекомендуется выбирать возможно больший диаметр малого шкива  $d_1$  (если позволяют габариты передачи), что благоприятно влияет на долговечность, а также на тяговую способность передачи. Из эпюры напряжений (см. рис. 8.20) видно, что ремень работает при переменных напряжениях, причем полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня, при котором напряжения меняются 4 раза. Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$U = v/L_p \leq [U], \quad (8.28)$$

где  $U$  — действительная частота пробегов ремня, с<sup>-1</sup>;  $v$  — скорость ремня, м/с;  $L_p$  — длина ремня, м;  $[U]$  — допустимая частота пробегов ремня, с<sup>-1</sup>, при кото-

рой не появляется признаков усталостного разрушения.

Установлены ограничения на допускаемую частоту пробегов ремня: для резинотканевых ремней  $[U] \leq 3 \dots 5$  с<sup>-1</sup>, для синтетических  $[U] \leq 50$  с<sup>-1</sup>; для клиновых и поликлиновых  $[U] \leq 10 \dots 20$  с<sup>-1</sup>. Если  $U > [U]$ , то увеличивают  $L_p$ .

Практика эксплуатации позволила установить, что ремни, рассчитанные по тяговой способности и при соблюдении условия (8.28), имеют среднюю долговечность 2000 ... 3000 ч.

## § 8.7. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

**Плоскоременные передачи.** Расчет по тяговой способности плоскоременной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня по формуле

$$A = b \delta = F_t / [k], \quad (8.29)$$

из которой находят необходимую ширину ремня  $b$  при предварительно выбранной толщине  $\delta$ . В формуле (8.29)  $[k]$  — допускаемая удельная окружная сила, распределение которой основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства (8.26) на площадь поперечного сечения ремня  $A$ , получим

$$k_0 = 2\psi_0 \sigma_0,$$

где  $k_0$  — допускаемая номинальная удельная окружная сила, соответствующая критическому значению коэффициента тяги  $\psi_0$ . Номинальной она называется потому, что получена при испытании ремней в стандартных условиях ( $\alpha_1 = 180^\circ$ ,  $v = 10$  м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная). опыты показывают, что значение  $k_0$  зависит от типа ремня, его толщины  $\delta$ , диаметра  $d_1$  и начального напряжения  $\sigma_0$ . Анализ кривых скольжения, полученных при испытании плоских ремней в стандартных условиях при принятом  $\sigma_0$ , позволил установить зависимость для определения значения

$$k_0 = s - w(\delta/d_1), \quad (8.30)$$

где  $s$  и  $w$  — опытные коэффициенты, имеющие следующие значения:

Таблица 8.5

	s	w	$\sigma_0$	$\delta/d_1$
Резинотканевый ремень .....	2,5	10	1,8	1/40
Синтетический ремень .....	11,6	440	10	1/(100 ... 150)

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных, поэтому расчет их следует вести не по  $k_0$ , а по допускаемой удельной окружной силе  $[k]$ , которая поправочными коэффициентами учитывает действительные условия работы передачи:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_\theta / C_p, \quad (8.31)$$

где  $C_\alpha$  — коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве.

Угол обхвата

$\alpha_1$ , град .....	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
$C_\alpha$ { для плоских ремней .....	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	—	—	—
для клиновых и поликлиновых ремней .....	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,68

$C_v$  — скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежной силы. Для резинотканевых ремней  $C_v = 1,04 - 0,0004 v^2$ , для синтетических —  $C_v = 1,01 - 0,0001 v^2$ , для клиновых и поликлиновых —  $C_v = 1,05 - 0,0005 v^2$ ;  $C_\theta$  — коэффициент расположения передачи. Для плоскоремennых передач  $C_\theta$  зависит от угла наклона  $\theta$  линии центров передач к горизонту. Значения  $C_\theta$  равны 1,0; 0,9 и 0,8 при  $\theta$ , соответственно равных 0 ... 60, 60 ... 80 и 80 ... 90°. Для клиноремennых и поликлиноремennых передач  $C_\theta = 1$ ;  $C_p$  — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. Значения  $C_p$  при односменной работе:

Характер нагрузки .....	спокойная	умеренные колебания	значительные колебания
$C_{p1}$ .....	1,0	1,1	1,2

При двух- и трехсменной работе коэффициент режима соответственно принимают:  $C_{p2} = 1,1 C_{p1}$ ;  $C_{p3} = 1,4 C_{p1}$  (более подробно см. ГОСТ 1284—80).

**Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями.** Расчет производят из условий тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило экспериментально определить номинальную мощность  $P_0$ , передаваемую одним ремнем данного

Обозначение сечения ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с				
		5	10	15	20	25
О ( $L_0 = 1320$ )	63	0,49	0,82	1,03	1,11	—
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4
	80	0,62	1,07	1,41	1,6	1,65
А ( $L_0 = 1700$ )	90	0,84	1,39	1,75	1,88	—
	100	0,95	1,6	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ( $L_0 = 2240$ )	125	1,39	2,26	2,8	—	—
	140	1,61	2,7	3,45	3,83	—
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ( $L_0 = 3750$ )	200	2,77	4,59	5,8	6,33	—
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность  $P_0$  рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 8.6

Обозначение сечения ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
УО ( $L_0 = 1600$ )	63	0,68	0,95	1,5	1,8	1,85	—	—
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
	80	0,9	1,38	2,34	3,06	3,5	3,66	—
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,2	4,5	4,55
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,2	5,35
	112	1,15	1,8	3,2	4,35	5,25	5,86	6,15
125	1,22	1,9	3,4	4,7	5,7	6,42	6,85	
УА ( $L_0 = 2500$ )	90	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,1
УБ ( $L_0 = 3550$ )	140	1,96	2,95	5	6,37	—	—	—
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	—
	180	2,46	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5

УВ ( $L_0 = 5600$ )	224 250	3,55 3,93	5,45 6,05	9,4 10,6	12,3 14,2	14,1 16,6	— 17,6	— 17,1
------------------------	------------	--------------	--------------	-------------	--------------	--------------	-----------	-----------

Примечание. Для промежуточных значений скоростей мощность  $P_0$  рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 8.7

Обозначение сечения ремня (длина $L_0$ , мм)	Диаметр малого шкива $d_1$ , мм	Номинальная мощность $P_0$ , кВт, при скорости ремня $v$ , м/с						
		2	5	10	15	20	25	30
К ( $L_0 = 710$ )	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	—	—
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—
	50	0,76	1,65	2,9	4	4,8	5,3	—
	63	0,85	1,9	3,4	4,6	6,7	6,4	6,8
Л ( $L_0 = 1600$ )	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—
	100	2,3	5	8,6	11,2	12,7	13	—
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
М ( $L_0 = 2240$ )	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4

Примечание. Для промежуточных значений скоростей мощность рассчитывают линейной интерполяцией.

сечения эталонной длиной  $L_0$  в стандартных условиях ( $\alpha = 180^\circ$ ,  $u = 1$ , нагрузка спокойная). Значения  $P_0$ , кВт, для клиновых ремней нормальных сечений даны в табл. 8.5, для клиновых узких ремней — в табл. 8.6, а для поликлиновых ремней с десятью ребрами — в табл. 8.7.

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных. Поэтому расчет их следует вести с учетом поправочных коэффициентов по мощности, передаваемой одним ремнем данного сечения в действительных условиях эксплуатации  $P_p$ , кВт:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p, \quad (8.32)$$

где  $C_L$  — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня [косвенно учитывает частоту пробегов  $U$  — см. формулу (8.28)]; он зависит от отношения расчетной длины ремня  $L_p$  к эталонной

$L_0$ . Значения  $L_0$  даны в табл. 8.5... 8.7. Коэффициент  $C_L$  имеет следующие значения:

$L_p/L_0$ .....	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Клиновый ремень нормального сечения .....	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,15
Клиновый узкий и поликлиновый ремень .....	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12

$C_u$  — коэффициент передаточного числа  $i$ :

$i$ .....	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0	и более
$C_u$ .....	1,00	1,10	1,12	1,13	1,14	

Значения коэффициентов  $C_\alpha$  и  $C_p$ , см. пояснения к формуле (8.31).

При расчете клиноременных передач определяют требуемое число ремней  $z$  в передаче для обеспечения среднего ресурса эксплуатации (2000 ч) по ГОСТ 1284.3—80:

$$z = P_1 / (P_p C_z), \quad (8.33)$$

где  $P_1$  — передаваемая мощность на валу малого шкива, кВт;  $C_z$  — коэффициент, учитывающий неравномерную загрузку ремней, вводится при  $z \geq 2$ ;  $C_z = 0,95$  при  $z = 2 \dots 3$ ;  $C_z = 0,9$  при  $z = 4 \dots 6$ ;  $C_z = 0,85$  при  $z > 6$ .

Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2—80)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_L}{z v C_\alpha C_u}, \quad (8.34)$$

где  $P_1$  — кВт.

Сила, действующая на вал,

$$F_b = 2 F_0 z \sin(\alpha_1 / 2). \quad (8.35)$$

При расчете поликлиновых передач определяют требуемое число ремней:

$$z = 10 P_1 / P_p. \quad (8.36)$$

Для поликлиновых передач силы  $F_0$  и  $F_b$  определяют по формулам (8.34) и (8.35) при  $z = 1$ , а коэффициент  $C_p$  принимают для односменной работы.

**Пример 8.1.** Рассчитать открытую плоскоремennую горизонтальную передачу от электродвигателя к редуктору общего назначения (см. рис. 6.5) по данным решения примера 6.1: мощность на малом шкиве (требуемая мощность электродвигателя)  $P_1 = 7,17$  кВт при  $n_1 = 1455$  об/мин ( $\omega_1 = 152,3$  рад/с), вращающий

момент на валу малого шкива (на валу электродвигателя)  $M_1 = 47,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , передаточное число  $u = 3,03$ . Работа двухсменная, нагрузка спокойная.

Решение. 1. Принимаем резинотканевый ремень типа А, как получивший наибольшее распространение.

2. Диаметр малого шкива по формуле (8.3)  $d_1 = (52 \dots 64) \times \sqrt[3]{M} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{47,1} = 187 \dots 231 \text{ мм}$ . По стандарту (см. § 8.2) принимаем  $d_1 = 224 \text{ мм}$ .

3. Скорость ремня  $v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 1455 \cdot 224 \cdot 10^{-3} / 60 = 17 \text{ м/с}$ , что меньше допускаемой ( $v \leq 30 \text{ м/с}$ ).

4. Диаметр большого шкива [формула (8.24)]  $d_2 \approx d_1 u = 224 \cdot 3,03 = 679 \text{ мм}$ . По стандарту (см. § 8.2) принимаем  $d_2 = 710 \text{ мм}$ .

5. Фактическое передаточное число  $u_f = d_2 / d_1 = 710 / 224 = 3,17$ . Отклонение от заданного составляет 4,6%. Допускается  $\pm 5\%$ .

6. Межосевое расстояние по формуле (8.5)

$$d = 2(d_1 + d_2) = 2(224 + 710) = 1868 \text{ мм}.$$

7. Расчетная длина ремня без учета припуска на соединение концов по формуле (8.7)

$$L_p \approx (2 \cdot 1868 + 0,5\pi(710 + 224) + 0,25(710 - 224)^2 / 1868) = 5230 \text{ мм}.$$

8. Частота пробегов ремня по формуле (8.28)  $U = v / L_p = 17 / 5,23 = 3,25 \text{ с}^{-1} < [U] = 5$  (см. § 8.6).

9. Уточнение  $a$  не производим, так как ремень шшивной, а не бесконечный.

10. Угол обхвата ремнем малого шкива по формуле (8.9)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ \times (710 - 224) / 1868 = 165,2^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

11. Толщина ремня  $\delta$ . Для резинотканевых ремней  $\delta / d_1 = 1/40$  (см. § 8.7). При  $d_1 = 224 \text{ мм}$   $\delta = 224 / 40 = 5,6$ . По табл. 8.1 принимаем толщину ремня  $\delta = 4,5 \text{ мм}$  (три прокладки с резиновыми прослойками). С увеличением  $\delta$  долговечность ремня уменьшается.

12. Допускаемая номинальная удельная окружная сила по формуле (8.30)

$$k_0 = s - w(\delta / d_1) = 2,5 - 10(4,5 / 224) = 2,3 \text{ Н/мм}^2.$$

13. Согласно условиям работы принимаем коэффициенты (см. § 8.7):  $C_1 = 0,956$ ;  $C_2 = 1,04 - 0,0004 v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 17^2 = 0,92$ ;  $C_3 = 1,0$ ;  $C_4 = 1,1$ .

14. Допускаемая удельная окружная сила по формуле (8.31)

$$[k] = k_0 C_1 C_2 C_3 / C_4 = 2,3 \cdot 0,956 \cdot 0,92 \cdot 1 / 1,1 = 1,84 \text{ Н/мм}^2.$$

15. Окружная сила, передаваемая ремнем,

$$F_t = P_1 / v = 7,17 \cdot 10^3 / 17 = 422 \text{ Н}.$$

16. Ширина ремня по формуле (8.29)

$$b = F_t / ([k] \delta) = 422 / (1,84 \cdot 4,5) = 51 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b = 63 \text{ мм}$  (см. примечание к табл. 8.1).

17. Сила предварительного натяжения ремня при  $\sigma_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$  по формуле (8.16)

$$F_0 = A \sigma_0 = 4,5 \cdot 63 \cdot 1,8 = 510 \text{ Н}.$$

18. Сила, действующая на вал, по формуле (8.15)

$$F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 510 \sin(165,2^\circ / 2) = 1012 \text{ Н}.$$

**Пример 8.2.** По данным примера 8.1 рассчитать клиноременную передачу с ремнями нормальных сечений и клиновыми узкими ремнями.

Решение. Для передачи мощности  $P_1 = 7,17 \text{ кВт}$  при  $n_1 = 1455 \text{ об/мин}$  принимаем: по рис. 8.9 клиновыи ремень нормального сечения Б; по рис. 8.10 клиновыи узкий ремень сечения УО с диаметром  $d_1 < 180 \text{ мм}$ . Далее для сравнения передачу рассчитываем одновременно для двух типов ремней и результаты сводим в табл. 8.8.

Таблица 8.8

Определяемая величина	Результаты расчета для ремней сечений	
	Б	УО
Диаметр малого шкива $d_1$ , мм (табл. 8.5, 8.6)	140	125
Скорость ремня $v = \pi n_1 d_1 / 60$ , м/с	10,7	9,5
Диаметр большого шкива $d_2$ , мм, по формуле (8.24)	424	379
Принимаем $d_2$ , мм (см. § 8.2)	400	355
Фактическое передаточное число по формуле (8.24)	2,86	2,84
Ориентировочное межосевое расстояние $d'$ , мм, по формуле (8.6)	412	366
Расчетная длина ремня $L_p$ , мм, по формуле (8.7)	1713	1522
Принимаем стандартное значение $L_p$ , мм (табл. 8.2, примечание)	1800	1600
Фактическое межосевое расстояние $a$ , мм, по формуле (8.8)	457	407
Угол обхвата ремнем малого шкива $\alpha_1$ , град, по формуле (8.9)	147,6	147,8
Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем $P_0$ , кВт (табл. 8.5, 8.6)	2,8	3,25
Эталонная длина ремня $L_0$ , мм (табл. 8.5, 8.6)	2240	1600
Поправочные коэффициенты:		
коэффициент угла обхвата $C_\alpha$ по формуле (8.31)	0,91	0,91
коэффициент длины ремня $C_L$ по формуле (8.32)	0,95	1,0
коэффициент передаточного числа $C_u$ по формуле (8.32)	1,14	1,14
коэффициент динамичности $C_p$ по формуле (8.31)	1,1	1,1
Мощность, передаваемая одним ремнем выбранного сечения в условиях эксплуатации $P_p$ , кВт, по формуле (8.32)	2,5	3,06
При ожидаемом числе ремней в комплекте два-три коэффициента $C_z$ по формуле (8.33)	0,95	0,95
Число ремней в комплекте $z$ по формуле (8.33)	3,1	2,47
Принимаем число ремней	4	3
Сила предварительного натяжения одного ремня $F_0$ , Н, по формуле (8.34)	145	227
Сила $F_n$ , Н, действующая на вал, по формуле (8.35)	1120	1310
Ширина шкива $b$ , мм, по формуле (8.2) (рис. 8.13, а, табл. 8.4)	82	40



Сравнение результатов расчета показывает, что при передаче одинаковой мощности ременная передача узкими клиновыми ремнями более компактна (меньше межосевое расстояние, диаметры и ширина шкивов), а силы, действующие на валы, примерно одинаковы.

**Пример 8.3.** По данным примера 8.1 рассчитать ременную передачу поликлиновым ремнем.

Решение. 1. Ориентировочный диаметр меньше шкива по формуле (8.4)

$$d_1 \approx 30 \sqrt[3]{M_1} = 30 \sqrt[3]{47,1} = 108,3 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_1 = 100$  мм (см. § 8.2).

2. Выбор сечения ремня. Для передачи мощности  $P_1 = 7,17$  кВт при  $n_1 = 1455$  об/мин и  $d_1 = 100$  мм по рис. 8.11 выбираем поликлиновый ремень сечения Л.

3. Скорость ремня  $v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 1455 \cdot 100 \cdot 10^{-3} / 60 = 7,6$  м/с.

4. Диаметр большего шкива по формуле (8.24)

$$d_2 \approx d_{1u} = 100 \cdot 3,03 = 303 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_2 = 315$  мм (см. § 8.2).

5. Фактическое передаточное число  $u_\phi = d_2 / d_1 = 315 / 100 = 3,15$ .

Отклонение от заданного передаточного числа  $\Delta u = \frac{(u_\phi - u)}{u} 100 = \frac{(3,15 - 3,03)}{3,03} 100 = 3,96 < 4\%$ .

6. Ориентировочное межосевое расстояние по формуле (8.6)

$$a' = C d_2 = 0,99 \cdot 315 = 312 \text{ мм.}$$

7. Расчетная длина ремня по формуле (8.7)

$$L_p = 2 \cdot 312 + 0,5\pi(100 + 315) + 0,25(315 - 100)^2 / 312 = 1286 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $L_p = 1400$  мм (табл. 8.2, примечание).

8. Фактическое межосевое расстояние по формуле (8.8)

$$a = 0,25(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}) = 0,25(748 + \sqrt{748^2 - 8 \cdot 11566}) = 358 \text{ мм.}$$

Здесь  $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi(d_1 + d_2) = 1400 - 0,5\pi(100 + 315) = 748$  мм;  $\Delta_2 = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(315 - 100)^2 = 11566$  мм<sup>2</sup>.

9. Угол обхвата ремнем малого шкива по формуле (8.9)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ (315 - 100) / 358 = 145,8^\circ > [\alpha_1] = 120^\circ.$$

10. Номинальная мощность, передаваемая одним ремнем сечения Л при  $d_1 = 100$  мм и  $v = 7,6$  м/с (табл. 8.7),  $P_0 = 6,87$  кВт.

11. Эталонная длина ремня  $L_0 = 1600$  мм (табл. 8.7).

12. Поправочные коэффициенты:

коэффициент угла обхвата  $C_\alpha = 0,9$  по формуле (8.31);

коэффициент длины ремня  $C_L$ , при  $L_p / L_0 = 1400 / 1600 = 0,875$ ,

$C_L = 0,98$  по формуле (8.32);

коэффициент передаточного числа  $C_u = 1,14$  по формуле (8.32);

коэффициент динамичности нагрузки и режима работы  $C_p$ . При спокойной нагрузке и двухсменной работе  $C_p = 1,1$  по формуле (8.31).

13. Мощность, передаваемая одним ремнем сечения Л в условиях эксплуатации по формуле (8.32),

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p = 6,87 \cdot 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,14 / 1,1 = 6,28 \text{ кВт.}$$

14. Требуемое число ребер  $z = 10P_1 / P_p = 10 \cdot 7,17 / 6,28 = 11,4$ .

Принимаем  $z = 12$ . Число ребер поликлиновых ремней рекомендуется принимать четным.

15. Сила предварительного натяжения ремня (без учета влияния центробежных сил) по формуле (8.34)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_L C_p}{v C_\alpha C_u} = \frac{850 \cdot 7,17 \cdot 0,98 \cdot 1}{7,6 \cdot 0,9 \cdot 1,14} = 766 \text{ Н.}$$

(При расчете  $F_0$  принимают для односменной работы —  $C_p = 1$  и  $z = 1$ ).

16. Сила, действующая на вал, по формуле (8.35)

$$F_a = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 766 \sin(145,8^\circ / 2) = 1464 \text{ Н.}$$

## Глава 9

### ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### § 9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача относится к передачам зацеплением с непосредственным контактом пары зубчатых колес (рис. 9.1). Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, а большее — колесом. Термин «зубчатое колесо» является общим. Зубчатая передача предназначена в основном для передачи вращательного движения.

Достоинства: высокая нагрузочная способность; малые габариты (см. рис. 8.6, в); большая надежность и долговечность (40 000 ч); постоянство передаточного числа; высокий КПД (до 0,97...0,98 в одной ступени); простота в эксплуатации. Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа; шум при больших скоростях; высокая жесткость, не позволяющая компенсировать динамические нагрузки.

Зубчатые передачи — это самый распространенный вид механических передач в машиностроении и приборостроении. Их применяют для передачи мощностей от долей до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с и передаточных числах до нескольких сотен и даже тысяч, с диаметром колес от долей миллиметра до 6 м и более.

**Классификация.** По взаимному расположению геометрических осей валов различают передачи (рис. 9.1): с параллельными осями — цилиндрические ( $a-z$ ); с пересекающимися осями — конические ( $d, e$ ); со скрещивающимися осями — цилиндрические винтовые ( $ж$ ), конические гипод-

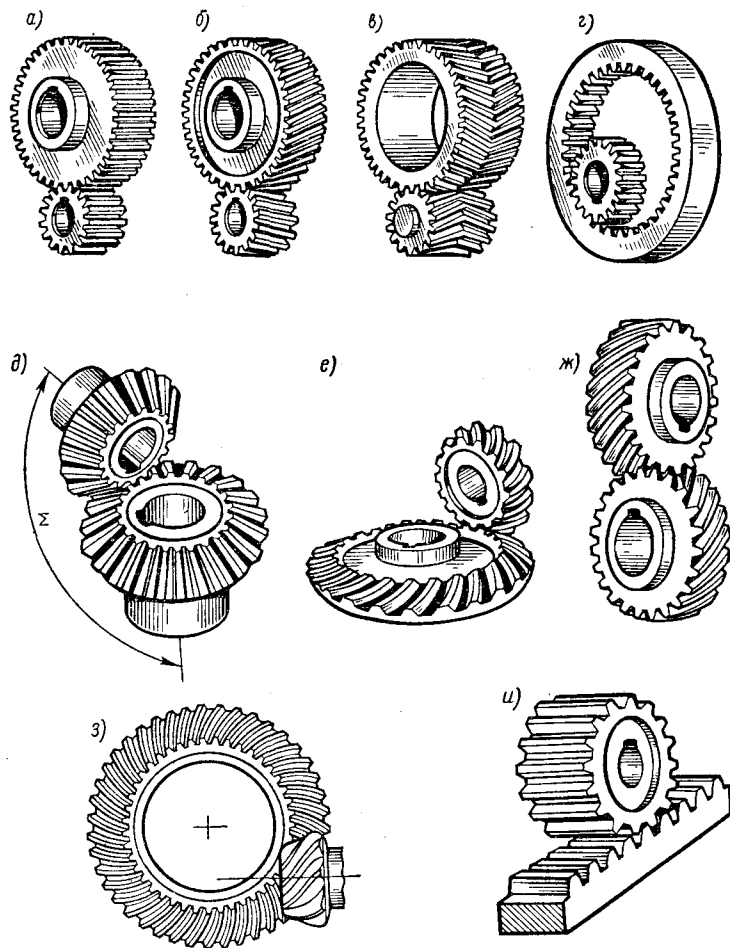


Рис. 9.1

ные (з)\* и червячные. В некоторых механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное (или наоборот) применяется реечная передача (и). Она является частным случаем цилиндри-

\* Винтовые передачи применяют в кинематических цепях приборов. В силовых передачах их заменяют червячными. Гипоидные передачи применяют главным образом в автотракторном и текстильном машиностроении. Их изучают в специальной литературе.

ческой зубчатой передачи. Рейку рассматривают как одно из колес с бесконечно большим числом зубьев.

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают зубчатые передачи с внешним (а, б, в) и внутренним (г) зацеплением. В первом случае колеса передачи вращаются в противоположных направлениях, во втором — направления вращения колес совпадают. Наиболее распространены передачи внешнего зацепления.

По расположению зубьев на поверхности колес различают передачи (рис. 9.1): прямозубые (а, г, д), косозубые (б), шевронные (в) и с круговым зубом (е).

По форме профиля зуба\* различают передачи эвольвентные с зацеплением М. Л. Новикова, циклоидальные. В машиностроении преимущественное распространение получил эвольвентный профиль зуба, предложенный Л. Эйлером в 1760 г. М. Л. Новиков в 1954 г. предложил принципиально новый профиль зуба — круговой (см. § 9.15).

По окружной скорости различают передачи: тихоходные ( $v \leq 3$  м/с), среднескоростные ( $v = 3 \dots 15$  м/с), скоростные ( $v = 15 \dots 40$  м/с), быстроходные ( $v > 40$  м/с).

По конструктивному исполнению передачи могут быть открытые (не защищены от влияния внешней среды) и закрытые (изолированные от внешней среды).

## § 9.2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

**Основная теорема зацепления.** В зубчатых передачах вращение от одного колеса другому передается силами в точках контакта боковых поверхностей зубьев. Поверхности взаимодействующих зубьев зубчатых колес, обеспечивающие *постоянное передаточное число*, называют сопряженными поверхностями зубьев. Для получения таких поверхностей профили зубьев нужно очертить кривыми, подчиняющимися определенным законам. Эти законы вытекают из основной теоремы зацепления: *общая нормаль  $nn$  к профилям зубьев, проведенная через точку их касания, в любой момент зацепления проходит через полюс за-*

\* Профилем называют кривые, ограничивающие боковые поверхности зубьев в их торцовом сечении.

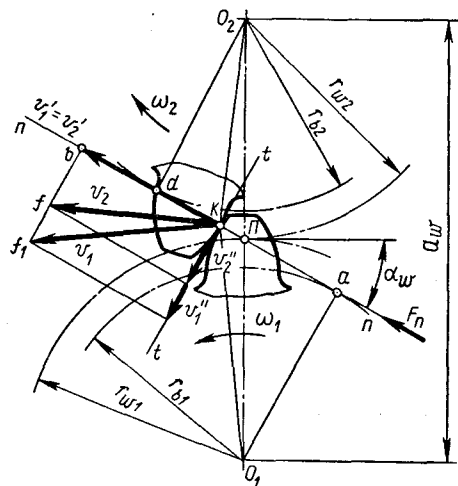


Рис. 9.2

цепления  $\Pi$ , делящий межосевую линию  $O_1O_2$  на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (рис. 9.2). Профили зубьев шестерни и колеса касаются в точке  $K$ . Расстояние  $a_w$  между центрами вращения  $O_1$  и  $O_2$  неизменно. Проведем через точку  $K$  общие для обоих профилей касательную  $tt$  и нормаль  $nn$ . Окружные скорости точки  $K$  относительно центров  $O_1$  и  $O_2$ :  $v_1 = O_1K\omega_1$  и  $v_2 = O_2K\omega_2$ .

Разложим  $v_1$  и  $v_2$  на составляющие  $v_1'$  и  $v_2'$  по направлению нормали  $nn$  и составляющие  $v_1''$  и  $v_2''$  по направлению касательной  $tt$ . Для обеспечения постоянства касания профилей необходимо соблюдать условие  $v_1' = v_2'$ , в противном случае при  $v_1' < v_2'$  зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при  $v_1' > v_2'$  произойдет врезание зубьев. Опустим из центров  $O_1$  и  $O_2$  перпендикуляры  $O_1a$  и  $O_2d$  на нормаль  $nn$ . Из подобия треугольников  $bf_1K$  и  $aKO_1$  находим  $v_1'/v_1 = O_1a/O_1K$ , откуда  $v_1' = (v_1/O_1K)O_1a = \omega_1 O_1a$ .

Из подобия треугольников  $bf_1K$  и  $dKO_2$  находим  $v_1'/v_2 = O_2d/O_2K$ , откуда  $v_2' = (v_2/O_2K)O_2d = \omega_2 O_2d$ . Но  $v_1' = v_2'$ ; следовательно,  $\omega_1 O_1a = \omega_2 O_2d$ , а передаточное число  $u = \omega_1/\omega_2 = O_2d/O_1a$ .

Нормаль  $nn$  пересекает межосевую линию  $O_1O_2$  в точке  $\Pi$ , называемой полюсом зацепления.

Из подобия треугольников  $O_2Pd$  и  $O_1Pa$  находим  $O_2d/O_1a = O_2\Pi/O_1\Pi$ , поэтому

$$u = \omega_1/\omega_2 = O_2\Pi/O_1\Pi = \text{const.} \quad (9.1)$$

Теорема доказана.

Следствие. Постоянное передаточное число пары зубчатых колес обеспечивается тем, что полюс зацепления  $\Pi$  сохраняет неизменным свое положение на межосевой линии, так как при вращении колес положение центров  $O_1$  и  $O_2$  не меняется.

Из теоретически возможных профилей, удовлетворяющих требованиям основной теоремы зацепления, преимущественное применение в машиностроении получили эвольвентные профили (эвольвентное зацепление), так как их легко получить при нарезании зубьев простым инструментом реечного типа. Кроме того, эвольвентное зацепление допускает некоторое изменение межосевого расстояния  $a_w$ , которое может возникнуть в результате неточности изготовления и монтажа.

**Эвольвента и ее свойства** (рис. 9.3). Эвольвентой (разверткой круга) называется кривая, описываемая точкой  $K$  прямой  $mn$ , перекатывающейся без скольжения по окружности. Любая точка прямой опишет кривую, которая будет эвольвентой. Прямая  $mn$  называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается прямая,— основной окружностью для данной эвольвенты, ее диаметр обозначается  $d_b$ . Профили зуба образуются двумя симметричными эвольвентами.

Свойства эвольвенты: 1) производящая прямая во всех положениях касательна к основной окружности и нормальна ко всем производимым ею эвольвентам; 2) отрезок производящей прямой от эвольвенты до точки касания с основной окружностью (например,  $K_2B$ ) является радиусом кривизны эвольвенты  $\rho$  в соответствующей ее точке ( $K_2$ ); 3) с увеличением диаметра  $d_b$  эвольвента становится все более полой, а при  $d_b = \infty$  обращается в прямую; 4) расстояния между эвольвентами по основной окружности и по нормали равны между собой (например, длина дуги  $K_0C$  равна длине отрезка  $K_2C_2$ ).

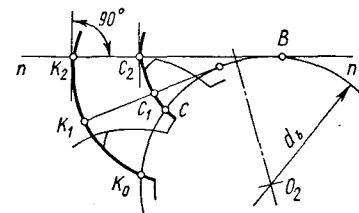


Рис. 9.3

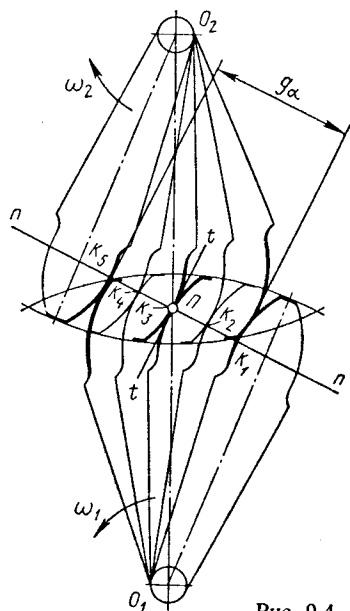


Рис. 9.4

точки контакта зубьев при ее движении и называется *линией зацепления*. Так как сила давления  $F_n$  профиля зуба шестерни на профиль зуба колеса может передаваться только по общей нормали  $nn$  к обоим профилям, то линия зацепления является одновременно линией давления. Длина активной линии зацепления  $g_\alpha$  (рис. 9.4) — это отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин зубьев обоих колес. Он определяет начало (точка  $K_1$ ) и конец (точка  $K_5$ ) зацепления зубьев.

Острый угол  $\alpha_w$  (см. рис. 9.2) между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии, называется *углом зацепления*. Его значение стандартизовано:  $\alpha_w = 20^\circ$ .

**Скольжение взаимодействующих зубьев.** Зацепление двух зубьев происходит по рабочим участкам профилей (рис. 9.5, заштрихованные участки), которые определяют графически путем переноса конечных точек  $K_2$  и  $K_5$  (см. рис. 9.4) линии зацепления на профили зубьев. При вращении колес вследствие неравенства касательных составляющих  $v'_1$  и  $v'_2$  окружных скоростей (см. рис. 9.2) возникает относительное скольжение рабочих участков профилей. Различие

**Линия зацепления и угол зацепления.** Проведем из центров  $O_1$  и  $O_2$  (см. рис. 9.2) радиусами  $O_1a$  и  $O_2d$  окружности. Тогда на основании первого свойства эвольвенты можно утверждать, что полученные окружности являются основными с радиусами  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$ , а общая нормаль  $nn$  — производящей прямой эвольвент обоих профилей.

При вращении колес точка зацепления  $K_3$  эвольвентных профилей перемещается по общей нормали  $nn$  (рис. 9.4). Таким образом, общая нормаль  $nn$  (см. рис. 9.2) — это траектория общей

значений  $v'_1$  и  $v'_2$  объясняется тем, что эвольвенты профилей взаимодействуют дугами различной длины. Чем дальше от полюса, тем больше разница в соответствующих дугах и больше скольжение. Максимальное скольжение наблюдается в крайних точках зацепления (на ножках и головках зубьев). В полюсе зацепления скольжения нет ( $v'_1 = v'_2$ ). При переходе через полюс изменяется направление скольжения.

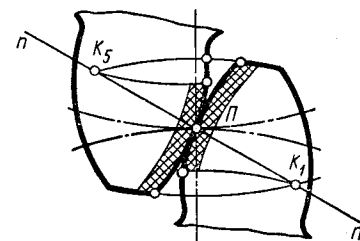


Рис. 9.5

### § 9.3. ЗАЦЕПЛЕНИЕ ДВУХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ КОЛЕС

**Эвольвентное зацепление** колес характеризуется следующими основными элементами и параметрами.

Начальные окружности (см. рис. 9.2) относятся только к зубчатой передаче. Обозначим отрезки  $O_1\Pi$  и  $O_2\Pi$  через  $r_{w1}$  и  $r_{w2}$  и представим их радиусами окружностей, имеющих постоянное касание в полюсе зацепления  $\Pi$ , тогда согласно основной теореме зацепления  $\omega_1/\omega_2 = r_{w2}/r_{w1}$ , откуда получаем равенство окружных скоростей  $\omega_1 r_{w1} = \omega_2 r_{w2}$ . Это значит, что при вращении зацепленных зубчатых колес окружности радиусов  $r_{w1}$  и  $r_{w2}$  перекатываются одна по другой без скольжения. Эти окружности называют *начальными*. Начальные окружности являются сопряженными, т. е. это понятие относится к паре колес, находящихся в зацеплении. При изменении межосевого расстояния  $a_w$  (рис. 9.6) диаметры начальных окружностей  $d_{w1}$  и  $d_{w2}$  тоже соответственно изменяются, так как  $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2$ . У пары колес может быть сколько угодно начальных окружностей. У отдельного колеса начальная окружность не известна до тех пор, пока не известны парное колесо и  $a_w$ .

Делительная окружность принадлежит отдельно взятому колесу и получается при его зацеплении со стандартной рейкой (см. § 9.4). Таким образом, окружность, являющаяся начальной при зацеплении с рейкой, называется *делительной*; ее диаметр обозначается  $d$ . На делительной окружности

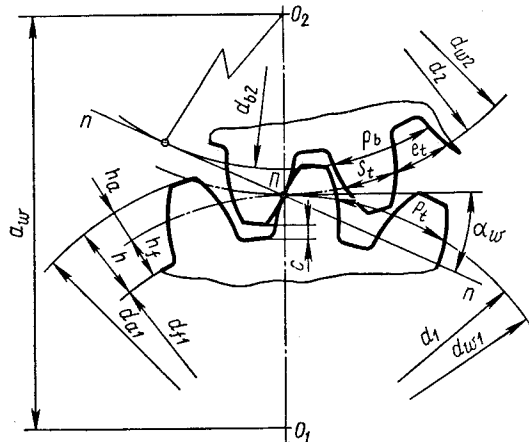


Рис. 9.6

шаг зубчатого колеса равен шагу рейки, а угол зацепления  $\alpha_w$  — углу профиля рейки  $\alpha$ . При изменении  $a_w$  диаметр  $d$  не изменяется. Если в передаче  $a_w = (d_1 + d_2)/2$ , то начальные и делительные окружности совпадают ( $d_w = d$ ), что характерно для большинства зубчатых передач. В дальнейшем рассматривается именно такой случай зацепления.

Окружность вершин зубьев — это окружность, ограничивающая высоту зубьев; ее диаметр обозначается  $d_a$ .

Окружность впадин зубьев — это окружность, ограничивающая глубину впадин; ее диаметр обозначается  $d_f$ .

Окружной шаг зубьев  $p_t$  — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге делительной или любой другой концентрической окружности зубчатого колеса. Различают делительный, основной и другие окружные шаги зубьев, соответствующие делительной, основной и другим концентрическим окружностям зубчатого колеса. Значение окружного шага зависит от того, по какой из окружностей он измеряется. По любой окружности  $p_t = s_t + e_t$ , где  $s_t$  — окружная толщина зуба;  $e_t$  — окружная ширина впадины. На рис. 9.6 шаг  $p_t$ , а также  $s_t$  и  $e_t$  показаны по делительной окружности, на которой  $s_t$  и  $e_t$  равны между собой, а основной шаг  $p_b$  показан на основной окружности.

Окружной модуль зубьев  $m_t$  — линейная величина, в  $\pi$  раз меньшая шага, измеренного по делительной окружности:  $m_t = p_t/\pi$ . Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражают через делительный диаметр  $d$  и число зубьев  $z$ . Длина делительной окружности  $\pi d = p_t z$ , откуда  $d = p_t z/\pi = m_t z = m z$ , или

$$m = d/z, \quad (9.2)$$

где  $m$  — расчетный модуль цилиндрического зубчатого колеса.

Модуль — это часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб. Он является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения  $m$  стандартизованы. Значение модулей по СТ СЭВ 310—76 (выборка)  $m$  (мм): 0,5...1,5; 1,75; 2,0; 2,5; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0;...;100.

Высота зуба  $h$  — расстояние между окружностями вершин и впадин зубьев цилиндрического зубчатого колеса:  $h = h_a + h_f$ , где  $h_a$  — высота головки;  $h_f$  — высота ножки зуба.

Коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$  — это отношение длины активной линии зацепления  $g_\alpha$  (см. рис. 9.4) к основному шагу  $p_b$ :

$$\epsilon_\alpha = g_\alpha/p_b. \quad (9.3)$$

Для непрерывного зацепления и плавного хода передачи необходимо, чтобы до выхода из зацепления одной пары зубьев другая пара зубьев вошла в зацепление, т. е. попала на активную линию зацепления. Только в этом случае обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой и соблюдается условие непрерывной работы передачи:  $\epsilon_\alpha > 1$ . Если  $\epsilon_\alpha < 1$ , то произойдет размыкание контакта между зубьями.

Коэффициент  $\epsilon_\alpha$  характеризует плавность зацепления. Он показывает, сколько зубьев в среднем находится одновременно в зацеплении. Например, при  $\epsilon_\alpha = 1,4$  в течение 40% времени в зацеплении находятся две пары зубьев, а в течение 60% времени — одна. Таким образом, с увеличением  $\epsilon_\alpha$  увеличивается время работы передачи двумя парами зубьев,

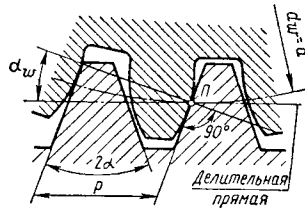


Рис. 9.7

где  $z_1$  и  $z_2$  — числа зубьев шестерни и колеса;  $\beta$  — угол наклона линии зуба косозубого колеса. Для прямозубых колес  $\cos \beta = 1$ . Из формулы (9.4) следует, что значение  $\epsilon_\alpha$  зависит от числа зубьев  $z$  и угла  $\beta$ . С увеличением  $z$  увеличивается  $\epsilon_\alpha$ , а с увеличением  $\beta$  уменьшается  $\epsilon_\alpha$ , что является одной из причин ограничения больших углов  $\beta$  (см. § 9.8).

#### § 9.4. ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА С РЕЙКОЙ

При увеличении числа зубьев до бесконечности колесо превращается в основную рейку, а эвольвентный профиль зуба — прямолинейный, нормальный к линии зацепления (рис. 9.7), т. е. начальная окружность колеса обращается в прямую линию, называемую делительной прямой рейки\*. При работе реечной передачи делительная прямая рейки проходит через полюс зацепления  $\Pi$  и перекатывается без скольжения по начальной окружности колеса. Профиль зуба рейки прямолинейный, трапецеидальной формы, с углом профиля  $2\alpha$  между боковыми сторонами.

Возможность зацепления эвольвентного зубчатого колеса с рейкой используется для нарезания зубчатых колес методом обкатки\*\*.

**Исходный контур** — контур зубчатой рейки, дающий правильное беззазорное зацепление с зубчатым колесом. Этот контур положен в основу проектирования зубчатых передач и профилирования зуборезного инструмента. Исходный контур представляет собой

\* Делительная прямая — прямая, на которой теоретическая толщина зуба равна ширине впадины.

\*\* Обкатка — это движение, при котором рейка (режущий инструмент) и заготовка как бы находятся в зацеплении, т. е. совершают такое же относительное движение, как и в реальном зацеплении.

что повышает плавность хода и нагрузочную способность.

Для зубчатых передач без смещения коэффициент  $\epsilon_\alpha$  определяют по формуле

$$\epsilon_\alpha \approx [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cos \beta, \quad (9.4)$$

основную зубчатую рейку с прямолинейным профилем (рис. 9.8). Форма и размеры нормального (без смещения, см. § 9.6) исходного контура на цилиндрические колеса установлены ГОСТ 13755—81. Параметры исходного контура:

угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ ; высота головки  $h_a = m$ ; высота ножки  $h_f = 1,25m$ ; глубина захода зубьев в паре исходных контуров  $h_w = 2m$  — это рабочая часть рейки, т. е. то наибольшее линейное значение, на которое зубья одного колеса заходят во впадину другого; радиальный зазор  $c = 0,25m$ . Для косозубых и шевронных колес параметры исходного контура соблюдаются в нормальном сечении зуба.

Исходный контур для прямозубых конических колес по ГОСТ 13754—81 отличается коэффициентом  $c = 0,2m$ . В исходном контуре для круговых зубьев (ГОСТ 16602—81)  $c = 0,25m_{te}$ . Исходный контур основной рейки полностью определяет профили зубьев всех колес нормального зацепления и обеспечивает возможность их любого сочетания при одинаковом модуле.

Исходный контур инструментальной рейки отличается от контура основной рейки увеличенной на  $c$  высотой головки зуба, необходимой для образования большей глубины впадины, обеспечивающей радиальный зазор  $c$  в зацеплении сопряженных колес. Избыточная высота зуба инструментальной рейки не участвует в формировании эвольвентной части профиля зуба нарезаемого колеса.

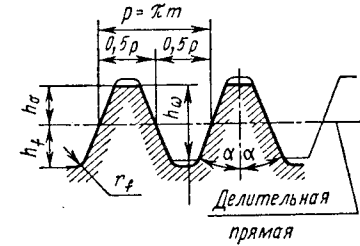


Рис. 9.8

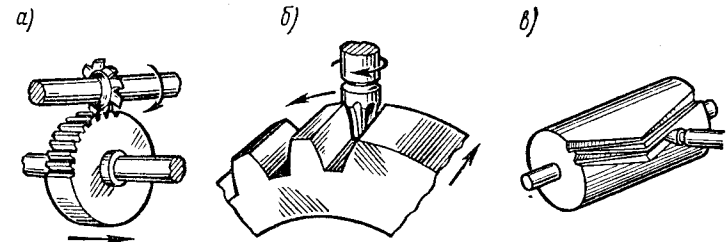


Рис. 9.9

## § 9.5. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В зависимости от материала, формы и размеров колес заготовки для них получают литьем, ковкой или штамповкой. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, резе литьем.

**Накатывание зубьев.** Накатывание — это образование зубьев на поверхности обода заготовок колес. Различают горячее и холодное накатывание. При горячем накатывании образование зубьев происходит в результате пластических деформаций обода заготовок, нагретых токами высокой частоты до температуры  $\sim 1200^\circ\text{C}$ . Заготовки обкатывают между колесами — накатниками эвольвентного профиля. При этом на венце выдавливаются зубья, модуль которых можно получить до 5 мм. Холодное накатывание зубьев применяется при изготовлении мелкозубчатых колес с модулем менее 2,5 мм. Холодное накатывание применяется также и как отделочная операция при обработке зубьев. Процесс горячего и холодного накатывания зубьев обеспечивает получение зубчатых колес 7-й и 8-й степени точности (см. ниже). После накатывания улучшается структура поверхностного слоя металла (создается деформационное упрочнение), что обеспечивает повышение прочности зубьев на 15...20%. Накатывание — высокопроизводительный метод изготовления зубчатых колес, резко сокращающий отход металла в стружку. Применяется в массовом производстве.

**Нарезание зубьев.** Существуют два метода нарезания зубьев — копирование и обкатка.

Метод копирования основан на прорезании впадин между зубьями дисковой модульной фрезой (рис. 9.9,а) или пальцевой зуборезной фрезой, форма режущих кромок которых соответствует форме впадины зуба колеса. Пальцевая фреза применяется для фрезерования профилей косозубых, прямозубых (рис. 9.9,б) и шевронных (рис. 9.9,в) колес крупного модуля. После прорезания каждой впадины заготовку вручную поворачивают на угол  $360^\circ/z$  (на шаг зацепления). Это малопроизводительный и неточный метод. Применяется в единичном производстве, главным образом при ремонтных работах.

Метод обкатки основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары. Одной из зубчатых деталей является обрабатываемая заготовка, а второй — режущий инструмент, например инструментальная рейка. В процессе нарезания заготовка 1 (рис. 9.10) вращается вокруг своей оси, а рейка 2 совершает возвратно-поступательное движение по вертикали и поступательное движение параллельно касательной заготовке. В качестве режущего инструмента применяют червячные фрезы, имеющие в осевом сечении форму инструментальной рейки (рис. 9.11), зуборезные

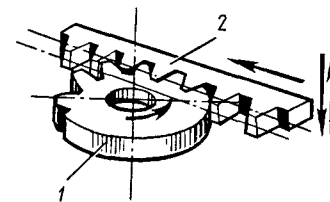


Рис. 9.10

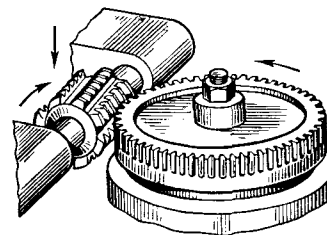


Рис. 9.11

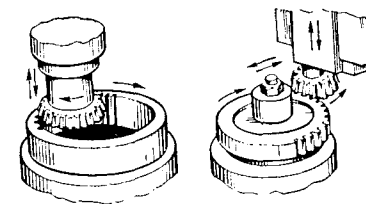
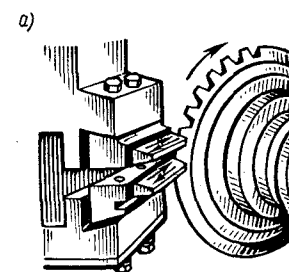
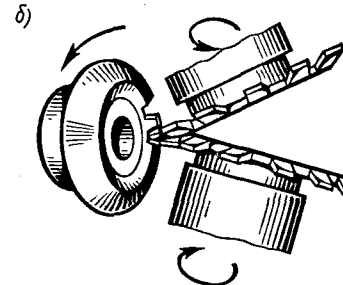


Рис. 9.12



а)



б)

Рис. 9.13

долбяки (рис. 9.12) и др. Червячные фрезы применяют для нарезания прямых и косых зубьев цилиндрических колес с внешним расположением зубьев и для нарезания зубьев червячных колес. Долбяками можно нарезать не только прямозубые

Таблица 9.1

Вид		Степень точности (по нормам плавности)			
		6-я	7-я	8-я	9-я
передачи	зубьев	Предельная окружная скорость $v$ , м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	2
	Косые	30	15	10	4
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Круговые	20	10	7	3

точности (обычно открытые передачи). С увеличением скорости повышаются требования к точности силовых передач, поскольку динамические нагрузки, вызванные погрешностями изготовления, пропорциональны скорости. Рекомендации по выбору степени точности в зависимости от окружной скорости колес  $v$  даны в табл. 9.1.

Кроме степеней точности и норм точности стандартами установлены нормы бокового зазора в зацеплении, исключающие заклинивание и обеспечивающие свободный поворот колес. Значение зазора регламентируется шестью видами сопряжения зубчатых колес:  $H$ —нулевой зазор;  $E$ —весьма малый зазор;  $C$  и  $D$ —уменьшенный зазор;  $B$ —нормальный зазор;  $A$ —увеличенный зазор. В большинстве передач предусматривается нормальный зазор. Нужно отметить, что значение бокового зазора определяется не степенью точности передачи, а ее назначением и условиями эксплуатации (реверсивность, быстроходность, температура, условия смазки и др.).

КПД зубчатой передачи. Потери мощности в зубчатых передачах складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла (закрытые передачи). Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи, они зависят от точности изготовления и способа смазывания. Среднее значение КПД закрытых передач с учетом потерь в подшипниках: зубчатая цилиндрическая  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ ; зубчатая коническая  $\eta = 0,95 \dots 0,97$ . Потерянная мощность в передаче

колеса внешнего или внутреннего зацепления, но и колеса с винтовыми зубьями. Метод обкатки обеспечивает высокую производительность и точность вследствие непрерывности процесса обкатки. Имеет основное применение при нарезании зубьев. Нарезание зубьев конических колес методом обкатки (рис. 9.13) производится строганием ( $a$ ), фрезерованием ( $b$ ) инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками (см. рис. 9.28).

**Точность изготовления.** Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых кол с и деталей (корпусов, подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение в передаче. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибка шага и формы профиля зубьев, которые вызывают дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении; ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется стандартами\*, которые устанавливают 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, ..., 12.

Каждая степень точности характеризуется тремя нормами точности: нормой кинематической точности колеса, устанавливающей величину полной погрешности угла поворота зубчатых колес за один оборот; нормой плавности работы колеса, регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного числа и угла поворота в пределах одного оборота; нормой пятна контакта зубьев, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и монтажа передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (на распределении нагрузки по длине зуба).

Выбор степени точности передачи зависит от назначения и условий ее работы. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9-я степени точности (табл. 9.1); 6-я степень точности соответствует высокоточным скоростным передачам, 7-я — точным передачам, 8-я — передачам средней точности — это передачи общего машиностроения, не требующие особой точности, 9-я — тихоходным передачам пониженной

\* ГОСТ 1643—81 для цилиндрических передач, ГОСТ 1758—81 для конических прямозубых передач и ГОСТ 9368—81 для конических передач с круговыми зубьями.



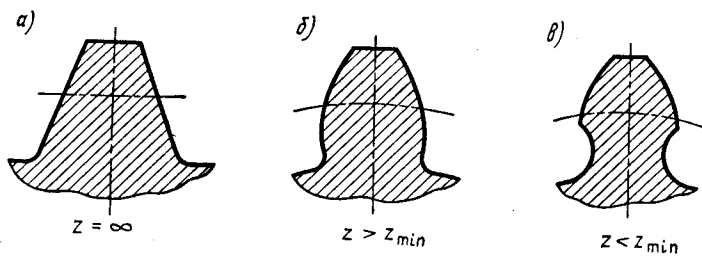


Рис. 9.14

переходит в теплоту, которая при недостаточном охлаждении может вызвать ее перегрев.

**Подрезание зубьев.** Подрезание зубьев возникает при нарезании методом обкатки колес с малым числом зубьев, т. е. если в нарезаемом колесе число зубьев  $z$  меньше минимально допустимого  $z_{\min}$ . Подрезание заключается в том, что вершины зубьев режущего инструмента реечного типа внедряются в ножки зубьев нарезаемого колеса.

На рис. 9.14 показано изменение формы прямого зуба в зависимости от числа зубьев нормального эвольвентного колеса. При  $z = \infty$  колесо превращается в рейку (а). С уменьшением  $z$  уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а кривизна эвольвентного профиля увеличивается (б). При дальнейшем уменьшении  $z$  ( $z < z_{\min}$ ) появляется подрезание ножки зуба (в); изгибная прочность зуба резко снижается и возрастает износ из-за уменьшения длины активного участка профиля (срезается часть эвольвенты у ножки зуба). По границе отсутствия подрезания для прямозубых передач устанавливается минимально допустимое число зубьев  $z_{\min} = 17$ . При необходимости нарезания зубьев меньше  $z_{\min}$  для устранения подрезания применяют зубчатые колеса со смещением.

### § 9.6. ПОНЯТИЕ О ЗУБЧАТЫХ КОЛЕСАХ СО СМЕЩЕНИЕМ

Для устранения подрезания зубьев при  $z < z_{\min}$ , для повышения изгибной и контактной прочности, а также вписывания зубчатых передач с любым числом зубьев в заданное межосевое расстояние применяют зубчатые колеса со смещением. По сравнению с нормальным зацеплением профили зуб-

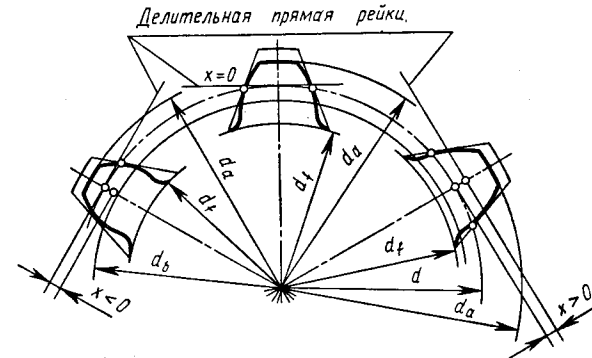


Рис. 9.15

чатых колес со смещением получают очерчиванием их более выгодными участками эвольвенты той же основной окружности. Такие колеса получаются в результате некоторого смещения рейки (режущего инструмента) в радиальном направлении, поэтому они и называются колесами со смещением. Смещение рейки от центра колеса считают положительным, а к центру — отрицательным. Смещение характеризуется коэффициентом смещения  $x$ .

На рис. 9.15 показаны три положения рейки при нарезании зубьев. При нарезании без смещения ( $x=0$ ) получаем нормальный профиль. При положительном смещении ( $x>0$ ) профиль зуба очерчивается более удаленным участком эвольвенты (более выгодным). При этом уменьшается кривизна эвольвентного профиля (увеличивается радиус кривизны эвольвенты) и зуб у основания утолщается. В результате этого изгибная и контактная прочность зуба повышается, а также устраняется подрезание при малом числе зубьев (можно понизить  $z_{\min}$  до 7...8). При отрицательном смещении ( $x<0$ ) происходит обратное явление.

Применяют два типа передач со смещением:

1. Шестерню изготавливают с положительным смещением  $x_1 > 0$ , а колесо — с отрицательным  $x_2 < 0$ , но так, что  $x_1 = x_2$  или суммарный коэффициент смещения  $x_2 = x_1 + x_2 = 0$ . При любом смещении толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но их сумма по делительной окружности равна шагу  $p$ . В зацеплении зубчатой пары при  $x_2 = 0$  делительные

окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения. Не изменяется также межосевое расстояние  $a_w$  и высота зуба  $h$ , но изменяется соотношение высоты головки и ножки. Такой вид смещения позволяет получить примерно равную прочность зубьев шестерни и колеса на изгиб и существенно увеличить допускаемую нагрузку по изгибу.

2. Суммарное смещение  $x_2 > 0$ , а также  $x_1 > 0$  и  $x_2 > 0$ . В этом случае делительная толщина зубьев шестерни и колеса больше  $0,5p$ , а ширина впадин меньше  $0,5p$ . Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться; зубчатые колеса необходимо раздвинуть, при этом возникнут новые начальные окружности, большие, чем делительные ( $d_w > d$ ). Межосевое расстояние  $a_w$  увеличивается, а следовательно, увеличивается и угол зацепления  $\alpha_w$ , который станет больше профильного угла инструмента  $\alpha$  ( $\alpha_w > \alpha$ ). При  $x_2 > 0$  можно более широко влиять на различные параметры зацепления, а также повысить контактную прочность. В этом достоинство такого вида смещения.

Зубчатые колеса со смещением изготавливают стандартным инструментом на тех же станках, что и колеса без смещения.

## § 9.7. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Материал зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Применяют легированные или углеродистые стали, реже чугуны и пластмассы.

**Стали.** Термически обработанные стали являются основным материалом для зубчатых колес. Термообработку производят для увеличения твердости. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две группы.

Первая группа — колеса с твердостью  $\leq 350$  НВ. Термообработка — нормализация или улучшение — производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Колеса хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания для прямо-

зубых передач рекомендуется твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни назначать больше твердости зубьев колеса на 20...30 единиц НВ, т. е.  $HV_1 = HV_2 + 20...30$ . Эта рекомендация вызвана тем, что шестерня за один оборот колеса входит в зацепление с ним в передаточное число раз больше, а поэтому возможность усталостного разрушения ее выше. Для косозубых и шевронных передач, а также для конических передач с круговыми зубьями твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни желательна возможно большая. При этом рекомендуется  $HV_1 = HV_2 + 60...80$  и более. Это позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность указанных передач на 25...30%.

Колеса с твердостью  $\leq 350$  НВ обладают сравнительно невысокой прочностью. Однако благодаря технологическим преимуществам широко применяются в условиях единичного и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к габаритам и массе, а также в передачах с большими колесами (диаметром более 500 мм), термическая обработка которых затруднена.

Вторая группа — колеса с твердостью  $> 350$  НВ ( $> 35$  HRC<sub>s</sub>)\*. Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев (до 50...60 HRC<sub>s</sub>) достигается объемной и поверхностной закалкой, цементацией, нитроцементацией, азотированием. При этом допускаемые контактные напряжения, а следовательно, нагрузочная способность передачи увеличиваются в несколько раз по сравнению с нормализованными и улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания.

При твердости обоих колес  $> 350$  НВ колеса не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых передач не требуется обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса. Такие колеса требуют высокой точности изготовления

\* При твердости более 350 НВ твердость выражается в единицах HRC (1HRC<sub>s</sub>  $\approx$  10 НВ). По ГОСТ 8.064—79 твердость, измеренную по шкале С Роквелла обозначают HRC<sub>s</sub>, в отличие от ранее принятого обозначения HRC (C<sub>s</sub> — шкала твердости эталонная).

и повышенной жесткости валов и опор. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому колеса нарезают до термообработки, а отделку зубьев производят после термообработки.

Применяют в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах, а также при высоких требованиях к габаритам и массе передачи.

Объемная закалка—наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему. Твердость на поверхности зуба 46...56 HRC<sub>2</sub>. Недостатки: повышенное коробление зубьев и необходимость последующих отделочных операций; пониженная вязкость их сердцевины, вызывающая уменьшение прочности на изгиб при действии ударных нагрузок. Поэтому объемную закалку во многих случаях заменяют поверхностными термическими и химико-термическими видами обработки.

Поверхностная закалка с нагревом токами высокой частоты (ТВЧ) применяется для шестерен с модулем  $m \geq 2$  мм, работающих с улучшенными колесами, что обеспечивает хорошую приработку зубьев. При малых модулях мелкий зуб прокаливается насквозь, становится хрупким и легко коробится. Твердость поверхностного слоя 49...54 HRC<sub>2</sub>.

Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя) с последующей закалкой применяется для колес, размеры и масса которых должны быть минимальными (авиация, транспорт и т. п.). Обеспечивает твердость 59...64 HRC<sub>2</sub>. При закалке после цементации форма зуба искажается, поэтому требуются отделочные операции. Глубина цементации 0,1...0,15 от толщины зуба. При цементации хорошо сочетаются весьма высокая контактная и изгибная прочность.

Нитроцементация—насыщение углеродом в газовой среде. Упрочняется тонкий поверхностный слой 0,3...0,8 мм до 61...64 HRC<sub>2</sub>. Коробление уменьшается, что позволяет избавиться от последующего шлифования. Получила широкое распространение в станкостроении, в автомобилестроении и т. п.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает такую же твердость поверхностного слоя зубьев, как и цементация, и практически без коробления. Малая толщина твердого слоя (0,2...0,5 мм) делает зубья чувствительными к перекосам, перегрузкам и непригодными для работы в условиях повышенного абразивного изнашивания. Азотирование позволяет получить зубья 7-й степени без отделочных операций. Для повышения прочности сердцевины зуба заготовку колеса подвергают улучшению. Применяют в быстроходных точных передачах, работающих без ударов.

Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с ковеной шестерней. Применяют стали 35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ. Литые колеса подвергают нормализации или улучшению.

Выбор марок сталей для зубчатых колес. В термически необработанном состоянии механические свойства всех сталей близки. Поэтому применение легированных сталей без термообработки недопустимо. При выборе марки сталей для зубчатых колес кроме твердости необходимо учитывать размеры заготовки. Это объясняется тем, что прокаливаемость сталей различна: углеродистых—наименьшая; высоколегированных—наибольшая. Стали с плохой прокаливаемостью (углеродистые конструкционные) при больших сечениях нельзя термически обработать на высокую твердость. Поэтому марку стали для упрочняемых зубчатых колес выбирают с учетом их размеров, а именно диаметра  $D$  вала шестерни или червяка и наибольшей ширины сечения колеса  $S$  с припуском на механическую обработку после нормализации или улучшения. Таким образом, окончательный выбор марки сталей для зубчатых колес (пригодность заготовки колес) необходимо производить после определения геометрических размеров зубчатой передачи.

В табл. 9.2 приведены рекомендации по выбору механических свойств наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от термообработки (твердости) с учетом размеров зубчатых колес. Из таблицы следует, что для одной и той же марки стали в зависимости от вида термообработки можно получить различные механические свойства. Поэтому при выборе материала для шестерни и колеса желательно ориентироваться на применение одной и той же марки стали, но с различной твердостью (различной термообработкой). При этом необходимо принимать среднее табличное значение твердости данной марки стали как наиболее вероятное. При твердости обоих колес  $> 350$  НВ не требуется обеспечивать разность твердости зубьев шестерни и колеса.

**Чугуны.** Тихоходные и малонагруженные открытые и реже закрытые передачи зубчатого колеса изготавливают из серого чугуна марок СЧ 25 и выше и высокопрочного чугуна. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются и хорошо противостоят усталостному разрушению и заеданию в условиях бедной смазки.

Таблица 9.2

Марка стали	Размеры заготовки, мм		Твердость		Предел прочности $\sigma_a$ , Н/мм <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_t$ , Н/мм <sup>2</sup>	Термическая обработка
	диаметр $D$	ширина $S$	сердцевины НВ	поверхности HRC,			
<b>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</b>							
35	Любой	Любая	163...192	—	550	270	Нормализация
45	»	»	179...207	—	600	320	»
45	125	80	235...262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	—	890	650	»
40X	200	125	235...262	—	790	640	»
40X	125	80	269...302	—	900	650	»
40X	125	80	269...302	46...51	900	750	Улучшение и закалка ТВЧ
35XM	315	200	235...262	—	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269...302	—	920	790	»
35XM	200	125	269...302	49...54	920	750	Улучшение и закалка ТВЧ
40XH	315	200	235...262	—	800	630	Улучшение
40XH	200	125	269...302	—	920	750	»
40XH	200	125	269...302	49...54	920	750	Улучшение и закалка ТВЧ
45XЦ	200	125	269...302	51...57	950	780	То же
20XH2M	200	125	300...400	57...64	1000	800	Улучшение, цементация и закалка
40XHMA	125	80	269...302	51...57	980	780	Улучшение и азотирование
20X	200	125	300...400	57...64	1000	800	Улучшение, цементация и закалка
18XГТ	200	125	300...400	57...64	1000	800	То же
12XH3A	200	125	300...400	57...64	1000	800	»
<b>Стальное литье</b>							
35Л	Любой	Любая	163...207	—	550	270	Нормализация
40Л	»	»	163...207	—	550	270	»
45Л	315	200	207...235	—	680	440	Улучшение
40ГЛ	315	200	235...262	—	850	600	»

Примечание. В таблице  $D=d_1+6$  мм и  $D=d_{aet}+6$  мм — диаметр заготовки червяка, цилиндрической и конической вала шестерни;  $S=b_2+4$  мм — ширина заготовки колеса без диска (моноконтного).

### § 9.8. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Прямозубая передача** (см. рис. 9.1, а). В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Это явление сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости  $v$  колес. Как правило, применяется в открытом и реже в закрытом исполнении.

Передачное число

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (9.5)$$

Значения  $u$  ограничиваются габаритами передачи. По СТ СЭВ 229—75 значения  $u$  (1-й ряд): 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3 и т. д. Для одноступенчатых стандартных редукторов не рекомендуется принимать  $u > 5,0$ .

Основные геометрические размеры (см. рис. 9.6 и § 9.3) определяют в зависимости от модуля  $m$  числа зубьев  $z$ . Диаметры делительный и начальный

$$d = d_w = mz. \quad (9.6)$$

В соответствии с параметрами исходного контура зубчатой рейки (см. § 9.4) получим диаметры вершин  $d_a$  и впадин  $d_f$  зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = d + 2m; \quad d_f = d - 2h_f = d - 2,5m. \quad (9.7)$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = d_1(u+1)/2 = mz(u+1)/2 = m(z_2 + z_1)/2 = mz_{\Sigma}/2. \quad (9.8)$$

Значения межосевого расстояния  $a_w$ , мм, выбирают из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, ..., 2500 (СТ СЭВ 229—75).

Из формулы (9.8) находим

$$d_1 = 2a_w/(u+1); \quad d_2 = 2a_w u/(u+1). \quad (9.9)$$

В формуле (9.8)  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$  — суммарное число зубьев. Зная  $z_{\Sigma}$ , определяют число зубьев шестерни  $z_1 = z_{\Sigma}/(u+1)$  и колеса  $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$ . Значение  $z_1$  округляют в ближайшую сторону до целого числа. Для прямозубых колес  $z_{1min} = 17$ .

Ширина зубчатого венца колеса

$$b_2 = \psi_a a_w, \quad (9.10)$$

где  $\psi_a$  — коэффициент ширины венца колеса (см. § 9.12).

Ширина венца шестерни при твердости рабочих поверхностей зубьев менее 350 НВ

$$b_1 = 1,12b_2. \quad (9.11)$$

Значения  $b_1$  и  $b_2$  принимают из ряда чисел  $R_{40}$  (см. табл. 1.1). Более широкая шестерня учитывает возможное осевое смещение зубчатых колес из-за не-

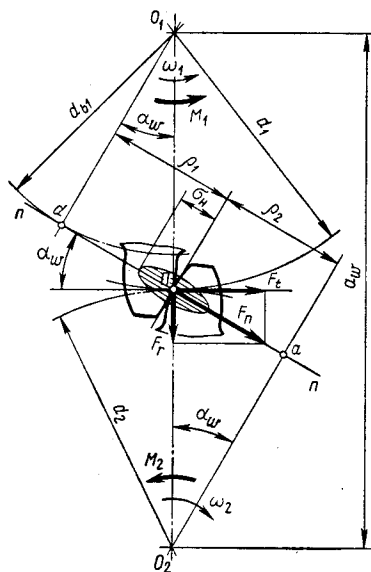


Рис. 9.16

нагрузку заменяют равнодействующей силой  $F_n$ , направленной по линии зацепления  $mn$  и приложенной в полюсе  $\Pi$ . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Силу  $F_n$  раскладывают на окружную  $F_t$  и радиальную  $F_r$ :

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2M_2/d_2; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (9.12)$$

Такое разложение силы  $F_n$  на составляющие удобно для расчета зубьев, валов и опор. На ведомом колесе направление силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, а на ведущем — противоположно ему, т. е. силы на ведущем и ведомом колесах всегда направлены против действия соответствующих моментов (см. рис. 6.3, в). Радиальные силы  $F_r$  направлены к осям вращения колес и создают «распор» в передаче.

**Косозубая передача** (см. рис. 9.1, б). Рассечем мысленно прямозубое колесо на две части средней

\* Неточная сборка таких передач недопустима, так как при приработке на зубьях колеса появляются «буртики», определяемые кромками шестерен, что при работе передачи после повторной несовершенной сборки неизбежно вызывает излом зубьев колеса.

точности сборки, кроме того, это важно при приработке зубьев, когда более твердая шестерня перекрывает по ширине более мягкое колесо\*. При твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес более 350 НВ принимают  $b_1 = b_2$  (колеса не прирабатываются).

Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления  $\Pi$  (рис. 9.16). На шестерню действует вращающий момент  $M_1$ , который создает распределенную по контактным линиям зуба колеса нагрузку.

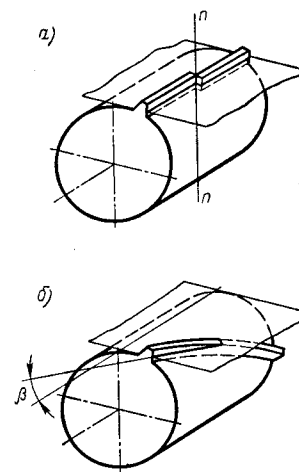


Рис. 9.17

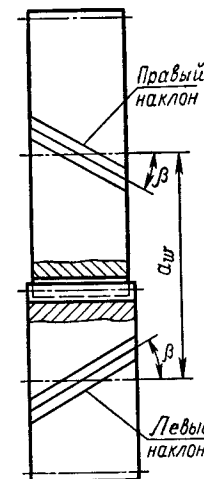


Рис. 9.18

плоскостью  $mn$ , перпендикулярной оси колеса, и сдвинем каждую половину относительно другой на один и тот же угол (рис. 9.17, а); получим двухступенчатое колесо. Работа передачи с такими колесами будет более плавной. Если увеличить число ступеней до бесконечности, то получим колесо с винтовыми или косыми зубьями с некоторым углом наклона линий зуба  $\beta$  (рис. 9.17, б). Два сопряженных колеса должны иметь равные углы  $\beta$ , при этом на одном колесе линия зуба должна быть правой, а на другом — левой (рис. 9.18). При работе такой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно; передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи и уменьшается шум. Поэтому косозубые передачи имеют преимущественное распространение.

С увеличением угла наклона  $\beta$  линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются, но при этом увеличивается и осевая сила  $F_a$ , что нежелательно (см. ниже). Поэтому в косозубых передачах принимают угол  $\beta = 7 \dots 20^\circ$ .

Основные геометрические размеры зависят от модуля и числа зубьев. При расчете косозубых

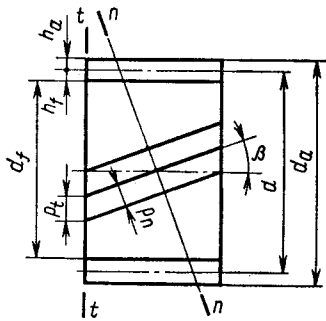


Рис. 9.19

колес учитывают два шага (рис. 9.19): нормальный шаг зубьев  $p_n$  — в нормальном сечении  $mn$  и окружной шаг  $p_t$  — в торцовом сечении  $tt$ ; при этом  $p_t = p_n / \cos \beta$ . Соответственно шагам имеем два модуля зубьев:  $m_t = p_t / \pi$  и  $m_n = p_n / \pi$ , при этом

$$m_t = m_n / \cos \beta, \quad (9.13)$$

где  $m_t$  и  $m_n$  — окружной и нормальный модули зубьев. За расчетный принимают модуль  $m_n$ , значение которого должно соответствовать стандартному. Это объясняется следующим. Для нарезания косых зубьев используют инструмент того же профиля, что и для нарезания прямых. Наклон зуба образуют соответствующим поворотом инструмента относительно заготовки на угол  $\beta$ . Поэтому профиль косоугого зуба в нормальном сечении совпадает с профилем прямого зуба; следовательно,  $m_n = m$ .

Диаметры делительный и начальный

$$d = d_w = m_t z = m_n z / \cos \beta. \quad (9.14)$$

Диаметры вершин и впадин зубьев

$$d_a = d + 2m_n; \quad d_f = d - 2,5m_n. \quad (9.15)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = d_1 (u + 1) / 2 = m_t (z_1 + z_2) / 2 = m_n z_1 (u + 1) / (2 \cos \beta). \quad (9.16)$$

Эквивалентное колесо. Профиль зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямого зубчатого колеса (рис. 9.20). Нормальное к линии зуба сечение  $mn$  делительного цилиндра\* имеет форму эллипса. Радиус кривизны эллипса при зацеплении зубьев

\* Делительный цилиндр — соосная цилиндрическая поверхность эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса, торцовое сечение которой является делительной окружностью.

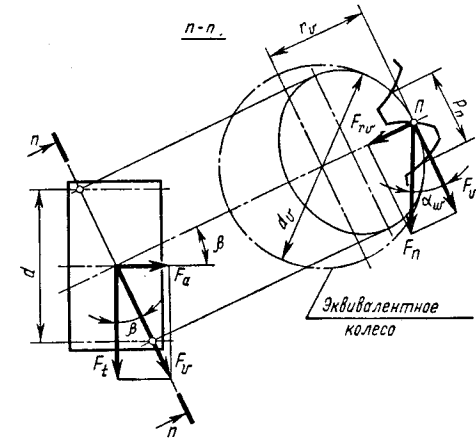


Рис. 9.20

в полюсе  $r_v = d / (2 \cos \beta)^*$ . Профиль зуба в этом сечении достаточно близко совпадает с профилем приведенного прямого зубчатого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого  $d_v = 2r_v = d / \cos^2 \beta$ , а эквивалентное число зубьев  $z_v = d_v / m_n = d / (m_n \cos^2 \beta) = m_t z / (m_t \cos^2 \beta)$  или

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (9.17)$$

где  $z$  — действительное число зубьев косозубого колеса. Увеличение  $z_v$  с увеличением  $\beta$  — одна из причин повышения прочности косозубых передач.

Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления  $\Pi$  (рис. 9.20). Сила  $F_n$ , действующая на зуб косозубого колеса, направлена по нормали к профилю зуба, т. е. по линии зацепления эквивалентного прямого зубчатого колеса и составляет угол  $\alpha_w$  с касательной к эллипсу. Разложим эту силу на две составляющие:

окружную силу на эквивалентном колесе

$$F_v = F_n \cos \alpha_w$$

и радиальную силу на этом колесе

$$F_{rv} = F_v \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Переходя от эквивалентного к косозубому колесу, заметим, что сила  $F_{rv}$  является радиальной силой  $F_r$  и для этого колеса, т. е.

\* См. курс аналитической геометрии.

$$F_r = F_v \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (9.18)$$

а сила  $F_v$  расположена в плоскости, касательной к начальному цилиндру, и составляет угол  $\beta$  с осью колеса. Разложим силу  $F_v$  на две составляющие: окружную силу

$$F_t = F_v \cos \beta \quad (9.19)$$

и осевую силу

$$F_a = F_v \sin \beta. \quad (9.20)$$

Окружная сила известна. Ее определяют по передаваемому моменту и диаметру делительной окружности зубчатого колеса

$$F_t = 2M_2/d_2, \quad (9.21)$$

тогда из формулы (9.19)  $F_v = F_t/\cos \beta$ . Подставив силу  $F_v$  в выражения (9.18) и (9.20), окончательно получим: реальную силу

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} \quad (9.22)$$

и осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (9.23)$$

На зубья шестерни и колеса действуют одинаковые, но противоположно направленные силы. При определении их направления учитывают направление вращения колес и направление наклона линии зубьев  $\beta$  (правое или левое). *Наличие в зацеплении осевой силы, которая дополнительно нагружает валы и подшипники, является недостатком косозубых передач.*

**Шевронная передача** (см. рис. 9.1, в). Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу  $F_a$ ) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи. Шевронное колесо — сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Каждая половина колеса нарезана со встречным углом наклона  $\beta$  линии зуба (рис. 9.21). Вследствие разного направления линии зубьев на полушевронах осевые силы  $F_a/2$  взаимно уравновешиваются на колесе и на валы и подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол  $\beta = 25 \dots 40^\circ$ , что повышает нагрузочную способность передачи и плавность работы.

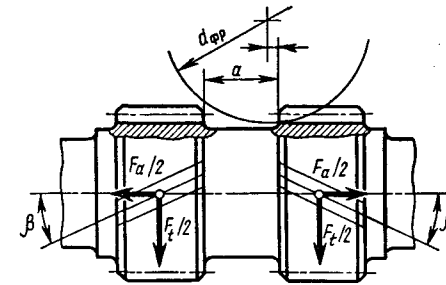


Рис. 9.21

Шевронные колеса изготавливают с дорожкой в середине колеса для выхода режущего инструмента — червячной фрезы (см. рис. 9.21) (ширина  $a$  дорожки зависит от модуля зубьев, обычно  $a = (10 \dots 15)m$ ; подробно см. [9]) или без дорожки — пальцевой фрезой крупного модуля (см. рис. 9.9, в) или специальными долбяками. Колеса без дорожки нарезают на специальных малопроизводительных и дорогих станках, поэтому их применяют реже, чем колеса с дорожкой.

Применяют в высоконагруженных быстроходных передачах. Недостаток их — высокая стоимость изготовления. Геометрический и прочностный расчеты их подобны расчетам косозубой передачи.

### § 9.9. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При передаче вращающего момента в зацеплении действует нормальная сила  $F_n$  и сила трения  $R_f$ , связанная со скольжением (рис. 9.22). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F^*$ , изменяющиеся во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу (см. рис. 1.12, а). Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: излома

\* Индекс  $F$  приписывается параметрам, связанным с расчетом по напряжениям изгиба, который выполняют по ножке (от англ. Foot) зуба.

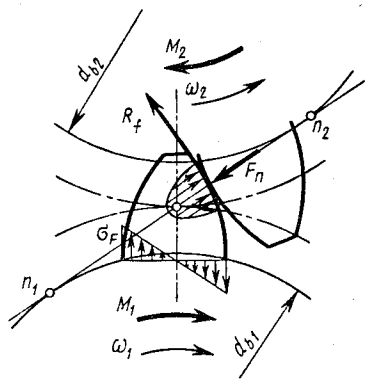


Рис. 9.22

больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца (рис. 9.23, а) и усталостный излом 1, происходящий от длительного действия переменных напряжений изгиба  $\sigma_F$ , которые вызывают усталость материала зубьев. Усталостные трещины 2 (рис. 9.23, б) образуются чаще всего у основания зуба (иногда трещина распространяется к вершине зуба) на той стороне, где от изгиба возникают напряжения растяжения. Для предупреждения усталостного излома применяют: колеса с положительным смещением при нарезании зубьев; термообработку; дробеструйный наклеп; жесткие валы, увеличивают модуль и др.

**Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев.** Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при хорошей смазке. Возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений  $\sigma_H$  (см. § 1.6 и рис. 1.12), вызывающих усталость материала зубьев. Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной

зубьев от напряжений изгиба и выкрашивания рабочих поверхностей зубьев от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

**Излом зубьев.** Различают два вида излома зубьев. Излом от

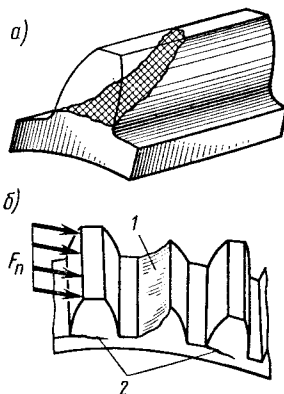


Рис. 9.23

линии на ножках зубьев (рис. 9.24), где развивается наибольшая сила трения (нагрузка передается одной парой зубьев), способствующая пластическому течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев (рис. 9.25, а). Развитию трещин способствует раскли-

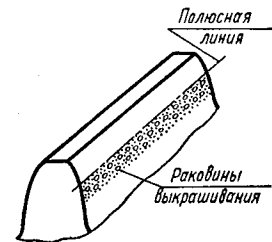


Рис. 9.24

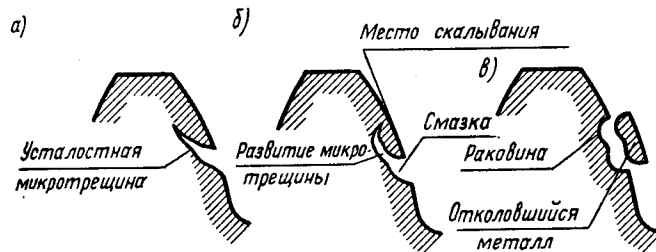


Рис. 9.25

нивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении (рис. 9.25, б). Повторяясь, такое действие приводит к откалыванию (выкрашиванию) частиц металла поверхности зубьев (рис. 9.25, в) и к образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины (см. рис. 9.24). При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной пленки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности. Для предупреждения усталостного выкрашивания повышают твердость поверхности зубьев и степень их точности, правильно выбирают сорт масла и др.

Так как контактные напряжения являются причиной усталостного разрушения, то *основным критерием работоспособности и расчета закрытых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев.* При этом расчет зубьев на изгиб производят как проверочный.

В передачах, работающих со значительным износом (открытые передачи), выкрашивания не наблюдаются, так как изнашивание поверхностных слоев зубьев происходит раньше, чем появляются усталостные трещины.



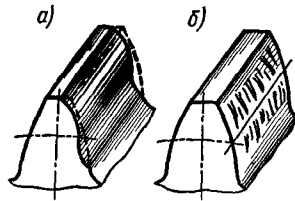


Рис. 9.26

**Изнашивание зубьев.** Основной вид разрушения зубьев открытых передач, а также закрытых, но недостаточно защищенных от загрязнения абразивными частицами (пыль, песчинки, продукты износа и т. п.). Такие передачи встречаются в сель-

скохозяйственных, транспортных, грузоподъемных машинах и т. п. По мере изнашивания первоначальный эвольвентный профиль зубьев искажается (рис. 9.26, а), увеличиваются зазоры в зацеплении, возникают динамические нагрузки и повышенный шум. Прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения, что может привести к излому зуба. Основные меры предупреждения износа — повышение твердости зубьев, защита от загрязнения и др. (подробно см. § 2.1).

**Заедание зубьев** происходит преимущественно в высоконагруженных быстроходных передачах. В месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная пленка разрывается и появляется металлический контакт. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них широкие и глубокие борозды в направлении скольжения (рис. 9.26, б). Для предупреждения заедания повышают твердость рабочих поверхностей зубьев, применяют противозадирные масла и другие меры, что и против изнашивания (см. § 2.1).

#### § 9.10. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ\*

**Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.** Расчет производят при контакте зубьев

\* Этот расчет регламентирован ГОСТ 21354—75. Здесь введены некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчетов. Кроме того, для сохранения преемственности с первой частью учебника приняты обозначения, частично отличающиеся от стандартных.

в полюсе зацепления  $\Pi$  (см. рис. 9.16). Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца (1.11):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

Прямозубые передачи. Нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба

$$q = \frac{E_n}{l_z} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} Z_e^2}{b_2 \cos \alpha_w}$$

где  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$ ,  $K_{H\nu}$  — коэффициенты нагрузки, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1$ ), неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий) и дополнительные динамические нагрузки (см. ниже);  $l_z$  — суммарная длина контактных линий, которая зависит от коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  и изменяется от ширины венца колеса  $b_2$  (при однопарном зацеплении) до  $2b_2$  (при двухпарном зацеплении). При расчетах  $l_z$  определяют по эмпирической формуле

$$l_z = b_2 / Z_e^2, \text{ где } Z_e = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3}.$$

Приведенный радиус кривизны

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 \sin \alpha_w u}{2(u+1)},$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  — радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления;

$\rho_1 = (d_1/2) \sin \alpha_w$ ;  $\rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha_w = (d_1 u/2) \sin \alpha_w$ . Подставив значения  $q$  и  $\rho_{np}$  в формулу (1.11) и заменив  $\sin \alpha_w \cos \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$ , получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)} \frac{2Z_e^2}{\sin 2\alpha_w} \frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u+1)}{b_2 d_1 u}}$$

или

$$\sigma_H = Z_m Z_H Z_e \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u+1)}{b_2 d_1 u}}, \quad (9.24)$$

где  $Z_m = \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}}$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес. Для стальных зубчатых колес  $Z_m = 275H^{1/2}/\text{мм}$ ;  $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_w}$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; при  $\alpha_w = 20^\circ$   $Z_H = 1,76$ ;  $Z_\epsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач среднее значение  $Z_\epsilon \approx 0,9$ .

Выразив в формуле (9.24)  $F_t$  через главные параметры цилиндрических передач — вращающий момент на ведомом валу  $M_2$  и межосевое расстояние  $a_w$ , т. е.  $F_t = 2M_2/d_2$ , где  $d_2 = 2a_w u/(u+1)$  [см. формулу (9.9)], и заменив  $d_1 = d_2/u$  после подстановки значений коэффициентов  $Z_m$ ,  $Z_H$ ,  $Z_\epsilon$  и  $K_{H\alpha} = 1$ , получим формулу проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (9.25)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допускаемое контактные напряжения, Н/мм<sup>2</sup>;  $M_2$  — Н·мм;  $a_w$  и  $b_2$  — мм.

При проектировочном расчете определяют межосевое расстояние. Заменив в формуле (9.25) значение  $b_2 = \psi_a a_w$ , где  $\psi_a$  — коэффициент ширины венца колеса (см. ниже) и решив ее относительно  $a_w$ , предварительно приняв  $K_{H\alpha} = 1,25$ , получим формулу проектировочного расчета прямозубых передач:

$$a_w = 49,5 (u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (9.26)$$

**Косозубые передачи.** Вследствие наклона зубьев в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность (снижая расчетные напряжения). Это учитывается уменьшением коэффициентов  $Z_H$  и  $Z_\epsilon$ , среднее значение которых принимают:  $Z_H = 1,76 \cos \beta \approx 1,71$ ;  $Z_\epsilon = \sqrt{1/\epsilon_\alpha} \approx 0,8$ . Тогда с учетом коэффициента  $K_{H\alpha}$  из выражения (9.25) получим формулу проверочного расчета косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (9.27)$$

Косозубые передачи работают более плавно, чем прямозубые, поэтому коэффициент  $K_{H\beta}$  меньше. Предварительно приняв произведение  $K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1,1$ , по аналогии с прямозубыми передачами из выражения (9.27) получим формулу проектировочного расчета косозубых передач:

$$a_w = 43 (u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}}. \quad (9.28)$$

Полученные по формулам (9.26) и (9.28) значения  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного (см. § 9.8).

При расчете по формулам (9.25) и (9.27) должно соблюдаться условие

$$\sigma_H \geq 0,8 [\sigma_H], \text{ но } \leq 1,1 [\sigma_H]. \quad (9.29)$$

Это означает, что допускается недогрузка передачи не более  $0,8 [\sigma_H]$ , а перегрузка до  $0,1 [\sigma_H]$ . Если условие (9.29) не выполняется, то изменяют ширину венца колеса  $b_2$ , не выходя за пределы рекомендуемых значений  $\psi_a$  (см. § 9.12). Если это не дает желательного результата, то либо изменяют межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, и расчет повторяют.

**Расчет зубьев на изгиб.** Прямозубые передачи. При выводе расчетной формулы принимают следующие допущения: вся нагрузка  $F_n$  зацепления передается одной парой зубьев (рис. 9.27), которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитывается); зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного

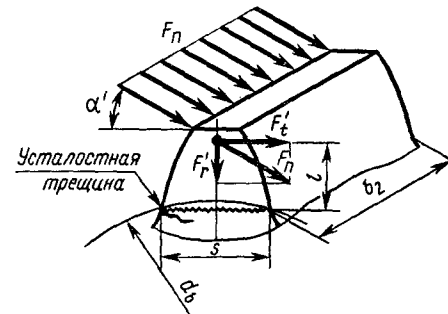


Рис. 9.27

сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчетные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений  $K_T$ .

Распределенную по ширине  $b_2$  венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой  $F_n$ , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб  $F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$  и сжимающую  $F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$ , где  $\alpha'$  — угол направления нормальной силы  $F_n$ . Он несколько больше угла зацепления  $\alpha_w$ .

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т. е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины,

$$\sigma_F = (F'_t l / W - F'_r / A) K_T,$$

где  $W = b_2 s^2 / 6$  — осевой момент сопротивления опасного сечения зуба;  $A = b_2 s$  — площадь опасного сечения;  $b_2$ ,  $l$  и  $s$  показаны на рис. 9.27. Выразим величины  $l$  и  $s$  через модуль:  $l = \mu m$  и  $s = \nu m$ , где  $\mu$  и  $\nu$  — коэффициенты, учитывающие форму зуба. Тогда после подстановки в исходную формулу значений  $F'_t$ ,  $F'_r$ ,  $W$  и  $A$  получим

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} \left( \frac{6 \mu \cos \alpha'}{\nu^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{\nu \cos \alpha_w} \right) K_T = Y_F F_t / (b_2 m), \quad (9.30)$$

где  $Y_F = [6 \mu \cos \alpha' / (\nu^2 \cos \alpha_w) - \sin \alpha' / (\nu \cos \alpha_w)] K_T$  — коэффициент формы зуба.

С учетом неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (коэффициент  $K_{F\beta}$ ) и дополнительной динамической нагрузки в зацеплении (коэффициент  $K_{Fv}$ ) получим формулу для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (9.31)$$

где  $\sigma_F$  и  $[\sigma_F]$  — расчетное и допускаемое напряжения изгиба, Н/мм<sup>2</sup>;  $F_t$  — Н;  $b_2$  и  $m$  — мм;  $Y_F$  — коэффициент формы зуба — величина безразмерная, зависящая от числа зубьев  $z$  или  $z_v$  и коэффициента смещения  $x$ . Значения  $Y_F$  для зубчатых колес без смещения:

$z$ или $z_v$ .....	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	$\geq 100$
$Y_F$ .....	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6	3,6

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса; что отражено в большем значении коэффициента  $Y_F$  ( $Y_{F1} > Y_{F2}$ ). Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб, шестерню делают из более прочного материала, чем колесо. Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}. \quad (9.32)$$

Модуль зубьев  $m$  определяют расчетом на изгиб исходя из межосевого расстояния  $a_w$ , полученного из условия контактной прочности. В этом случае для получения расчетной формулы надо в выражении (9.31) заменить  $F_t$  на  $2M_2/d_2$ , где  $d_2 = 2a_w u / (u + 1)$ , (см. формулу (9.9)). Тогда, решив уравнение (9.31) относительно модуля  $m$ , при некоторых средних значениях коэффициентов  $Y_F$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8 M_2 (u + 1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}. \quad (9.33)$$

В формулу (9.33) вместо  $[\sigma_F]$  подставляют меньшее из  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ . Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного (см. § 9.3).

Формула (9.33) является основной для определения  $m$  прямозубых передач, рассчитываемых на контактную прочность. При этом обеспечивается примерно равная контактная и изгибная прочность зубьев.

Косозубые передачи. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчетную формулу прямозубых передач (9.31) поправочных коэффициентов  $Y_\beta$  и  $K_{F\alpha}$ .

Формула проверочного расчета косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (9.34)$$

где  $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ$  — коэффициент, учитывающий наклон зуба;  $K_{F\alpha}$  — коэффициент распределения нагрузки между зубьями (см. § 9.12). Коэффициент

формы зуба  $Y_F$  выбирают по эквивалентному числу зубьев  $z_v$  (см. выше).

При расчете по формулам (9.31) и (9.34) принимают значения  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того колеса, для которого меньше отношение  $[\sigma_F]/Y_F$ .

Нормальный модуль зубьев  $m_n$  определяют по аналогии с прямозубыми передачами. При некоторых средних значениях коэффициентов  $Y_F$ ,  $Y_{\beta}$ ,  $K_{Fa}$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$  получим формулу для приближенного определения модуля косозубых передач

$$m_n \geq \frac{5,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (9.35)$$

и для шевронных передач

$$m_n \geq \frac{5,2M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (9.36)$$

При проверке по формулам (9.31) и (9.34) можно получить  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значение  $\sigma_F$  превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают  $m$ ;  $\sigma_F > [\sigma_F]$  означает, что в передаче из данных материалов решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность зубьев на изгиб. На практике к таким передачам относятся передачи с весьма ограниченным сроком службы и передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев — 51...63HRC<sub>2</sub> (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчет таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по форме определения минимально допустимого модуля\*  $m$ , а затем выполнить проверочный расчет зубьев на контактную прочность.

**Расчет открытых передач.** Открытые цилиндрические передачи выполняют прямозубыми. Они работают при окружных скоростях колес, как правило, менее 2 м/с. Такие передачи прирабатываются при любых твердостях рабочих поверхностей зубьев, но

\* Это частный случай проектировочного расчета (см. ГОСТ 21354—75).

изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей. В процессе работы открытые передачи интенсивно изнашиваются, что определяет особенность их работы.

Открытые передачи проектируют узкими, с коэффициентом ширины венца колеса  $\psi_a = 0,1...0,2$  (см. ниже). Размеры передачи определяют из расчета на контактную прочность зубьев с последующей проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых передач. Межосевое расстояние передачи определяют по формуле (9.26). При этом коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колес принимают  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ .

Изнашивание открытых передач обычно достигается до 25% первоначальной толщины зубьев, считая по делительной окружности. Прочность на изгиб при этом снижается вдвое. Поэтому допускаемое напряжение, определяемое по формуле (9.40), уменьшают вдвое. Модуль определяют по формуле (9.33).

### § 9.11. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

При расчете на прочность различают допускаемые напряжения при длительной работе с постоянным и переменным режимом нагрузки. Рассмотрим выбор допускаемых напряжений при расчете на прочность, при длительной работе с постоянным режимом нагрузки.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , Н/мм<sup>2</sup>,

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0}/[s_H]) K_{HL}, \quad (9.37) *$$

где  $\sigma_{H0}$  — предел контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний  $N_{H0}$  (числу циклов перемены напряжений). Экспериментальные значения  $\sigma_{H0}$  для некоторых марок сталей, соответствующие базе испытаний  $N_{H0}$  в зависимости от способа термообработки, даны в табл. 9.3;  $[s_H]$  — допускаемый коэффициент безопасности;  $[s_H] = 1,1$  при однородной структуре мате-

\* По сравнению с ГОСТ 21354—75 в этой формуле отсутствуют коэффициенты, учитывающие влияние окружной скорости, смазки и размера колес. Рекомендуемые значения этих коэффициентов в большинстве случаев равны или близки к единице.

риала (нормализация, улучшение, объемная закалка);  $[s_H]=1,2$  при неоднородной структуре материала (поверхностная закалка, цементация, азотирование и др.);  $K_{HL}$  — коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи

$$K_{HL} = \sqrt[n]{N_{H0}/N_{\Sigma}} \geq 1, \text{ но } \leq K_{HL\max}, \quad (9.38)$$

где  $N_{H0}$  — база испытаний, соответствующая длительному пределу выносливости, принимается по ГОСТ 21354—75 (табл. 9.4) в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев;  $N_{\Sigma}$  — расчетное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи. При постоянном режиме нагрузки (с отклонением до 20%)\*

$$N_{\Sigma} = 60nL_h, \quad (9.39)$$

где  $n$  — частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемое напряжение, об/мин;  $L_h$  — полный ресурс (срок службы) передачи, ч. Срок службы зубчатых редукторов общего назначения установлен 40 000 ч (ГОСТ 16162—85). Поэтому на практике в большинстве случаев  $N_{\Sigma} > N_{H0}$ . Это означает, что кривая усталости (см. рис. 1.6) переходит на горизонтальный участок, на котором предел выносливости не изменяется, а  $K_{HL}=1$ , что имеет место при длительной работе передачи.

На наклонном участке кривой усталости (кратковременно работающие передачи)  $N_{\Sigma} < N_{H0}$ , коэффициент  $K_{HL}$  учитывает возможность повышения допускаемых напряжений. Так,  $K_{HL\max} \leq 2,6$  для нормализованных или улучшенных колес\*\*,  $K_{HL\max} \leq 1,8$  при поверхностном упрочнении. Знак  $K_{HL\max}$  неравенства (3.38) ограничивает  $[\sigma_H]$  по условию отсутствия пластических деформаций на поверхности зубьев или хрупкого разрушения.

При расчете цилиндрических и конических прямо-зубых передач для повышения надежности расчета

\* На практике режимы постоянной нагрузки встречаются редко. Постоянный режим нагрузки является наиболее тяжелым для передач. Этот худший случай нагрузки применяют за расчетный для неопределенных режимов, например редукторы общего назначения используются для различных режимов.

\*\* Если при расчете получили  $K_{HL\max} > 2,6$  или 1,8, то принимают  $K_{HL\max} = 2,6$  или 1,8.

в качестве допускаемого контактного напряжения принимают  $[\sigma_H]$  того зубчатого колеса, для которого оно меньше; как правило, это  $[\sigma_H]_2$ , т. е.

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2. \quad (9.40)$$

При расчете зубчатых передач цилиндрических косозубых, шевронных и конических с круговым зубом в расчетную формулу подставляют среднее допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2). \quad (9.41)$$

Это напряжение не должно превышать: для цилиндрических косозубых и шевронных колес  $1,23[\sigma_H]_2$ ; для конических колес  $1,15[\sigma_H]_2$ . Если эти условия не выполняются, то принимают  $[\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_2$  или  $[\sigma_H] = 1,15[\sigma_H]_2$ .

Таблица 9.3

Термообработка	Марка сталей	$\sigma_{H0}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{F0}$ , Н/мм <sup>2</sup>
Нормализация Улучшение	45; 40X; 40XH; 35XM и др.	2HB+70	1,8HB
Закалка ТВЧ по контуру зубьев	40X; 35XM; 40XH; 45XЦ	17HRC <sub>c</sub> +200	650
Закалка ТВЧ сквоз- ная ( $m < 3$ мм)	и др.		550
Цементация и за- калка	20X; 20XH2M; 18XГТ и др.	23HRC <sub>c</sub>	800

Таблица 9.4

Средняя твер- дость поверх- ности зубьев	HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC <sub>c</sub>	—	27	34	39	44	48	53	57	61
$N_{H0}$ , мин. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$ , Н/мм<sup>2</sup>,

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0}/[s_F]) K_{Fc} K_{FL}, \quad (9.42)$$

где  $\sigma_{F0}$  — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний  $N_{F0}$  (табл. 9.3);  $[s_F]$  — допускаемый коэффициент безопасности;

$[s_F] = 1,75$  для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок;  $[s_F] = 2,3$  — из литых заготовок;  $K_{Fc}$  — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;  $K_{Fc} = 1$  при одностороннем приложении нагрузки (передача неревверсивная);  $K_{Fc} = 0,7 \dots 0,8$  при двустороннем приложении нагрузки (передача реверсивная);  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности. При твердости  $\leq 350$  НВ

$$K_{FL} = \sqrt[6]{N_{F0}/N_{\Sigma}} \geq 1 \leq 2,1. \quad (9.43)$$

При твердости больше 350 НВ

$$K_{FL} = \sqrt[2]{N_{F0}/N_{\Sigma}} \geq 1 \leq 1,63. \quad (9.44)$$

Здесь  $N_{F0}$  — база испытаний, соответствующая пределу выносливости зубьев при изгибе. Для всех сталей  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ .  $N_{\Sigma}$  определяют по формуле (9.39). При длительно работающей передаче ( $N_{\Sigma} > N_{F0}$ )  $K_{FL} = 1$ .

## § 9.12. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАСЧЕТНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ

**Основные параметры передачи.** Модуль зубьев  $m$  нужно выбирать минимальным, так как с его увеличением растут диаметры и масса заготовок. По условиям контактной прочности при данном  $a_w$  модуль передачи может быть сколь угодно малым, лишь бы соблюдалось условие  $m(z_1 + z_2) = 2a_w$ . Минимально допустимое значение модуля можно определить по формулам (9.33), (9.35), (9.36).

Предпочтительнее колеса с мелким модулем и большим числом зубьев. С уменьшением модуля увеличиваются плавность работы передачи (увеличивается коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_a$ ), уменьшается шум, трудоемкость обработки колес и потери на трение (уменьшается скольжение), что увеличивает надежность против заедания, но при этом понижается прочность зубьев на изгиб. Поэтому для силовых передач обычно рекомендуют принимать  $m > 1,0$  мм. Для окончательного утверждения выбранного значения модуля необходимо проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба по формулам (9.31) и (9.34).

Число зубьев  $z_1$  влияет на ряд качественных показателей передачи. С увеличением  $z_1$  повышается

плавность работы передачи (возрастает коэффициент  $\varepsilon_a$ ), возрастает КПД, легче обеспечить точность зацепления. Однако прочность зубьев уменьшается. С уменьшением  $z_1$  увеличивается прочность зубьев и уменьшаются габариты передачи, но при  $z_{1\min} < 17$  для прямозубых колес возникает возможность подрезания зубьев (см. рис. 9.14). Для косозубых и шевронных колес  $z_{1\min} = 17 \cos^3 \beta$ . В передачах цилиндрических редукторов рекомендуется принимать  $z_1 = 18 \dots 35$ .

**Расчетные коэффициенты.** Коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния  $\psi_a = b_2/a_w$  принимают из ряда стандартных чисел: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 (СТ СЭВ 229—75) в зависимости от положения колес относительно опор:

	$\psi_a$
При симметричном расположении .....	0,4...0,5
При несимметричном расположении ...	0,25...0,4
При консольном расположении одного или обоих колес .....	0,2...0,25
Для шевронных передач .....	0,4...0,63
Для открытых передач .....	0,1...0,2

Увеличение значения  $\psi_a$  позволяет уменьшить габариты и массу передачи, но требует повышенной жесткости и точности конструкции для обеспечения более равномерного распределения нагрузки по ширине венца колеса.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки (концентрации нагрузки) по ширине зубчатого венца при расчете на контактную прочность  $K_{H\beta}$  и при расчете на изгиб  $K_{F\beta}$  зависят от упругих деформаций валов, корпусов, самих зубчатых колес, износа подшипников, погрешностей изготовления и сборки, вызывающих перекосивание зубьев сопряженных колес относительно друг друга, последнее увеличивается с увеличением ширины венца  $b_2$ , поэтому ее ограничивают (значения  $b_2$  регламентируются рекомендуемыми пределами значений  $\psi_a$ ).

В прирабатывающихся передачах, у которых материал обоих колес или хотя бы одного из колес имеет твердость  $\leq 350$  НВ, а окружная скорость колес  $v \leq 15$  м/с, неравномерность нагрузки по ширине венца постепенно уменьшается и может быть полностью устранена при постоянной нагрузке

вследствие повышенного местного изнашивания, т. е. происходит полная приработка зубьев. Поэтому для прирабатывающихся цилиндрических прямозубых и косозубых колес, а также для прямозубых конических колес при постоянной нагрузке, при твердости материала хотя бы одного из колес меньше 350 НВ и скорости  $v \leq 15$  м/с принимают  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ , а для конических передач с круговыми зубьями  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,1$ .

В остальных случаях, т. е. при переменном режиме нагрузки, при твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес более 350 НВ или при любой твердости, но окружной скорости колес  $v > 15$  м/с (при больших скоростях между зубьями образуется постоянный масляный слой, защищающий их от износа) зубчатые колеса считают неприрабатывающимися. В таких случаях числовые значения коэффициентов  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  принимают по табл. 9.5 в зависимости от коэффициента  $\psi_d$  ширины венца колеса относительно делительного диаметра шестерни  $\psi_d = b_2/d_1$ . Так как в начале расчета еще неизвестны  $b_2$  и  $d_1$ , то  $\psi_d$  определяют в зависимости от коэффициента  $\psi_a$  по формуле

$$\psi_d = 0,5\psi_a(u + 1). \quad (9.45)$$

Таблица 9.5

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхности зубьев колеса НВ	$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ в зависимости от коэффициента $\psi_d$				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симметричное	$\leq 350$	1,01/1,01	1,02/1,03	1,03/1,05	1,04/1,07	1,07/1,14
	$> 350$	1,01/1,02	1,02/1,04	1,04/1,08	1,07/1,14	1,16/1,3
Несимметричное	$\leq 350$	1,03/1,05	1,05/1,1	1,07/1,17	1,12/1,25	1,19/1,42
	$> 350$	1,06/1,09	1,12/1,18	1,2/1,3	1,29/1,43	1,48/1,73
Консольное, опоры — шарикоподшипники	$\leq 350$	1,08/1,16	1,17/1,37	1,28/1,64	—	—
	$> 350$	1,22/1,33	1,44/1,7	—	—	—
Консольное, опоры — роликоподшипники	$\leq 350$	1,06/1,1	1,12/1,22	1,19/1,38	1,27/1,57	—
	$> 350$	1,11/1,2	1,25/1,44	1,45/1,71	—	—

Примечание. В числителе даны значения  $K_{H\beta}$ , а в знаменателе —  $K_{F\beta}$ .

Тип колес	Твердость поверхности зубьев колеса НВ	Значения коэффициентов	
		$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
Прямозубые	$\leq 350$	1,2	1,4
	$> 350$	1,1	1,2
Косозубые и шевронные	$\leq 350$	1,1	1,2
	$> 350$	1,05	1,1

Коэффициенты динамической нагрузки  $K_{H\beta}$  ( $K_{F\beta}$ ) учитывают возникновение в зацеплении колес дополнительных динамических нагрузок. Зависят от окружной скорости колес, точности их изготовления и сборки, упругости зубьев и др. Влияние динамических нагрузок при расчете зубьев на контактную прочность и на изгиб учитывается соответственно коэффициентами  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$ , значения которых, в зависимости от твердости зубьев колеса, даны в табл. 9.6.

Коэффициенты  $K_{H\alpha}$  ( $K_{F\alpha}$ ) учитывают неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ . Для косозубых и шевронных колес зависят от окружной скорости колес и степени точности: при  $v \leq 10$  м/с и 6...8-й степени точности  $K_{H\alpha} = 1,01...1,12$ ;  $K_{F\alpha} = 0,72...0,91$ .

**Пример 9.1.** Рассчитать прямозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения (см. рис. 6.5) по данным решения примера 6.1:  $M_1 = 135,6$  Н·м;  $M_2 = 526$  Н·м — вращающие моменты на ведущем и ведомом валах редуктора;  $n_1 = 480$  об/мин ( $\omega_1 = 50,3$  рад/с); передаточное число  $u = 4$ . Передача неревверсивная. Нагрузка близкая к постоянной. Редуктор предназначен для длительной работы.

Решение 1. Материалы зубчатых колес. Для изготовления шестерни и колеса принимали наиболее распространенную сталь 45 с термообработкой — улучшение. По табл. 9.2 выбираем: для шестерни твердость 269...302 НВ<sub>1</sub>,  $\sigma_T = 650$  Н/мм<sup>2</sup>, при предполагаемом диаметре заготовки шестерни  $D \leq 80$  мм; для колеса твердость 235...262 НВ<sub>2</sub>,  $\sigma_T = 540$  Н/мм<sup>2</sup>, при предполагаемой ширине заготовки колеса  $S \leq 80$  мм. Из табличных данных выбираем примерно среднее значение твердости как наиболее вероятное. Принимаем: твердость шестерни 280 НВ<sub>1</sub>; колеса — 250 НВ<sub>2</sub>. При этом НВ<sub>1</sub> — НВ<sub>2</sub> = 280 — 250 = 30 — условие соблюдается (см. § 9.7).

2. Допускаемые контактные напряжения для материала шестерни и колеса по формуле (9.37)  $[\sigma_H] = (\sigma_{H0}/[s_H]) K_{H\beta}$ , где  $\sigma_{H0} = 2\text{HB} + 70$  (см. табл. 9.3);  $[s_H] = 1,1$  и  $K_{H\beta} = 1$  (см. § 9.11);

$$[\sigma_H]_1 = ((2HB_1 + 70)/[\sigma_H]) K_{HL} = ((2 \cdot 280 + 70)/1,1) = 573 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = ((2HB_2 + 70)/[\sigma_H]) K_{HL} = ((2 \cdot 250 + 70)/1,1) = 518 \text{ Н/мм}^2.$$

Для надежности при расчете прямозубых цилиндрических передач за величину  $[\sigma_H]$  принимают меньшее значение из допускаемых напряжений  $[\sigma_H]_1$  и  $[\sigma_H]_2$ . Принимаем  $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 518 \text{ Н/мм}^2$ .

3. Допускаемые напряжения изгиба по формуле (9.42)

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0}/[\sigma_F]) K_{Fc} K_{FL},$$

где  $\sigma_{F0} = 1,8 \text{ НВ}$  (см. табл. 9.3);  $[\sigma_F] = 1,75$ ;  $K_{Fc} = 1$ ;  $K_{FL} = 1$  (см. § 9.11);

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8 \text{ НВ}_1}{[\sigma_F]} K_{Fc} K_{FL} = \frac{1,8 \cdot 280}{1,75} \cdot 1 = 288 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1,8 \cdot 250}{1,75} \cdot 1 = 257 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Расчетные коэффициенты. Принимаем  $\psi_a = 0,4$ , как для симметрично расположенных колес, и коэффициент  $K_{H\beta} = 1$ , как для прирабатывающихся колес (твердость колес меньше 350 НВ, нагрузка постоянная) (см. § 9.12).

5. Межосевое расстояние передачи по формуле (9.26)

$$a_w = 49,5(u+1) \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}} = 49,5(4+1) \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1}{518^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}} = 168 \text{ мм}.$$

По стандарту принимаем  $a_w = 160 \text{ мм}$  (см. § 9.8).

6. Ширина зубчатого венца:

колеса по формуле (9.10)  $b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ мм}$ ;

шестерни по формуле (9.11)  $b_1 \approx 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 64 = 71,7 \text{ мм}$ .

Принимаем стандартное значение:  $b_2 = 63 \text{ мм}$ ;  $b_1 = 71 \text{ мм}$  (см. табл. 1.1).

7. Модуль зубьев по формуле (9.33)

$$m \geq \frac{6,8 M_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]_2} = \frac{6,8 \cdot 526 \cdot 10^3 (4+1)}{4 \cdot 160 \cdot 63 \cdot 257} = 1,73 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение  $m = 2$  (см. § 9.3).

8. Суммарное число зубьев по формуле (9.8)

$$z_\Sigma = 2a_w/m = 2 \cdot 160/2 = 160.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 160/(4+1) = 32; \quad z_2 = z_\Sigma - z_1 = 160 - 32 = 128.$$

9. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = z_2/z_1 = 128/32 = 4,$$

что соответствует заданному (номинальному) значению. Отклонение от заданного значения допускается  $\pm 4\%$ .

10. Основные геометрические размеры передачи.

Делительные диаметры:

$$d_1 = m z_1 = 2 \cdot 32 = 63 \text{ мм}; \quad d_2 = m z_2 = 2 \cdot 128 = 256 \text{ мм}.$$

Уточняем межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2)/2 = (63 + 256)/2 = 160 \text{ мм}.$$

Диаметр окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 2 = 67 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 2 = 260 \text{ мм}.$$

11. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. примечание к табл. 9.2). Диаметр заготовки шестерни  $D$  и ширина заготовки колеса  $S$ :  $D = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 67 + 6 = 73 \text{ мм} < 80 \text{ мм}$  (принятого по таблице);  $S = b_2 + 4 \text{ мм} = 63 + 4 = 67 \text{ мм} < 80 \text{ мм}$  (принятого по таблице); заготовка колеса монолитная. Условия пригодности заготовок выполняются. Следовательно, требуемые механические характеристики могут быть получены при термообработке — улучшение. Поэтому выбранная в начале расчета сталь 45 не требует изменения.

12. Окружная скорость зубчатых колес и степень точности передачи:

$$v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 480 \cdot 63 \cdot 10^{-3} / 60 = 1,6 \text{ м/с};$$

по табл. 9.1 для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности. (Эта степень точности применяется для передач общего машиностроения.)

13. Силы в зацеплении по формуле (9.12):

окружная сила  $F_t = 2M_2/d_2 = 2 \cdot 526 \cdot 10^3 / 256 = 4110 \text{ Н}$ ;

радиальная сила  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 4110 \operatorname{tg} 20^\circ = 1496 \text{ Н}$ .

14. Принимаем коэффициент динамической нагрузки  $K_{H\alpha} = 1,2$  (см. табл. 9.6).

15. Расчетное контактное напряжение по формуле (9.25):

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)^3}{b_2}} = \frac{310}{160 \cdot 4} \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,2 (4+1)^3}{63}} = 542 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma_H] = 518 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверим условие (9.29):

$\sigma_H = (0,8 \dots 1,1) [\sigma_H] = (0,8 \dots 1,1) 518 = (414 \dots 570) \text{ Н/мм}^2$ . Так как расчетное значение  $\sigma_H = 542 \text{ Н/мм}^2$  находится в пределах допускаемых значений напряжений — 414...570 Н/мм<sup>2</sup>, то контактная прочность зубьев обеспечивается.

16. Коэффициент формы зуба  $Y_F$  (см. § 9.10): для шестерни  $z_1 = 32$ ,  $Y_{F1} = 3,78$  (находим интерполированием); для колеса  $z_2 = 128$ ,  $Y_{F2} = 3,6$ .

17. Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб по формуле (9.32):

шестерня  $[\sigma_F]_1/Y_{F1} = 288/3,78 = 76,2 \text{ Н/мм}^2$ ;

колесо  $[\sigma_F]_2/Y_{F2} = 257/3,6 = 71,4 \text{ Н/мм}^2$ .

Прочность зубьев колеса оказалась ниже прочности зубьев шестерни ( $[\sigma_F]_2/Y_{F2} < [\sigma_F]_1/Y_{F1}$ ), поэтому проверочный расчет передачи на изгиб надо выполнять по зубьям колеса.

18. Принимаем коэффициенты:  $K_{F\beta} = 1$  (см. § 9.12);  $K_{F\alpha} = 1,4$  (см. табл. 9.6).

19. Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зубьев колеса по формуле (9.31)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 3,6 \frac{4110}{63 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1,4 = 164 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 257 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.



**Пример 9.2.** По условию примера 9.1 рассчитать косозубую передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора общего назначения.

Решение. 1. Материалы зубчатых колес. Желая получить ограниченные габариты редуктора, по табл. 9.2 для зубчатых колес выбираем одну и ту же марку стали 40XH, но с различной термообработкой: для шестерни — улучшение поковки и закалка ТВЧ поверхности зубьев до твердости 49...54 HRC<sub>2</sub>, σ<sub>T</sub> = 750 Н/мм<sup>2</sup>, предполагаемый диаметр заготовки D ≤ 200 мм; для колеса — улучшенная поковка с твердостью 269...302 HB<sub>2</sub>, σ<sub>T</sub> = 750 Н/мм<sup>2</sup>, предполагаемая ширина заготовки S ≤ 125 мм. Из табличных данных выбираем примерно среднее значение твердости как наиболее вероятное. Принимаем: твердость шестерни 51HRC<sub>2</sub> (≈ 510 HB<sub>1</sub>); колеса — 285 HB<sub>2</sub>. При этом обеспечивается требуемая разность твердостей HB<sub>1</sub> - HB<sub>2</sub> = 510 - 285 = 225 > 80 (см. § 9.7).

2. Допускаемые контактные напряжения по формуле (9.37)

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0}/[s_H]) K_{HL}$$

Для материала зубьев шестерни применяем сквозную закалку нагревом ТВЧ (предполагая модуль m < 3 мм); σ<sub>H0</sub> = 17 HRC<sub>2</sub> + 200 (см. табл. 9.3); [s<sub>H</sub>] = 1,2 и K<sub>HL</sub> = 1 (см. § 9.11). Для материала зубьев колеса: σ<sub>H0</sub> = 2 HB + 70; [s<sub>H</sub>] = 1,1 и K<sub>HL</sub> = 1.

$$[\sigma_H]_1 = \frac{17 \text{ HRC}_2 + 200}{[s_H]} K_{HL} = \frac{17 \cdot 51 + 200}{1,2} = 889 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{2 \text{ HB} + 70}{[s_H]} K_{HL} = \frac{2 \cdot 285 + 70}{1,1} = 582 \text{ Н/мм}^2.$$

Среднее допускаемое контактное напряжение по формуле (9.41)

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45 (889 + 582) = 662 \text{ Н/мм}^2.$$

При этом условии [σ<sub>H</sub>] = 662 Н/мм<sup>2</sup> < 1,23 [σ<sub>H</sub>]<sub>2</sub> = 1,23 · 582 = = 716 Н/мм<sup>2</sup> соблюдается (см. § 9.11).

3. Допускаемые напряжения изгиба по формуле (9.42)

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0}/[s_F]) K_{Fc} K_{FL}$$

Для материала зубьев шестерни: σ<sub>F0</sub> = 550 Н/мм<sup>2</sup> (см. табл. 9.3); [s<sub>F</sub>] = 1,75; K<sub>Fc</sub> = K<sub>FL</sub> = 1 (см. § 9.11). Для материала зубьев колеса: σ<sub>F0</sub> = 1,8 HB<sub>2</sub> (табл. 9.3); [s<sub>F</sub>] = 1,75; K<sub>Fc</sub> = K<sub>FL</sub> = 1 (см. § 9.11);

$$[\sigma_F]_1 = (550/1,75) \cdot 1 \cdot 1 = 314 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_2 = (1,8 \text{ HB}_2/[s_F]) K_{Fc} K_{FL} = (1,8 \cdot 285/1,75) \cdot 1 \cdot 1 = 293 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Расчетные коэффициенты. Принимаем ψ<sub>a</sub> = 0,4, как для симметрично расположенных колес, и коэффициент K<sub>Hβ</sub> = 1, как для прирабатывающихся колес (твердость колеса 285 HB<sub>2</sub>, нагрузка постоянная) (см. § 9.12).

5. Межосевое расстояние передачи по формуле (9.28)

$$a_w = 43(u+1) \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}} = 43(4+1) \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1}{(662)^2 4^2 \cdot 0,4}} = 123 \text{ мм.}$$

По стандарту принимаем a<sub>w</sub> = 125 мм (см. § 9.8).

6. Ширина зубчатого венца:

колеса по формуле (9.10) b<sub>2</sub> = ψ<sub>a</sub> a<sub>w</sub> = 0,4 · 125 = 50 мм;

шестерни по формуле (9.11) b<sub>1</sub> = 1,12 b<sub>2</sub> = 1,12 · 50 = 56 мм.

Полученные значения b<sub>1</sub> и b<sub>2</sub> соответствуют стандартным (см. табл. 1.1).

7. Нормальный модуль зубьев по формуле (9.35)

$$m_n \geq \frac{5,8 M_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]_2} = \frac{5,8 \cdot 526 \cdot 10^3 (4+1)}{4 \cdot 125 \cdot 50 \cdot 293} = 2,1 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение m<sub>n</sub> = 2,5 мм (см. § 9.3).

8. Предварительно определяем минимальный угол наклона зубьев

$$\sin \beta_{\min} = 4 m_n / b_2 = 4 \cdot 2,5 / 50 = 0,2; \beta_{\min} = 11^\circ 32'.$$

9. Суммарное число зубьев z<sub>Σ</sub> = 2 a<sub>w</sub> cos β<sub>min</sub> / m<sub>n</sub> = 2 · 125 cos 11° 32' / 2,5 = 97,98. Принимаем z<sub>Σ</sub> = 98.

10. Фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = m_n z_{\Sigma} / (2 a_w) = 2,5 \cdot 98 / (2 \cdot 125) = 0,98; \beta = 11^\circ 28'.$$

(Значение cos β следует вычислять с точностью до четырех или пяти знаков.)

11. Число зубьев шестерни и колеса z<sub>1</sub> = z<sub>Σ</sub> / (u + 1) = 98 / (4 + 1) = 19,6. Принимаем z<sub>1</sub> = 20, z<sub>2</sub> = z<sub>Σ</sub> - z<sub>1</sub> = 98 - 20 = 78.

12. Фактическое передаточное число u<sub>φ</sub> = z<sub>2</sub> / z<sub>1</sub> = 78 / 20 = 3,9.

Отклонение от заданного Δu =  $\frac{u_{\phi} - u}{u} 100\% = \frac{3,9 - 4}{4} 100\% = -2,5\%$ .

Допускается Δu ± 4%.

13. Основные геометрические размеры передачи. Делительные параметры:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2,5 \cdot 20 / \cos 11^\circ 28' = 51,02 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 2,5 \cdot 78 / \cos 11^\circ 28' = 198,98 \text{ мм.}$$

(Диаметры d<sub>1</sub> и d<sub>2</sub> надо вычислять с точностью до 0,01 мм.) Уточняем межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (51,02 + 198,98) / 2 = 125 \text{ мм.}$$

Диаметр окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 51,02 + 2 \cdot 2,5 = 56,02 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 198,98 + 2 \cdot 2,5 = 203,98 \text{ мм.}$$

14. Пригодность заготовок шестерни и колеса (см. примечание к табл. 9.2). Диаметр заготовки шестерни D и ширина заготовки колеса S: D = d<sub>a1</sub> + 6 мм = 56,02 + 6 = 62,02 мм < 200 мм (принятого по таблице); S = b<sub>2</sub> + 4 мм = 50 + 4 = 54 мм < 125 (принятого по таблице), заготовка колеса монолитная. Условия пригодности заготовки колес выполняются.

15. Окружная скорость колес и степень точности передачи: v = π n<sub>1</sub> d<sub>1</sub> / 60 = π · 480 · 51,02 · 10<sup>-3</sup> / 60 = 1,28 м/с; по табл. 9.1 для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности.

16. Силы в зацеплении по формулам (9.21)...(9.23): окружная сила

$$F_t = 2 M_2 / d_2 = 2 \cdot 526 \cdot 10^3 / 198,98 = 5286 \text{ Н;}$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta = 5286 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 11^\circ 28' = 1964 \text{ Н;}$$

осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 5286 \operatorname{tg} 11^\circ 28' = 1072 \text{ Н.}$$

17. Принимаем расчетные коэффициенты:  $K_{H\alpha} = 1,1$  (табл. 9.6);  $K_{H\beta} = 1,12$  (см. § 9.12).

18. Расчетное контактное напряжение по формуле (9.27)

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u_\phi} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u_\phi + 1)^3}{b_2}} = \frac{266}{125 \cdot 3,9} \times \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 1 (3,9 + 1)^3}{50}} = 672 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma_H] = 662 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев обеспечивается (см. пример 9.1, п. 15).

19. Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формуле (9.17):

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 20 / \cos^3 11^\circ 28' = 21,2;$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 78 / \cos^3 11^\circ 28' = 82,9.$$

Коэффициент формы зуба  $Y_F$  (см. § 9.10): шестерни  $Y_{F1} = 4,02$ ; колеса  $Y_{F2} = 3,6$ .

20. Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб по формуле (9.32):

$$\text{шестерня } [\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 314 / 4,02 = 78,1 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\text{колесо } [\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 293 / 3,6 = 81,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев шестерни оказалась ниже прочности зубьев колеса ( $[\sigma_F]_1 / Y_{F1} < [\sigma_F]_2 / Y_{F2}$ ), поэтому проверочный расчет передачи на изгиб надо выполнять по зубьям шестерни.

21. Принимаем коэффициенты:  $K_{F\beta} = 1$ ;  $K_{F\alpha} = 0,91$  (см. § 9.12);  $K_{Fv} = 1,2$  (см. табл. 9.6); коэффициент, учитывающий наклон зуба  $Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ = 1 - 11^\circ 28' / 140^\circ = 1 - 11,5^\circ / 140^\circ = 0,92$ .

22. Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба шестерни по формуле (9.34)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{E_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 4,02 \cdot 0,92 \frac{5286}{50 \cdot 2,5} 0,91 \cdot 1 \cdot 1,2 = 171 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 314 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

**Пример 9.3.** По условию примера 9.1 рассчитать шевронную передачу одноступенчатого цилиндрического редуктора.

**Решение.** 1. Материалы зубчатых колес. Шевронные передачи — это высоконагруженные быстроходные передачи. Поэтому для зубчатых колес принимаем сталь с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев. По табл. 9.2 для шестерни и колеса принимаем одну и ту же марку стали 40ХН с одинаковой термообработкой — улучшение с закалкой ТВЧ до твердости поверхностей зубьев 49...54 HRC<sub>3</sub>,  $\sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2$ , при предполагаемом диаметре заготовки шестерни  $D < 200 \text{ мм}$  и ширине заготовки колеса  $S < 125 \text{ мм}$ . Выбираем одинаковое, примерно среднее, значение твердости зубьев 51 HRC<sub>3</sub>.

2. Допускаемое контактное напряжение по формуле (9.37)

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / [s_H]) K_{HL}.$$

Для материала зубьев шестерни и колеса принимаем закалку ТВЧ по всему контуру зубьев.  $\sigma_{H0} = 17 \text{ HRC}_3 + 200$  (см. табл. 9.3);

$$[s_H] = 1,2; K_{HL} = 1 \text{ (см. § 9.11);}$$

$$[\sigma_H] = \frac{17 \text{ HRC}_3 + 200}{[s_H]} K_{HL} = \frac{17 \cdot 51 + 200}{1,2} = 889 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Допускаемое напряжение изгиба по формуле (9.42)

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F0} / [s_F]) K_{Fc} K_{FL}.$$

Для материала зубьев шестерни и колеса:  $\sigma_{F0} = 650 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 9.3);  $[s_F] = 1,75$ ;  $K_{Fc} = K_{FL} = 1$  (см. § 9.11);

$$[\sigma_F] = \frac{650}{1,75} 1 \cdot 1 = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Расчетные коэффициенты. Для шевронных передач принимаем  $\psi_a = 0,5$  (см. § 9.12). Так как колеса не прирабатываются (твердость рабочих поверхностей зубьев колес больше 350 НВ), то для определения  $K_{H\beta}$  надо знать коэффициент  $\psi_a$ . Согласно формуле (9.45),  $\psi_a = 0,5 \psi_a (u + 1) = 0,5 \cdot 0,5 (4 + 1) = 1,25$ , тогда по табл. 9.5, как для симметрично расположенных колес, принимаем  $K_{H\beta} = 1,16$ .

5. Межосевое расстояние передачи по формуле (9.28)

$$a_w = 43(u + 1)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}} = 43(4 + 1)^3 \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1,16}{889^2 \cdot 4^2 \cdot 0,5}} = 98,6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $a_w = 100 \text{ мм}$  (см. § 9.8).

6. Ширина зубчатого венца колеса по формуле (9.10)  $b_2 = \psi_a a_w = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ мм}$  (без учета дорожки  $a$  для выхода червячной фрезы (см. рис. 9.21), что соответствует стандартному значению. При твердости рабочих поверхностей зубьев обоих колес больше 350 НВ  $b_1 = b_2 = 50 \text{ мм}$ ).

7. Нормальный модуль зубьев по формуле (9.36)

$$m_n = \frac{5,2 M_2 (u + 1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]} = \frac{5,2 \cdot 526 \cdot 10^3 (4 + 1)}{4 \cdot 100 \cdot 50 \cdot 370} = 1,85 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $m_n = 2 \text{ мм}$  (см. § 9.3).

8. Принимаем минимальный угол наклона зубьев  $\beta_{\min} = 25^\circ$  и определяем суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = (2 a_w \cos \beta_{\min}) / m_n = 2 \cdot 100 \cdot \cos 25^\circ / 2 = 90,6. \text{ Принимаем } z_\Sigma = 90.$$

9. Фактический угол наклона зубьев

$$\cos \beta = m_n z_\Sigma / (2 a_w) = 2 \cdot 90 / 2 \cdot 100 = 0,9; \beta = 25^\circ 49'.$$

(Значение  $\cos \beta$  следует вычислять с точностью до четырех или пяти знаков.)

10. Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1) = 90 / (4 + 1) = 18; z_2 = z_\Sigma - z_1 = 90 - 18 = 72.$$

11. Фактическое передаточное число  $u_\phi = z_2 / z_1 = 72 / 18 = 4$ , что соответствует номинальному.

12. Основные геометрические размеры передачи. Делительные диаметры:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 18 / \cos 25^\circ 49' = 40 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 72 / \cos 25^\circ 49' = 160 \text{ мм.}$$

Уточняем межосевое расстояние  $a_w = (d_1 + d_2)/2 = (40 + 160)/2 = 100$  мм. Диаметры окружностей вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 40 + 2 \cdot 2 = 44 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n = 160 + 2 \cdot 2 = 164 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатых колес с учетом дорожки  $a$  для выхода червячной фрезы (см. рис. 9.21, 9.40 и 16.18). Для  $m_n = 2$  мм  $a = 15m_n = 15 \cdot 2 = 30$  мм, тогда ширина колеса  $b' = b + a = 50 + 30 = 80$  мм (см. [9]). Как видно, шевронные передачи — это передачи с широкими зубчатыми колесами.

13. Окружная скорость колес и степень точности передачи:  $v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 480 \cdot 40 \cdot 10^{-3} / 60 = 1$  м/с; по табл. 9.1 для уменьшения динамической нагрузки принимаем 8-ю степень точности.

14. Силы в зацеплении: окружная  $F_t = 2M_2/d_2 = 2 \cdot 526 \cdot 10^3 / 160 = 6575$  Н; радиальная  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta = 6575 \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 25^\circ 49' = 2659$  Н.

15. Уточняем значение коэффициента  $\psi_d = b_2/d_1 = 50/40 = 1,25$  [соответствует ранее принятому значению  $\psi_d$  (см. п. 4)]. При этом  $K_{H\beta} = 1,16$  (табл. 9.5, симметричное расположение колес).

16. Принимаем коэффициенты:  $K_{H\alpha} = 1,05$  (табл. 9.6);  $K_{H\alpha} = 1,12$  (см. § 9.12).

17. Расчетное контактное напряжение по формулам (9.27)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{266}{a_w u_{\phi}} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} (u_{\phi} + 1)^3}{b}} = \\ &= \frac{266}{100 \cdot 4} \sqrt{\frac{526 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1,16 \cdot 1,05 (4 + 1)^3}{50}} = \\ &= 891 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma_H] = 889 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Контактная прочность зубьев колес обеспечивается.

18. Проверочный расчет зубьев на изгиб. Этот расчет выполняется по зубьям шестерни. Это объясняется тем, что материал шестерни и колеса одинаков, но толщина зубьев шестерни у основания ножки меньше, чем у зубьев колеса, поэтому и прочность их ниже по сравнению с прочностью зубьев колеса.

19. Эквивалентное число зубьев шестерни по формуле (9.17)

$$z_{\alpha 1} = z_1 / \cos^3 \beta = 18 / \cos^3 25^\circ 49' \approx 25.$$

Коэффициент формы зуба (см. § 9.10)  $Y_{F1} = 3,9$ .

20. Принимаем коэффициенты. При  $\psi_d = 1,25$  по табл. 9.5 выбираем  $K_{F\beta} = 1,3$ ;  $K_{F\alpha} = 1,1$  (табл. 9.6);  $K_{F\alpha} = 0,91$  (см. § 9.12); коэффициент, учитывающий наклон зуба,  $Y_{\beta} = 1 - \beta^\circ / 140^\circ = 1 - 25^\circ 49' / 140^\circ = 1 - 25,8^\circ / 140^\circ = 0,816$ .

21. Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба шестерни по формуле (9.34)

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= Y_{F1} Y_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} = 3,9 \cdot 0,816 \frac{6575}{50 \cdot 2} \cdot 0,91 \cdot 1,3 \cdot 1,1 = \\ &= 289 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_1 = 370 \text{ Н/мм}^2. \end{aligned}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

Сравнение результатов расчета прямозубых, косозубых и шевронных передач, работающих при одина-

ковых условиях и нагрузке, но с колесами различной твердости рабочих поверхностей зубьев, показывает, что применение высокотвердых материалов колес является большим резервом повышения нагрузочной способности, уменьшения массы и габаритов передачи. Так, прямозубая передача со средней твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни 280 HB и колеса — 250 HB<sub>2</sub> (сталь 45 улучшенная) имеет  $a_w = 160$  мм, а шевронная — со средней твердостью зубьев шестерни и колеса 51 HRC<sub>2</sub> (сталь 40 ХН улучшенная и закаленная ТВЧ по контуру зубьев) имеет  $a_w = 100$  мм — в 1,6 раза меньше прямозубой.

### § 9.13. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, оси валов которых пересекаются под некоторым межосевым углом  $\Sigma$ . Обычно  $\Sigma = 90^\circ$ . Конические колеса (см. рис. 9.1) бывают с прямыми (д) и круговыми (е) зубьями. Ось кругового зуба — это дуга окружности соответствующего диаметра резцовой головки (рис. 9.28). Нарезание зубьев резцовой головкой обеспечивает высокую производительность и низкую стоимость колес. Угол наклона кругового зуба переменный. За расчетный принимают угол на окружности среднего диаметра колеса, обычно  $\beta_n = 35^\circ$ . Значение  $\beta_n$  выбирают исходя из обеспечения плавности зацепления. В сравнении с цилиндрическими конические передачи имеют большую массу и габариты, сложнее в изготовлении и монтаже. Одно из конических колес, как правило шестерня, располагается консольно, при этом вследствие повышенной деформации консольного вала увеличиваются неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум. Применяют во

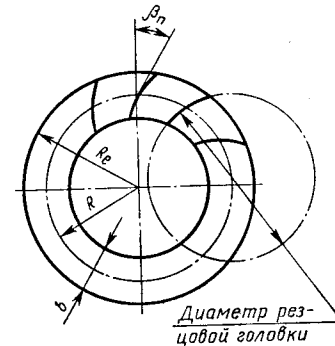


Рис. 9.28

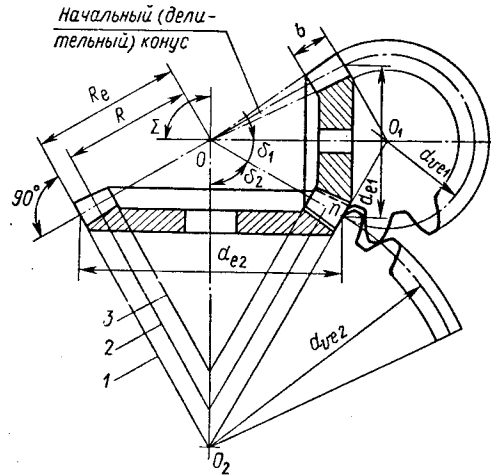


Рис. 9.29

всех отраслях машиностроения, где по условиям компоновки машины необходимо передать движение между пересекающимися осями валов.

В конических колесах вводят понятие «начальные конусы» — это две конические поверхности с общей вершиной и образующей, перекатывающиеся одна по другой без скольжения (рис. 9.29). При этом начальные и делительные конусы всегда совпадают. Углы делительных конусов обозначают  $\delta_1$  и  $\delta_2$ . Межосевой угол  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ .

Профилирование эвольвентных зубьев конических колес выполняют на поверхностях внешних дополнительных конусов с вершинами  $O_1$  и  $O_2$ , образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов. Поверхности дополнительных конусов легко разворачиваются на плоскость. При этом наибольшие радиусы разверток равны образующим дополнительных конусов  $O_1\Pi$  и  $O_2\Pi$  и являются радиусами делительных окружностей эквивалентных цилиндрических колес\*, профили зубьев которых используют в качестве профилей зубьев конических колес. Диаметры эквивалентных колес:  $d_{ve1} = d_{e1} / \cos \delta_1$ ;

\* Более точно развертка среднего дополнительного конуса действительного конического колеса представляет собой делительную окружность эквивалентного цилиндрического колеса.

$d_{ve2} = d_{e2} / \cos \delta_2$ . Выражая диаметры через число зубьев и модуль, получим эквивалентные числа зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2, \quad (9.46)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  — действительные числа зубьев конических колес.

Для передачи с круговыми зубьями профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса с числом зубьев  $z_v$ , полученных двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу, см. формулы (9.46) и (9.17):

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n); \quad (9.47)$$

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n). \quad (9.48)$$

В конической передаче различают внешний 1, средний 2 и внутренний 3 дополнительные делительные конусы (рис. 9.29). Пересечение поверхностей внешних дополнительных и делительных конусов определяют внешние делительные диаметры шестерни  $d_{e1}$  и колеса  $d_{e2}$ . Внешние и внутренние дополнительные конусы определяют ширину зубчатого венца  $b$ . Контроль размеров колеса при его изготовлении ведется по сечению зубьев поверхностью внешнего дополнительного конуса. Прочность колес оценивается размерами по сечению зубьев поверхностью среднего дополнительного конуса.

Передаточное число. При межосевом угле  $\Sigma = 90^\circ$

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 = d_{e2} / d_{e1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (9.49)$$

Для конической прямозубой передачи рекомендуется  $u = 2; 2,5; 3,15; 4$ , для передачи с круговыми зубьями возможны более высокие значения  $u$ ; наибольшее значение  $u = 6,3$  (ГОСТ 12289—76).

**Коническая прямозубая передача.** Основные геометрические размеры определяют в зависимости от модуля и числа зубьев. Высота и толщина зубьев конических колес постепенно уменьшаются по мере приближения к вершине конуса. Соответственно изменяются шаг, модуль и делительные диаметры, которых может быть бесчисленное множество. Для удобства измерения конических колес их размеры принято определять по внешнему торцу

зуба, образованному внешним дополнительным конусом  $I$  (см. рис. 9.29). При этом для расчета применяют только внешний  $d_e$  и средний  $d$  делительный диаметры:

$$d_e = m_e z, \quad (9.50)$$

где  $m_e$  — максимальный модуль зубьев — внешний окружной модуль, полученный по внешнему торцу колеса. Этот модуль иногда называют производственным модулем. Модуль  $m_e$  можно выбирать по стандарту (см. § 9.3), но это необязательное требование, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать конические колеса с различными модулями, лежащими в непрерывном интервале значений.

Внешнее конусное расстояние (см. рис. 9.29)

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{(u^2 + 1)}. \quad (9.51)$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0,5b. \quad (9.52)$$

Здесь  $b$  — ширина зубчатого венца колеса,

$$b = K_{be} R_e \leq 0,285 R_e, \quad (9.53)$$

где  $K_{be}$  — коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния.

Средний модуль

$$m = m_e R / R_e = m_e - (b \sin \delta_1) / z_1 \approx 0,857 m_e. \quad (9.54)$$

Средние делительные диаметры:

$$d_1 = m z_1 \approx 0,857 d_{e1}; \quad d_2 = m z_2 \approx 0,857 d_{e2}. \quad (9.55)$$

В соответствии с исходным контуром прямозубых конических колес (см. § 9.4) радиальный зазор  $s = 0,2 m_e$ , тогда внешняя высота головки зуба  $h_{ae} = m_e$  и внешняя высота ножки зуба  $h_{fe} = 1,2 m_e$ .

Внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 m_e \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2 m_e \cos \delta_2. \quad (9.56)$$

Угол ножки зуба (рис. 9.30)  $\theta_f = \text{arctg}(h_{fe} / R_e)$ .

Угол головки зуба  $\theta_a$ :  $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ ;  $\theta_{a2} = \theta_{f1}$ .

Угол конуса вершин  $\delta_a = \delta + \theta_a$ . Угол конуса впадин  $\delta_f = \delta - \theta_f$ .

Силы в зацеплении (рис. 9.30) определяют по размерам в среднем сечении зуба шестерни. Сила  $F_n$

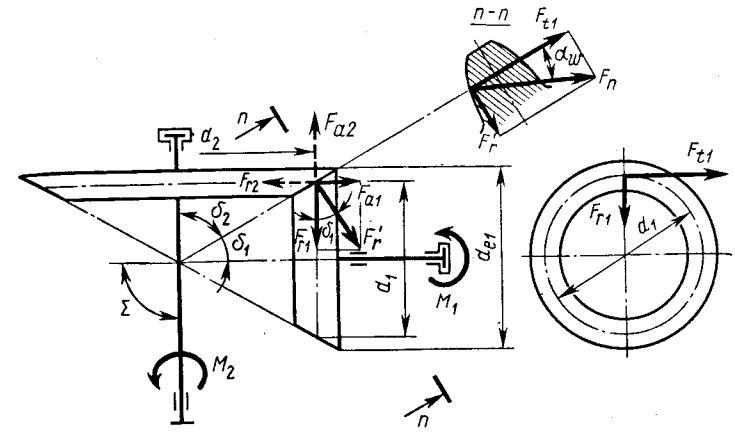


Рис. 9.30

действует перпендикулярно поверхности зуба под углом  $\alpha_w$  к образующей делительного конуса. Сначала ее раскладывают на две силы  $F_{t1}$  и  $F'_r$ . В свою очередь сила  $F'_r = F_{t1} \text{tg} \alpha_w$  раскладывается на две силы  $F_{r1}$  и  $F_{a1}$ . Таким образом, на шестерню конической прямозубой передачи действуют три силы: окружная

$$F_{t1} = 2 M_1 / d_1; \quad (9.57)$$

радиальная

$$F_{r1} = F'_r \cos \delta_1 = F_{t1} \text{tg} \alpha_w \cos \delta_1; \quad (9.58)$$

осевая

$$F_{a1} = F'_r \sin \delta_1 = F_{t1} \text{tg} \alpha_w \sin \delta_1. \quad (9.59)$$

Для колеса направление сил противоположно, при этом:

$$F_{t2} = F_{t1}; \quad F_{r2} = F_{a1}; \quad F_{a2} = F_{r1}.$$

Направление окружных сил  $F$ , как и в цилиндрической передаче, зависит от направления вращения колес. Осевые силы  $F_a$  всегда направлены от вершин конусов, радиальные  $F_r$  — к осям вращения колес.

Конические передачи с круговыми зубьями (см. рис. 9.1, e и рис. 9.28) получили преимущественное применение. По сравнению с коническими прямозубыми они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес, их изготовление проще. В условиях массового и мелкосерийного

производства зубья нарезают на специальных станках. Эти передачи обладают большей долговечностью, работают более плавно и с меньшим шумом. Нагрузочная способность их значительно выше, чем конических прямозубых тех же размеров. Недостаток передач с круговыми зубьями — изменение величины и знака осевых сил при реверсе.

Основные геометрические размеры имеют обозначения, принятые для прямозубых конических передач.

Внешний делительный диаметр

$$d_e = m_{te} z, \quad (9.60)$$

где  $m_{te}$  — внешний окружной модуль, полученный по внешнему торцу колеса.

Внешнее  $R_e$  и среднее  $R$  конусные расстояния:

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{u^2 + 1},$$

$$R = R_e - 0,5b, \quad (9.61)$$

где  $b$  — см. формулу (9.53).

Средний модуль

$$m = (m_{te} - (b \sin \delta_1 / z_1)) \cos \beta_n \approx 0,702 m_{te}. \quad (9.62)$$

Средние делительные диаметры:

$$\begin{aligned} d_1 &= m z_1 / \cos \beta_n \approx 0,857 d_{e1}; \\ d_2 &= m z_2 / \cos \beta_n \approx 0,857 d_{e2}. \end{aligned} \quad (9.63)$$

Внешние диаметры вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 m_{te} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 m_{te} \cos \delta_2. \quad (9.64)$$

Силы в зацеплении. Окружная сила на шестерне определяется по формуле (9.57)

$$F_{t1} = 2M_1 / d_1.$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 - \sin \beta_n \sin \delta_1) / \cos \beta_n.$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 + \sin \beta_n \cos \delta_1) / \cos \beta_n.$$

При значениях  $\alpha_w = 20^\circ$  и  $\beta_n = 35^\circ$  окончательно получим:

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1); \quad (9.65)$$

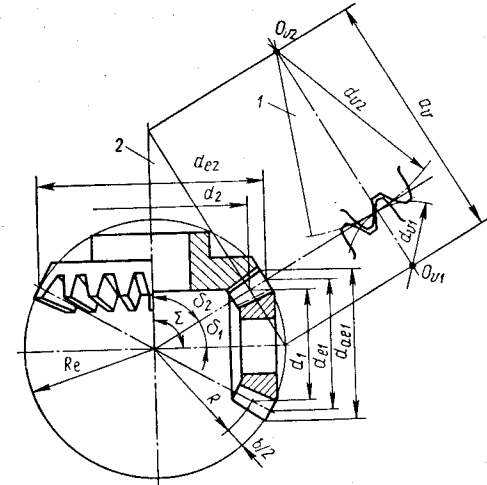


Рис. 9.31

$$F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \quad (9.66)$$

Для колеса направление сил противоположно, при этом:  $F_{r2} = F_{a1}$ ;  $F_{a2} = F_{r1}$ .

Направление сил  $F_r$  и  $F_a$  зависит от направления вращения шестерни и направления линии наклона ее зуба. Формулы (9.65) и (9.66) приведены для шестерни с правой линией наклона зуба при вращении ее по ходу часовой стрелки\*, т. е. направление спирали на шестерне и направление ее вращения совпадают. В этом случае осевая сила на шестерне будет направлена от вершины к основанию конуса.

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев прямозубой конической передачи выполняется по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [см. формулу (9.25)], но для расчетов конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами 1, начальные окружности которых представляют собой развертки средних дополнительных конусов 2 (рис. 9.31). Диаметры делительных окружностей эквивалентных колес:

\* Направление вращения шестерни и направление линии ее зуба определяют, если смотреть с вершины делительного конуса.

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2. \quad (9.67)$$

Межосевое расстояние эквивалентной передачи

$$a_v = r_{v1} + r_{v2} = R(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) = R(u^2 + 1)/u. \quad (9.68)$$

Передаточное число эквивалентной передачи

$$u_v = d_{v2} / d_{v1} = d_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u^2. \quad (9.69)$$

Момент на эквивалентном колесе определяют из условия равенства окружных сил в эквивалентной и конической передачах  $F_{tv} = F_t = 2M_{v2} / d_{v2} = 2M_2 / d_2$ , откуда с учетом формулы (9.67)

$$M_{v2} = M_2 d_{v2} / d_2 = M_2 / \cos \delta_2 = M_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (9.70)$$

По опытным данным, нагрузочная способность конической передачи составляет 0,85 по сравнению с эквивалентной цилиндрической. Поэтому в знаменатель расчетных формул вводят 0,85 — коэффициент понижения допускаемой нагрузки для конических прямозубых передач.

С учетом сказанного и формулы (9.52) из выражения (9.25), записанного в параметрах эквивалентной цилиндрической прямозубой передачи [см. формулы (9.68), (9.69) и (9.70)], получим формулу проверочного расчета конических прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{(R_e - 0,5b)u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{0,85b}} \leq [\sigma_H]. \quad (9.71)$$

При проектировочном расчете определяют *внешний делительный диаметр колеса*  $d_{e2}$ . Заменяя в формуле (9.71) значения  $R_e = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{(u^2 + 1)}$  и  $b = K_{\beta e} R_e$  [см. формулы (9.51 и (9.53)] и решив ее относительно  $d_{e2}$ , предварительно приняв  $K_{Hv} = 1,25$ , получим формулу *проектировочного расчета* конических прямозубых передач:

$$d_{e2} = 98,5 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{(1 - 0,5K_{\beta e})^2 K_{\beta e} [\sigma_H]^2 0,85}}. \quad (9.72)$$

При проектировании передач с параметрами по ГОСТ 12289 — 76  $K_{\beta e} = 0,285$ , тогда

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{0,85[\sigma_H]^2}}. \quad (9.73)$$

Значения  $d_{e2}$  регламентированы ГОСТ 12289 — 76 (табл. 9.7).

При известном  $d_{e2}$  после соответствующего преобразования выражения (9.71) получим окончательную формулу *проверочного* расчета прямозубых конических передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (9.74)$$

где  $\sigma_H$  и  $[\sigma_H]$  — расчетное и допустимое контактные напряжения, Н/мм<sup>2</sup>;  $M_2$  — Н·мм;  $d_{e2}$  — мм.

*Расчет на контактную прочность конических передач с круговыми зубьями* ведут по формулам для конических прямозубых передач с введением в знаменатель этих формул экспериментального коэффициента повышения допускаемой нагрузки 1,5 вместо 0,85.

Тогда из выражения (9.73) получим формулу *проектировочного расчета*

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{1,5[\sigma_H]^2}}. \quad (9.75)$$

Из выражения (9.74) получим формулу *проверочного расчета*

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{1,5 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (9.76)$$

где  $K_{H\beta}$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для прирабатываемых колес  $K_{H\beta} = 1,1$ . Для неприрабатываемых колес  $K_{H\beta}$  выбирают по табл. 9.5 в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца

$$\psi_d = b / d_1 = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}; \quad (9.77)$$

$K_{Hv}$  — коэффициент динамической нагрузки (см. табл. 9.6).

*Расчет зубьев на изгиб конических прямозубых и конических передач с круговыми зубьями* выполняют

по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей, см. формулу (9.31)\*. Условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (9.78)**$$

где  $v_F$  — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес  $v_F = 0,85$ ; для колес с круговыми зубьями  $v_F = 1$ ;  $m_e$  или  $m_{te}$  — внешние окружные модули;  $Y_F$  — коэффициент формы зуба (см. § 9.10), принимают по эквивалентным числам зубьев по формуле (9.46) для прямозубых колес и по формулам (9.47) и (9.48) для колес с круговыми зубьями; коэффициент  $K_{F\beta}$  для прирабатывающихся колес: с прямыми зубьями  $K_{F\beta} = 1$ , с круговыми зубьями  $K_{F\beta} = 1,1$ ; для неприрабатывающихся колес  $K_{F\beta}$  выбирают по табл. 9.5 в зависимости от коэффициента  $\psi_d$ , см. формулу (9.77). Значения коэффициента  $K_{Fv}$  принимают по табл. 9.6 (для колес с круговыми зубьями  $K_{Fv}$  выбирают из графы для косозубых колес). Ширина зубчатых венцов колес  $b$  зависит от диаметра  $d_{e2}$  и передаточного числа  $u$ , выбирается по табл. 9.7.

Модуль и число зубьев. Внешний окружной модуль  $m_e$  или  $m_{te}$  определяют расчетом на изгиб по формуле

$$m_e(m_{te}) \geq \frac{14 M_2}{v_F d_{e2} b [\sigma_F]} K_{F\beta}. \quad (9.79)***$$

В этом случае обеспечивается приблизительная равнопрочность зубьев по выкрашиванию и излому. В формулу (9.79) вместо  $\sigma_F$  подставляют меньшее из  $[\sigma_F]_1$  и  $[\sigma_F]_2$ . Полученное значение  $m_e$  или  $m_{te}$  можно не округлять до стандартного значения

\* Более точно расчет следует вести по размерам в среднем нормальном сечении зуба, для которого средний модуль  $m = 0,857 \times m_e$  для прямозубых конических передач и  $m = 0,702 m_{te}$  для конических передач с круговым зубом.

\*\* Конические передачи с круговыми зубьями имеют начальный точечный контакт в зацеплении, поэтому для них коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями,  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$ . Коэффициент, учитывающий наклон зуба,  $Y_\beta = 1$ . Прямозубые конические передачи имеют линейный контакт в зацеплении.

\*\*\* Формула (9.79) получена преобразованием формулы (9.78) путем замены  $F_t = 2M_2/d_2 = 2M_2/0,857d_{e2}$  и  $Y_F K_{Fv}/0,857 \approx 7$ .

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса $d_{e2}$ , мм	Ширина зубчатых венцов $b$ , мм, при номинальном передаточном числе $u$				Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса $d_{e2}$ , мм	Ширина зубчатых венцов $b$ , мм, при номинальном передаточном числе $u$			
	1,6	2	2,5	3,15		1,6	2	2,5	3,15
100	17	16	15	15	200	34	32	30	30
125	21	20	19	19	225	38	36	34	34
140	24	22	21	21	250	42	40	38	38
160	28	25	25	25	280	48	45	42	42
180	30	28	28	26	315	52	50	48	48

(см. § 9.3). Принимать  $m_e$  или  $m_{te} < 1,5$  мм в силовых конических передачах не рекомендуется.

Минимальное число зубьев шестерни  $z$  конической передачи с круговыми зубьями определяют по формуле

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n. \quad (9.80)$$

В практике проектирования рекомендуется выбирать  $z_1 \approx 18...35$ , при этом для прямозубой передачи  $z_{1\min} \geq 25$ , для передачи с круговым зубом  $z_{1\min} \geq 15$ .\*

Расчет открытых передач. Открытые конические передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружных скоростях колес  $v \leq 1$  м/с. Такие передачи вследствие повышенного изнашивания считают прирабатывающимися при любых твердостях рабочих поверхностей зубьев, изготавливают их в большинстве случаев из нормализованных и улучшенных сталей.

Размеры определяют из расчета на контактную прочность зубьев с последующей проверкой на изгиб аналогично расчету закрытых передач. При этом принимают коэффициенты  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$  и  $K_{Hv} = K_{Fv} = 1$ . Модуль определяют по формуле (9.79) и его расчетное значение увеличивают на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

**Пример 9.4.** Рассчитать коническую прямозубую передачу одноступенчатого редуктора 3 (рис. 9.32) привода ленточного транспортера 5, включающего цепную передачу 4 и упругую муфту 2. Вращающий момент на ведущем валу редуктора (вал электродвигателя 1)  $M_1 = 100$  Н·м при частоте вращения  $n_1 = 1290$  об/мин ( $\omega_1 = 135$  рад/с). Передаточное число редуктора

\* Для конических передач с круговыми зубьями допускается  $z_{1\min} < 15$ .



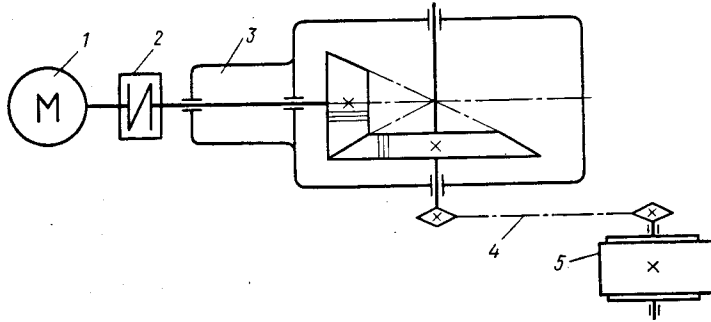


Рис. 9.32

$u=2,5$ . Передача неревверсивная. Нагрузка близкая к постоянной. Опоры валов — конические роликоподшипники. Редуктор предназначен для длительной работы.

Решение. 1. Вращающий момент на ведомом валу редуктора

$$M_2 = M_1 u \eta_m \eta = 100 \cdot 2,5 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 235 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_m$  — КПД упругой муфты;  $\eta$  — КПД зубчатой передачи редуктора с учетом потерь в подшипниках. Принимаем:  $\eta_m = 0,98$ ;  $\eta = 0,96$  [9].

2. Материалы зубчатых колес. По табл. 9.2 для шестерни и колеса принимаем одну и ту же марку стали 35ХМ с одинаковой термообработкой — улучшение с закалкой ТВЧ до твердости поверхностей зубьев 49...65 HRC<sub>3</sub>,  $\sigma_s = 750 \text{ Н/мм}^2$  при предполагаемом диаметре заготовки шестерни  $D < 200 \text{ мм}$  и ширине заготовки колеса  $S < 125 \text{ мм}$ . Принимаем примерно среднее значение твердости зубьев 51 HRC<sub>3</sub>.

3. Допускаемое контактное напряжение по формуле (9.37)

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H0} / [s_H]) K_{HL}.$$

Для материала зубьев шестерни и колеса принимаем закалку при нагреве ТВЧ по всему контуру зубьев  $\sigma_{H0} = 17 \text{ HRC}_3 + 200$  (см. табл. 9.3);  $[s_H] = 1,2$ ;  $K_{HL} = 1$  (см. § 9.11);

$$[\sigma_H] = \frac{17 \text{ HRC}_3 + 200}{[s_H]} K_{HL} = \frac{17 \cdot 51 + 200}{1,2} = 889 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Допускаемое напряжение изгиба по формуле (9.42)  $[\sigma_F] = (\sigma_{F0} / [s_F]) K_{F\alpha} K_{F\beta}$ . Для материала зубьев шестерни и колеса:  $\sigma_{F0} = 650 \text{ Н/мм}^2$  (см. табл. 9.3);  $[s_F] = 1,75$ ;  $K_{F\alpha} = K_{F\beta} = 1$  (см. § 9.11);

$$[\sigma_F] = (650 / 1,75) \cdot 1 = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Коэффициент ширины зубчатого венца по формуле (9.77)

$$\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \sqrt{2,5^2 + 1} = 0,45.$$

6. По табл. 9.5 принимаем коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца  $K_{H\beta} = 1,3$ .

7. Внешний делительный диаметр колеса по формуле (9.73)

$$d_{e2} = 165^3 \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{0,85 [\sigma_H]^2}} = 165^3 \sqrt{\frac{235 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 2,5}{0,85 \cdot 889^2}} = 172 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение  $d_{e2} = 180 \text{ мм}$  и ширину зубчатого венца  $b = 28 \text{ мм}$  (см. табл. 9.7).

8. Расчетные коэффициенты:  $v_F = 0,85$ ; при  $\psi_d = 0,45$  коэффициент  $K_{F\beta} = 1,5$  (см. табл. 9.5).

9. Внешний окружной модуль по формуле (9.79)

$$m_e \geq \frac{14 M_2 K_{F\beta}}{v_F d_{e2} b [\sigma_F]} = \frac{14 \cdot 235 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{0,85 \cdot 180 \cdot 28 \cdot 370} = 3,11 \text{ мм}.$$

10. Число зубьев колеса и шестерни

$$z_2 = d_{e2} / m_e = 180 / 3,11 = 57,9; \quad z_1 = z_2 / u = 57,9 / 2,5 = 23,16.$$

Принимаем:  $z_1 = 23$ ;  $z_2 = 58$ .

11. Фактическое передаточное число  $u_\phi = z_2 / z_1 = 58 / 23 = 2,52$ .

Отклонение от заданного  $\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100 = \frac{2,52 - 2,5}{2,5} \times 100 = 0,8\% < 4\%$ .

12. Углы делительных конусов по формуле (9.49):  $\text{tg } \delta_2 = u_\phi = 2,52$ ;  $\delta_2 = 68^\circ 13'$ ;  $\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 68^\circ 13' = 21^\circ 47'$ .

13. Основные геометрические размеры [см. формулы (9.50)... (9.56)]:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3,11 \cdot 23 = 71,53 \text{ мм};$$

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,11 \sqrt{23^2 + 58^2} = 97 \text{ мм};$$

$$R = R_e - 0,5 b = 97 - 0,5 \cdot 28 = 83 \text{ мм}.$$

Пригодность размера ширины зубчатого венца  $b = 28 < 0,285 R_e = 0,285 \cdot 97 = 27,6 \text{ мм}$ . Условие соблюдается.

$$m = m_e R / R_e = 3,11 \cdot 83 / 97 = 2,66 \text{ мм};$$

$$d_1 = m z_1 = 2,66 \cdot 23 = 61,18 \text{ мм}; \quad d_2 = m z_2 = 2,66 \cdot 58 = 154,28 \text{ мм};$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 m_e \cos \delta_1 = 71,53 + 2 \cdot 3,11 \cos 21^\circ 47' = 77,3 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 m_e \cos \delta_2 = 180 + 2 \cdot 3,11 \cos 68^\circ 13' = 182,3 \text{ мм}.$$

14. Средняя окружная скорость колес и степень точности:

$$v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 1290 \cdot 61,18 \cdot 10^{-3} / 60 = 4,13 \text{ м/с};$$

по табл. 9.1 принимаем 7-ю степень точности передачи.

15. Силы в зацеплении по формулам (9.57)... (9.59): окружная на колесе и шестерне

$$F_t = 2 M_2 / d_2 = 2 \cdot 235 \cdot 10^3 / 154,28 = 3046 \text{ Н};$$

радиальная на шестерне и осевая на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \text{tg } \alpha_w \cos \delta_1 = 3046 \text{tg } 20^\circ \cos 21^\circ 47' = 1030 \text{ Н};$$

осевая на шестерне и радиальная на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \text{tg } \alpha_w \sin \delta_1 = 3046 \text{tg } 20^\circ \sin 21^\circ 47' = 412 \text{ Н}.$$

16. Коэффициент динамической нагрузки  $K_{H\alpha} = 1,1$  (см. табл. 9.6);  $K_{H\beta} = 1,3$  — остается прежним, так как  $\psi_d$  не изменился.

17. Расчетное контактное напряжение по формуле (9.74)

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u_\phi K_{H\beta} K_{H\alpha}}{0,85 d_{e2}}} = \frac{2100}{180} \sqrt{\frac{235 \cdot 10^3 \cdot 2,52 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{0,85 \cdot 180}} = 868 \text{ Н/мм}^2, \text{ что меньше допускаемого } [\sigma_H] = 889 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев обеспечивается.

18. Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формуле (9.46):

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 = 23 / \cos 21^\circ 47' = 24,8; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 = 58 / \cos 68^\circ 13' = 156.$$

Коэффициент формы зуба (см. § 9.10)  $Y_{F1} = 3,95$  (находим интерполированием);  $Y_{F2} = 3,6$ .

19. Принимаем коэффициенты:  $K_{Fv} = 1,2$  (см. табл. 9.6);  $K_{F\beta} = 1,5$  — остался без изменения (см. п. 8).

20. Расчетное напряжение изгиба в основании зубьев шестерни по формуле (9.78)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} = 3,95 \frac{3046}{0,85 \cdot 25 \cdot 3,11} \cdot 1,5 \cdot 1,2 = 328 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетное напряжение изгиба в основании зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} = 328 \cdot 3,6 / 3,95 = 300 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

**Пример 9.5.** По условию примера 9.4 рассчитать коническую передачу с круговыми зубьями.

Решение. 1. Материалы зубчатых колес применяем те же, что и для колес прямозубой передачи (пример 9.4). Тогда  $[\sigma_H] = 889 \text{ Н/мм}^2$ ,  $[\sigma_F] = 370 \text{ Н/мм}^2$ .

2. Коэффициенты  $\psi_d = 0,45$  и  $K_{H\beta} = 1,3$  (см. п. 5 и 6 примера 9.4).

3. Внешний делительный диаметр колеса по формуле (9.75)

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{1,5 [\sigma_H]^2}} = 165 \sqrt[3]{\frac{235 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 2,5}{1,5 \cdot 889^2}} = 142,5 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение  $d_{e2} = 140$  мм и ширину зубчатого венца  $b_1 = 21$  мм (см. табл. 9.7).

4. Расчетные коэффициенты:  $v_F = 1$ ; при  $\psi_d = 0,45$  коэффициент  $K_{F\beta} = 1,5$  (см. табл. 9.5 и п. 5 примера 9.4).

5. Внешний окружной модуль по формуле (9.79)

$$m_e \geq \frac{14 M_2 K_{F\beta}}{v_F d_{e2} b [\sigma_F]} = \frac{14 \cdot 235 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{1 \cdot 140 \cdot 21 \cdot 370} = 4,54 \text{ мм.}$$

6. Число зубьев колеса и шестерни  $z_2 = d_{e2} / m_e = 140 / 4,54 = 30,8$ . Принимаем  $z_2 = 31$ , тогда  $z_1 = z_2 / u = 31 / 2,5 = 12,4$ . Принимаем  $z_1 = 12$ . (Ниже будет показано, что конические передачи с круговым зубом можно применять и при  $z_{1 \min} < 15$ .)

7. Фактическое передаточное число  $u_\phi = z_2 / z_1 = 31 / 12 = 2,58$ , отклонение от заданного  $\Delta u = \frac{u_\phi - u}{u} \cdot 100 = \frac{2,58 - 2,5}{2,5} \cdot 100 = 3,2\% < 4\%$ .

8. Углы делительных конусов по формуле (9.49)  $\text{tg} \delta_2 = u_\phi = 2,58$ ;  $\delta_2 = 68^\circ 52'$ ;  $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68^\circ 52' = 21^\circ 08'$ .

9. Минимально допустимое число зубьев шестерни по формуле (9.80)

$$z_{1 \min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n = 17 \cos 21^\circ 08' \cos^3 35^\circ \approx 9.$$

10. Основные геометрические размеры по формулам (9.60)... (9.64):

$$d_{e1} = m_e z_1 = 4,54 \cdot 12 = 54,48 \text{ мм;}$$

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4,54 \sqrt{12^2 + 31^2} = 75,46 \text{ мм;}$$

$$R = R_e - 0,5 b = 75,46 - 0,5 \cdot 21 = 64,96 \text{ мм;}$$

$$d_1 \approx 0,857 d_{e1} = 0,857 \cdot 54,48 = 46,69 \text{ мм; } d_2 \approx 0,857 d_{e2} = 0,857 \cdot 140 = 119,98 \text{ мм;}$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 m_e \cos \delta_1 = 54,48 + 1,64 \cdot 4,54 \cos 21^\circ 08' = 61,42 \text{ мм;}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 m_e \cos \delta_2 = 140 + 1,64 \cdot 4,54 \cos 68^\circ 52' = 142,68 \text{ мм.}$$

11. Средняя скорость колес и степень точности:

$$v = \pi n_1 d_1 / 60 = \pi \cdot 1290 \cdot 46,69 \cdot 10^{-3} / 60 = 3,15 \text{ м/с;}$$

по табл. 9.1 назначаем 8-ю степень точности передачи.

12. Силы в зацеплении по формулам (9.57), (9.65) и (9.66): окружная на колесе и шестерне

$$F_t = 2 M_2 / d_2 = 2 \cdot 235 \cdot 10^3 / 119,98 = 3917 \text{ Н;}$$

радиальная на шестерне и осевая на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) = 3917 (0,44 \cos 21^\circ 08' - 0,7 \times \sin 21^\circ 08') = 628 \text{ Н;}$$

осевая на шестерне и радиальная на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) = 3917 (0,44 \sin 21^\circ 08' + 0,7 \cos \times 21^\circ 08') = 3285 \text{ Н.}$$

13. Уточняем коэффициент  $\psi_d = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \times \sqrt{2,58^2 + 1} = 0,46$ . При этом  $K_{H\beta} \approx 1,3$  — остается прежним значением. Коэффициент  $K_{Hv} = 1,05$  (см. табл. 9.6).

14. Расчетное контактное напряжение по формуле (9.76)

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{Hv}}{1,5 d_{e2}}} = \frac{2100}{140} \sqrt{\frac{235 \cdot 10^3 \cdot 2,58 \cdot 1,3 \cdot 1,05}{1,5 \cdot 140}} = 941 \text{ Н/мм}^2, \text{ что } > [\sigma_H] = 889 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверим условие (9.29):

$\sigma_H = (0,8 \dots 1,1) [\sigma_H] = (0,8 \dots 1,1) 889 = (711 \dots 978) \text{ Н/мм}^2$ . Так как расчетное значение  $\sigma_H = 941 \text{ Н/мм}^2$  находится в пределах допускаемых значений напряжений, то контактная прочность зубьев обеспечивается.

15. Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса по формулам (9.47) и (9.48):

$$z_{v1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cos^3 \beta_n) = 12 / (\cos 21^\circ 08' \cos^3 35^\circ) = 23,4;$$

$$z_{v2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cos^3 \beta_n) = 31 / (\cos 68^\circ 52' \cos^3 35^\circ) = 156.$$

Коэффициент формы зуба (см. § 9.10):  $Y_{F1} = 3,91$ ;  $Y_{F2} = 3,6$ .

16. Принимаем коэффициенты:  $K_{Fv} = 1,1$  (см. табл. 9.6);  $K_{F\beta} \approx 1,5$  при  $\psi_d = 0,46$  (см. табл. 9.5).

17. Расчетное напряжение изгиба в основании зубьев шестерни по формуле (9.78)

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} = 3,91 \frac{3917 \cdot 15 \cdot 1,1}{1 \cdot 21 \cdot 4,54} = 265 \text{ Н/мм}^2 <$$

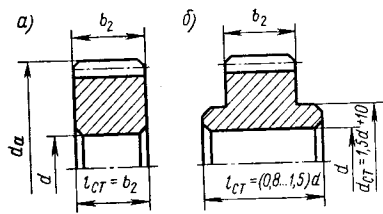


Рис. 9.33

$$[\sigma_F] = 370 \text{ Н/мм}^2.$$

Напряжения изгиба в основании зубьев колеса  $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} = 265 \cdot 3,6 / 3,91 = 244 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F] = 370 \text{ Н/мм}^2$ . Прочность зубьев на изгиб обеспечивается.

Анализ расчета показывает, что при

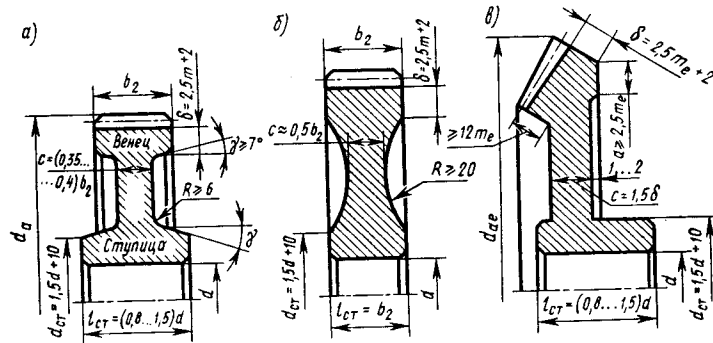


Рис. 9.34

одинаковой нагрузке и материалах колес основной геометрический параметр передачи, определяющий габариты и массу редуктора, — внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$  конической передачи с круговым зубом примерно на 30% меньше  $d_{e2}$  конической прямозубой передачи. Поэтому применять конические передачи с круговым зубом наиболее рационально.

#### § 9.14. КОНСТРУКЦИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Конструкция колес зависит от способа получения и последующей обработки заготовок, размеров и объема их производства. Зубчатые колеса диаметром  $d_a \leq 150 \text{ мм}$  изготавливают насадными из круглого проката или из поковок плоскими (рис. 9.33, а) с выступающей ступицей (рис. 9.33, б). Применяют в случаях, когда они должны перемещаться вдоль вала или в зависимости от условий сборки. При диаметре  $d_a \approx 150 \dots 500 \text{ мм}$  заготовку получают штамповкой (рис. 9.34, а, б), ковкой (рис. 9.34, в), редко литьем и сваркой. Форма зубчатого колеса может быть плоской или со ступицей, выступающей в одну

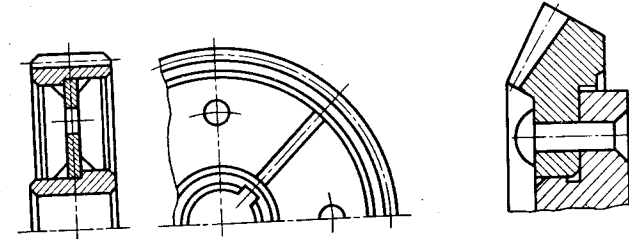


Рис. 9.35

Рис. 9.36

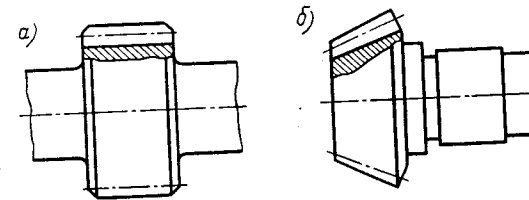


Рис. 9.37

сторону. В одноступенчатых редукторах колеса делают со ступицей, выступающей в обе стороны (рис. 9.34, а). Для свободной выемки заготовки колес из штампа применяют значения штамповочных уклонов  $\gamma \geq 7^\circ$  и радиусов закруглений  $R \geq 6 \text{ мм}$ . Для уменьшения деформаций при механической и термической обработке в последнее время зубчатые колеса делают массивными (рис. 9.34, б). Колеса диаметром  $d_a \geq 500 \text{ мм}$  выполняют отливкой или сваркой (рис. 9.35).

Конические колеса диаметром  $d_{ae} > 180 \text{ мм}$  в целях экономии легированных сталей часто изготавливают составными (рис. 9.36).

Шестерни цилиндрические (рис. 9.37, а) и конические (рис. 9.37, б), как правило, изготавливают за одно целое с валом (вал-шестерня). Надежность вала-шестерни выше, а стоимость ниже, чем вала с насадной шестерней, так как отпадает необходимость в дополнительной точной обработке вала, отверстия шестерни, фрезеровании и протягивании шпоночных пазов и т. п.

Шевронные зубчатые колеса отличаются от других цилиндрических колес увеличенной шириной обода. Наиболее часто шевронные колеса изготавливают с канавкой посередине, предназначенной для выхода червячной фрезы, нарезающей зубья (рис. 9.38).

## § 9.15. ПОНЯТИЕ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ С ЗАЦЕПЛЕНИЕМ НОВИКОВА

Эвольвентное зацепление получило в технике самое широкое распространение благодаря своим достоинствам, но оно имеет и свои недостатки: ограниченная нагрузочная способность передач; повышенная чувствительность колес к перекосам из-за

линейных контактов зубьев; существенные потери на трение в зацеплении.

Ограниченная нагрузочная способность объясняется тем, что контакт зубьев происходит по линии (практически по узкой площадке), расположенной вдоль зуба (рис. 9.39). Вследствие малого приведенного радиуса кривизны рабочих поверхностей зубьев возникают значительные контактные напряжения, ограничивающие контактную прочность зубьев.

Для повышения контактной прочности, а следовательно, несущей способности зубчатых передач в 1954 г. М. Л. Новиковым было разработано новое зубчатое зацепление, в котором первоначальный линейный контакт (линейное эвольвентное зацепление) заменен точным зацеплением, в котором профили зубьев колес в торцовом сечении очерчены дугами окружности весьма близких радиусов (рис. 9.40). Зуб

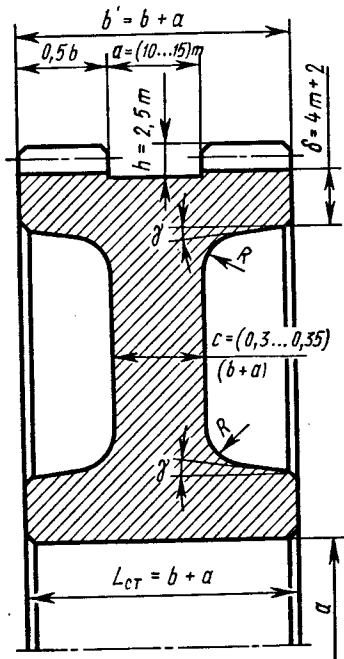


Рис. 9.38

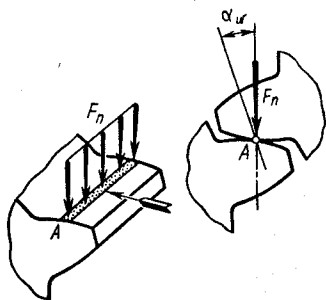


Рис. 9.39

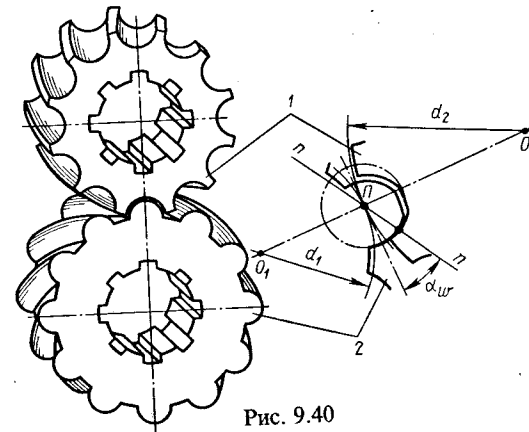


Рис. 9.40

шестерни 2 делается выпуклым, а зуб колеса 1 — вогнутым, что увеличивает их приведенный радиус кривизны, зубья соприкасаются на значительной длине — площадке контакта (см. ниже), тем самым повышая контактную прочность передачи примерно в 2 раза по сравнению с эвольвентными передачами тех же размеров.

В зацеплении Новикова первоначальный контакт зубьев происходит в точке, и зубья касаются только в момент прохождения профилей через эту точку, а непрерывность передачи движения обеспечивается винтовой формой зубьев\*. Поэтому зацепление Новикова может быть только косозубым. Практически угол наклона зубьев  $\beta = 10...22^\circ$ . Положение точки контакта зубьев характеризуется ее смещением от полюса, а линия зацепления  $m$  расположена параллельно осям колес. При приложении нагрузки в результате упругой деформации точечный контакт переходит в контакт по малой площадке (рис. 9.41), которая, перемещаясь (показано стрелкой  $A$ ) вдоль зубьев (а не по профилю зубьев, как в эвольвентной передаче), постепенно возрастает, достигая максимального значения на среднем участке ширины колес. Это повышает не только нагрузочную способность передачи по контактным напряжениям, но и создает благоприятные условия для образования устойчивого

\* Рабочие (боковые) поверхности зубьев представляют собой кругловинтовые поверхности, поэтому передачу Новикова можно назвать кругловинтовой передачей.

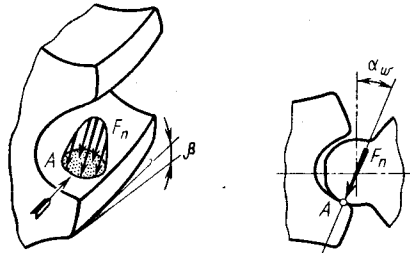


Рис. 9.41

масляного слоя между зубьями. Это объясняется тем, что при взаимном перекачивании зубьев контактная площадка перемещается вдоль зуба с большой скоростью, превышающей окружную скорость колес, а контактные линии почти перпендикулярны направлению скорости. Это обеспечивает образование масляной пленки между зубьями толщиной в несколько раз большей, чем при эвольвентном зацеплении. По этой причине потери на трение в передаче Новикова значительно меньше, следовательно, понижается изнашивание зубьев, повышается КПД и долговечность передачи.

Зацепление Новикова применяется для всех видов зубчатых передач как с наружным, так и с внутренним зацеплением.

К недостаткам передач Новикова относятся повышенная чувствительность к изменению межосевого расстояния, к колебаниям нагрузок и к перегрузкам.

Применяют два вида зубчатых передач Новикова: профиль зубьев шестерни выпуклый, а профиль зубьев колес вогнутый (см. рис. 9.40); профиль зубьев шестерни и колеса выпукло-вогнутый (см. рис. 9.42) (головки зубьев шестерни и колеса имеют выпуклый профиль, а ножки — вогнутый). В первом случае — одна линия зацепления (контакт сопряженных зубьев происходит теоретически в одной точке), а во втором случае — две линии зацепления. Последние имеют большую контактную и изгибную прочность.

При ведущем зубчатом колесе с выпуклым профилем зубьев точка контакта расположена за полюсом и передачу называют заполюсной. При ведущем зубчатом колесе с вогнутым профилем зубьев точка контакта располагается до полюса и передачу

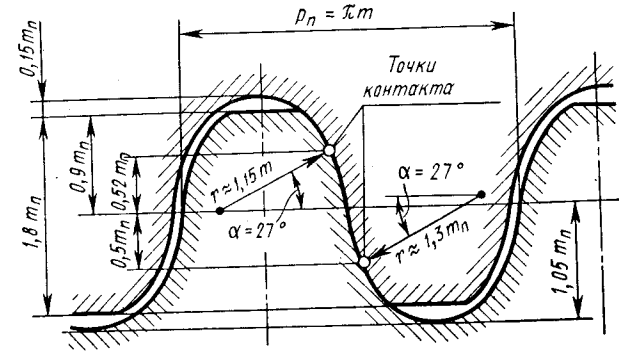


Рис. 9.42

называют дополюсной. В передаче с двумя линиями зацепления одна линия зацепления располагается до, а вторая — за полюсом. Эта передача называется дозаполюсной (рис. 9.42), ее можно представить как сочетание дополюсной и заполюсной передач.

Передачи с круговым зацеплением Новикова наиболее пригодны в тех случаях, когда нагрузочная способность передачи определяется контактной прочностью при твердости рабочих поверхностей менее 350 НВ, при относительно постоянных режимах и скоростях до 12 м/с. В этом случае их нагрузочная способность примерно в 2 раза больше, чем эвольвентных прямозубых передач.

Передачи с зацеплением Новикова стандартизованы. Расчет их ведут аналогично расчету передач с эвольвентным зацеплением с учетом их особенностей [10]. Результаты расчета показали, что габариты передач Новикова по сравнению с эвольвентными на 20...25% меньше при одинаковом нагружении, т. е. они более компактны и допускают большие передаточные числа.

## § 9.16. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Общие сведения.** Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Эти колеса называют сателлитами. Зубчатые колеса, с которыми сцепляются сателлиты, называют центральными. Геометрические оси этих колес совпадают с осью вращения ведущего

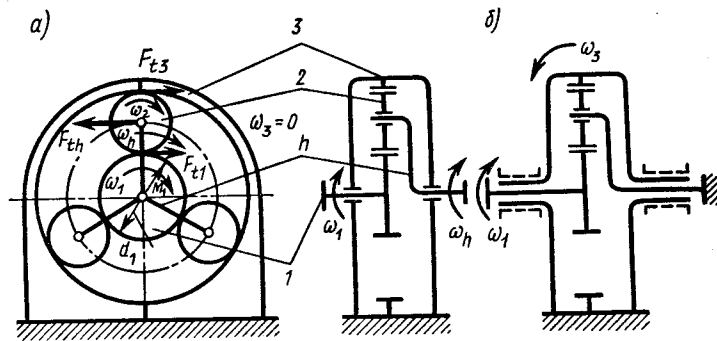


Рис. 9.43

и ведомого валов передачи, которую называют центральной осью.

Планетарная передача (рис. 9.43) состоит из подвижного центрального колеса 1 с наружными зубьями, сателлитов 2, неподвижного центрального колеса 3 с внутренними зубьями и водила  $h$ , на котором укреплены оси сателлитов.

Сателлиты совершают сложное движение — вращаются вокруг своих осей, закрепленных на водиле, и одновременно вместе с водилом вращаются вокруг центрального колеса 1, т. е. совершают движение, подобное движению планет солнечной системы, отчего планетарные передачи и получили свое название.

При неподвижном центральном колесе 3 движение может передаваться от центрального колеса 1 к водилу  $h$  или от водила к колесу 1, т. е. ведущим звеном в планетарной передаче может быть либо центральное колесо 1, либо водило  $h$ . Это позволяет при одной и той же схеме передачи получать различные передаточные числа. В случае неподвижного водила движение может передаваться от колеса 1 к колесу 3 или от колеса 3 к колесу 1.

Планетарную передачу, в которой одно из центральных колес неподвижно, называют *простейшей* (рис. 9.43, а). В отличие от простейшей планетарную передачу, в которой все зубчатые колеса и водило подвижны (свободны), называют *дифференциальной*. В дифференциальной передаче одно движение можно раскладывать на два или два движения соединить в одно. Например, движение колеса 3 раскладывается на два движения: движение колеса 1 и движение водила  $h$ .

Имеется большое количество различных типов планетарных передач, но одноступенчатая планетарная передача по схеме рис. 9.43, а получила самое широкое распространение. Она с успехом применяется как для больших, так и малых мощностей в силовых и кинематических приводах, т. е. не имеет ограничений по применению. КПД передачи  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ . В передачах применяют не только цилиндрические, но и конические колеса. Зубья могут быть прямые и косые. Обычно число сателлитов  $C = 3 \dots 6$ , но встречаются передачи с  $C > 6$ . Наибольшее распространение получили прямозубые передачи с  $C = 3$ .

Достоинства: большое передаточное число в одной ступени, а также малые габариты и масса. Снижение массы (обычно в 2...4 раза и более) объясняется следующими причинами: распределением нагрузки между сателлитами, благодаря чему нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз; широким применением зубчатых колес с внутренним зацеплением, обладающих повышенной нагрузочной способностью; малой нагрузкой на опоры. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются. Планетарные передачи работают с меньшим шумом, что связано с повышенной плавностью внутреннего зацепления и меньшими размерами колес. Недостатки: повышенные требования к точности изготовления и монтажа; резкое снижение КПД передачи с увеличением передаточного числа.

Планетарную передачу применяют как редуктор с постоянным передаточным числом; как коробку скоростей, передаточное число в которой изменяется путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес); как дифференциальный механизм. Их успешно применяют в транспортном машиностроении, станкостроении, приборостроении и т. д.

Основные параметры планетарных передач регламентированы ГОСТ 22919—78, который распространяется на одноступенчатые редукторы общего назначения типоразмеров  $P_3-31,5 \dots P_3-63$  (здесь  $P_3$  означает зубчатый планетарный редуктор, а цифры через дефис — радиус водила  $R$ , мм), с допускаемыми вращающимися моментами на ведомом валу  $M_2 = 125 \dots 1000$  Н·м и передаточным числом  $u = 6,3; 8;$

10; 12,5. При больших передаточных числах в силовых передачах целесообразно применять двухступенчатые (ГОСТ 22916—78) или даже трехступенчатые планетарные передачи.

**Передаточное число.** Для определения передаточного числа планетарной передачи широко применяют метод остановки водила (метод Виллиса), сущность которого заключается в следующем.

Допустим, что все звенья передачи (1, 2, 3 и  $h$ ) жестко скреплены между собой. Этой жесткой системе мысленно сообщим дополнительное вращательное движение вокруг центральной оси с угловой скоростью  $\omega_h$ , равной скорости водила  $\omega_h$ , но обратной по знаку. При этом водило как бы затормаживается, а все другие звенья освобождаются. Получаем так называемый **обращенный механизм** (рис. 9.43, б), представляющий собой простую зубчатую передачу, в которой геометрические оси всех колес неподвижны. Движение от колеса 1 к колесу 3 передается через сателлиты 2, которые в этом случае становятся промежуточными колесами\*. При таком движении скорости зубчатых колес обращенного механизма будут равны разности прежних угловых скоростей и угловой скорости водила, а именно: для водила  $h$  результирующая угловая скорость  $+\omega_h + (-\omega_h) = 0$ , т. е. водило окажется остановленным; для зубчатых колес 1 и 3 результирующие относительные скорости  $\omega'_1 = \omega_1 - \omega_h$  и  $\omega'_3 = \omega_3 - \omega_h$ . Тогда для обращенного механизма рассматриваемой передачи передаточное число  $u' = \omega'_1 / \omega'_3 = (\omega_1 - \omega_h) / (\omega_3 - \omega_h)$ .

В планетарных передачах существенное значение имеет знак передаточного числа. Принято считать передаточное число положительным ( $u > 0$ ), если в обращенном механизме вращение ведущего и ведомого звеньев происходит в одном направлении, и отрицательным ( $u < 0$ ) — в разных направлениях. В рассматриваемом обращенном механизме передаточное число имеет отрицательное значение (колеса 1 и 3 вращаются в разных направлениях):

$$u' = (\omega_1 - \omega_h) / (\omega_3 - \omega_h) = -z_3 / z_1, \quad (9.81)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_3$  — угловые скорости колес 1 и 3;  $z_1$  и  $z_3$  — число зубьев колес 1 и 3.

\* Промежуточными (паразитными) называются колеса, которые не влияют на передаточное число механизма.

Для реальной планетарной передачи, у которой в большинстве случаев колесо 3 закреплено неподвижно ( $\omega_3 = 0$ ), колесо 1 является ведущим, а водило  $h$  — ведомым, из формулы (9.81) получим  $\omega_h = \frac{\omega_1}{1 + (z_3/z_1)}$ . Передаточное число данной планетарной передачи  $u = \omega_1 / \omega_h$  или в окончательном виде

$$u = \omega_1 / \omega_h = 1 + (z_3/z_1). \quad (9.82)$$

Для простой планетарной передачи (рис. 9.43, а) наиболее рациональный интервал передаточных чисел равен 1,3...12,5.

Таким же методом определяют передаточное число планетарных передач, выполненных по другим схемам. Для двухступенчатой планетарной передачи (рис. 9.44), составленной из двух последовательно соединенных одноступенчатых передач, где центральное колесо 1 — ведущее, водило  $h_2$  — ведомое, центральные колеса 3 и 4 закреплены в корпусе ( $\omega_3 = \omega_4 = 0$ ), передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_{h2} = [1 + (z_3/z_1)] [1 + (z_4/z_6)]. \quad (9.83)$$

Интервал передаточных чисел  $u = 16...63$ .

Выбор числа зубьев (см. рис. 9.43, а) связан с кинематическим расчетом. При заданном  $u$  предварительно принимают  $z_1 \geq 17$  и по формуле (9.82) определяют  $z_3$ . Полученные значения  $z_1$  и  $z_3$  уточняют по условиям соосности, сборки и соседства.

Условие соосности  $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$  обеспечивает совпадение осей ведущего и ведомого валов. Здесь  $z_2$  — число зубьев сателлита,  $z_2 = 0,5(z_3 - z_1)$ .

Условие сборки  $(z_1 + z_3) / C = N$ , где  $N$  — целое число, предусматривает определенное соотношение между числом зубьев центральных колес и числом сателлитов.

Условие соседства  $(z_1 + z_2) \sin(\pi/C) > (z_2 + 2)$  предусматривает наличие гарантированного зазора между сателлитами.

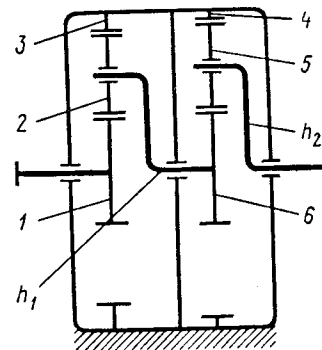


Рис. 9.44

Силы в зацеплении (см. рис. 9.43, а): окружные силы

$$F_{t1} = F_{t3} = 2M_1 K_h / (d_1 C), \quad (9.84)$$

где  $K_h \approx 1,2 \dots 2$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами. Сила, действующая на ось сателлита,  $F_{th} = 2F_{t1}$ . Радиальные и осевые силы при известной  $F_t$  определяют так же, как и в простых зубчатых передачах.

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам для расчета простых передач. Расчет выполняют для внешнего зацепления — колеса 1 и 2 (см. рис. 9.43, а) и внутреннего — колеса 2 и 3. При одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только внешнее зацепление, так как модули и силы в зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочней внешнего.

### § 9.17. ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

**Общие сведения.** Волновыми называются передачи, у которых передача вращательного движения осуществляется посредством бегущей волновой деформации одного из зубчатых колес.

Волновая передача (рис. 9.45) состоит из жесткого неподвижного колеса 1 с внутренними зубьями; гибкого подвижного колеса 2 с наружными зубьями и водила  $h$ , которое выполнено за одно целое

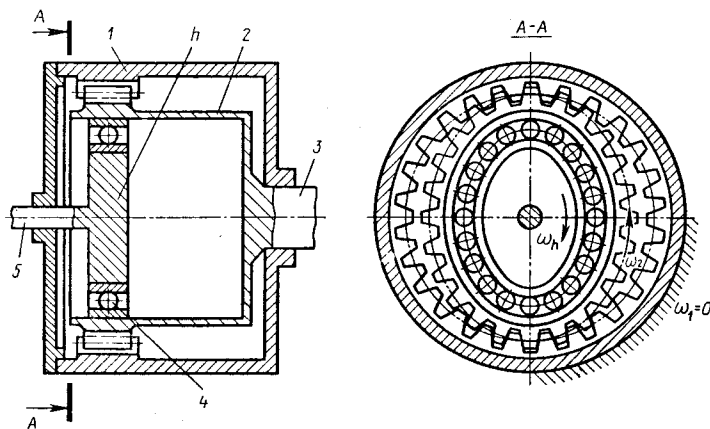


Рис. 9.45

с ведущим валом 5. Водило состоит из овального кулачка и гибкого радиального шарикового подшипника качения 4 (ГОСТ 23179—78). Гибкое колесо выполняют в виде стакана из тонкой цилиндрической оболочки. Зубчатый венец этого колеса нарезан на легкодеформируемом конце оболочки, другой конец которой через тонкое дно соединяется с ведомым валом 3. Для волновых передач преимущественное распространение получили эвольвентные зубья. При большом числе зубьев ( $z > 100$ ) форма эвольвентного зуба близка к трапецеидальной.

Делительный диаметр  $d_2$  зубчатого венца гибкого колеса меньше делительного диаметра  $d_1$  жесткого колеса на размер необходимой деформации  $\delta = d_1 - d_2$  (обычно  $\delta$  равна высоте зуба).

При сборке водило  $h$  вставляется внутрь гибкого колеса. Так как наружный диаметр водила (наружный диаметр подшипника) больше внутреннего диаметра обода гибкого колеса на  $\delta$ , то зубчатый венец его деформируется, принимая форму овала. При этом зубья гибкого колеса, перемещаясь в радиальном направлении, вступают в зацепление с внутренними зубьями неподвижного колеса в двух зонах, которые определяются большой осью овала. На концах большой оси зубья зацепляются по всей высоте. На малой оси овала зубья не зацепляются. Между зонами зацепления зубья гибкого колеса находятся в промежуточном положении частичного зацепления. В нагруженном состоянии передачи в зацеплении

одновременно находится до  $\frac{1}{3}$  всех зубьев.

При вращении водила деформация венца гибкого колеса перемещается по его окружности в виде бегущей волны. Поэтому передачу называют волновой, а водило — генератором волн. Так как зацепление зубчатых колес происходит в двух зонах, то радиальные перемещения венца гибкого колеса по окружности образуют две волны. Поэтому такую передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи. Вращение генератора волн (ведущего звена) вызывает вращение гибкого колеса, которое, обкатываясь по неподвижному колесу, вращает ведомый вал. Ведущим звеном может быть также любое зубчатое колесо.



Достоинства волновых передач определяются многопарностью зацепления зубьев. К ним относятся: большой диапазон передаточных чисел в одной ступени  $u=63...400^*$ , но обычно используют  $u=80...315$  (при малых  $u$  не удастся обеспечить нужный ресурс гибкого колеса, при больших — возрастает опасность прощелкивания); малая масса и высокая нагрузочная способность при малых габаритах (масса составляет примерно половину, а объем  $\frac{1}{3}$  от обычной планетарной передачи);

по сравнению с планетарной число деталей меньше в несколько раз, а стоимость — примерно в 2 раза; малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричной конструкции; высокий КПД ( $\eta \approx 0,9$  при  $u=100$ ); высокие демпфирующие способности; малый шум при работе; возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений. Недостатки: сравнительно высокое значение нижнего предела передаточного числа  $u=80$ ; сложность изготовления гибкого колеса и генератора волн — требуется специальная оснастка. Это затрудняет индивидуальное производство и ремонтные работы. При серийном изготовлении волновых передач не возникает особых технологических трудностей. Сравнительно низкий срок службы стандартных редукторов общего назначения — 10 000 ч (ГОСТ 16162—85).

Волновые передачи, подобно планетарным, могут быть использованы не только как редукторы или мультипликаторы, но и как дифференциальные механизмы. Их целесообразно применять в механизмах с большим передаточным числом, а также в устройствах со специальными требованиями к кинематической точности, инерционности и герметичности (например, в летательных аппаратах, атомных реакторах, химической промышленности, промышленных роботах, станкостроении, подъемно-транспортных машинах, приборостроении и других отраслях техники).

\* В специальных волновых передачах передаточное число можно получить до нескольких десятков тысяч.

На рис. 9.46 приведена кинематическая схема волновой герметичной передачи, посредством которой можно передавать вращательное движение из среды *A* в агрессивное или безвоздушное пространство *B*. Глухой гибкий стакан *3* с гибким фланцем герметично прикреплен к стенке *2* (например, приварен). Таким образом пространство *A* надежно изолировано от среды *B*. Передача вращающего момента происходит следующим образом. Ведущий вал *1* с генератором волн *h* деформирует неподвижное гибкое колесо-стакан *3* с внешним зубчатым венцом, расположенным в средней части стакана. Зубья колеса *3* по вершинам перемещающихся волн зацепляются с зубьями жесткого колеса *4*, приводя его и соединенный с ним ведомый вал *5* во вращение. Ни одна другая передача не может так просто решить эту задачу. Передачи такой конструкции находят применение в химической, атомной, космической и других областях техники.

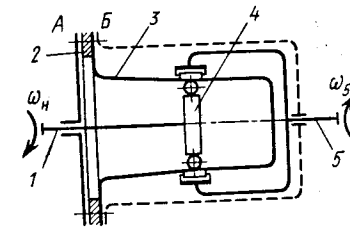


Рис. 9.46

Основные параметры волновых зубчатых передач для одноступенчатых редукторов регламентированы ГОСТ 23108—78, который распространяется на волновые редукторы общего назначения типовых размеров  $B_3-50...B_3-315$  (здесь *B* обозначает дефис — волновой редуктор, а цифры через дефис — внутренний диаметр гибкого колеса *d*, мм) с вращающим моментом на ведомом валу  $M_2 = 22,4...6300 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и передаточным числом  $u = 80...315$ .

**Материал колес.** Для изготовления гибких колес волновых редукторов применяют стали марок 30ХГСА, 40ХН2МА и другие конструкционные стали повышенной вязкости, которые менее чувствительны к концентрации напряжений. Заготовками могут служить бесшовные горячедеформированные трубы и др. Термообработка — улучшение (280...320 НВ). Зубчатый венец рекомендуется подвергать дробеструйному деформационному упрочнению, включая впадины зубьев (29...33 HRC<sub>3</sub>).

Жесткие колеса работают в менее напряженных условиях, поэтому их изготавливают из обычных конструкционных сталей марок 45, 40X и др. с твердостью зубьев на 20...30 единиц НВ меньше твердости зубьев гибкого колеса.

Передачное число волновых передач определяют, так же как для планетарных, по уравнению Виллиса, так как они кинематически представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом. Так, при неподвижном колесе 1, ведущем водиле  $h$  и ведомом гибком колесе 2 получим передачное число

$$u = \omega_h / \omega_2 = -z_2 / (z_1 - z_2) = -d_2 / (d_1 - d_2) = -d_2 / \delta, \quad (9.85)$$

где  $\omega_h$  и  $\omega_2$  — угловые скорости водила и гибкого колеса;  $z_1$  и  $z_2$  — соответственно числа зубьев жесткого и гибкого колес. Знак минус указывает на разные направления вращения ведущего и ведомого звеньев.

Разность чисел зубьев колес должна быть равна или кратна числу волн, т. е.

$$z_1 - z_2 = K_{кр} U, \quad (9.86)$$

где  $K_{кр} = 1, 2, \dots$  — коэффициент кратности;  $U$  — число волн. Обычно  $K_{кр} = 1$ , а  $U = 2$ .

В волновой передаче числа зубьев не определяют значения передачного числа  $u$  и могут быть любыми в пределах условия (9.86). Передачное число зависит только от  $\delta$ . Из формулы (9.85) следует, что число  $u$  равно отношению делительного диаметра ведомого (гибкого) колеса к разности делительных диаметров колес. Эту разность диаметров можно выполнить малой и получить большое передачное число, что невозможно достигнуть в обычных зубчатых передачах, в которых передачное число равно отношению делительных диаметров колес.

**Конструкция основных звеньев волновых передач.** Имеется много различных типов волновых передач (зубчатые, винтовые и др.), но отличаются они в основном конструкцией гибких зубчатых колес и генераторов волн.

**Гибкие колеса** (рис. 9.47). По конструктивному исполнению и работоспособности к наиболее целесообразным в массовом производстве следует отнести конструкцию колеса типа «стакан» с гибким дном

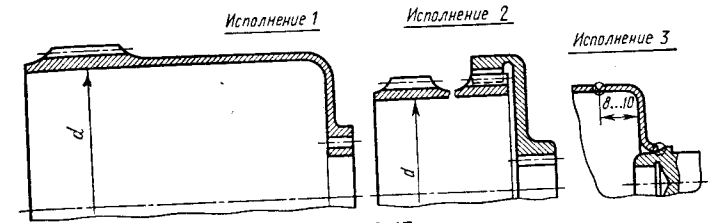


Рис. 9.47

и фланцем для присоединения к валу, выполненных как одно целое (исполнение 1). В конструкции колеса типа «труба» гибкий цилиндр с дном соединяется шлицами (исполнение 2). Шлицевое соединение обеспечивает осевую податливость, уменьшает напряжение в гибком колесе. Осевая податливость колеса в исполнении 1 обеспечивается тонким дном. В исполнении 3 показано соединение гибкого колеса с дном посредством сварки.

Соединение дна гибкого колеса с валом может быть болтовым, с натягом, шпоночным или шлицевым; последнее наиболее распространено в редукторах общего назначения.

**Генераторы волн** различают по принципу действия: механические, электрические, гидравлические. Рассмотрим наиболее распространенные конструкции механических генераторов.

**Кулачковый генератор волн** (см. рис. 9.45) состоит из овального (профилированного) кулачка и напрессованного на него гибкого подшипника качества\*, отличающегося от обычного меньшей толщиной колец, которые должны быть гибкими. Этот генератор лучше других сохраняет стабильную первоначально заданную форму деформации гибкого колеса под нагрузкой. Имеет простую конструкцию. Применяется в массовом производстве.

**Дисковый генератор волн** (рис. 9.48). Гибкое колесо имеет опору на достаточно большом участке, что способствует сохранению нужной деформации в нагруженной передаче. Отверстие внутреннего диска, сопряженного с валом, выполнено

\* Гибкий подшипник имеет ограниченную долговечность, снижает частоту вращения генератора волн, а при  $u > 100$  усталостное разрушение его является основной причиной потери работоспособности передачи.

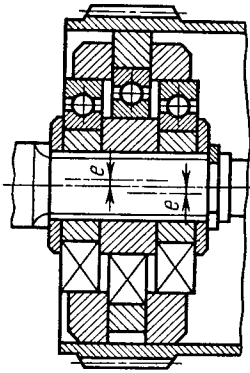


Рис. 9.48

вызвать значительные динамические нагрузки, вибрацию и шум.

У дисковых генераторов отсутствуют гибкие подшипники и овалный кулачок, что упрощает конструкцию. Это имеет значение главным образом в единичном и мелкосерийном производстве. При массовом производстве кулачковый генератор проще и дешевле. Момент инерции у дискового генератора значительно меньше, чем у кулачкового. Это может оказаться решающим при выборе типа генератора для передач, к которым предъявляют требования малой инерционности.

**Критерии работоспособности и расчета волновых передач.** В результате экспериментальных исследований и опыта эксплуатации установлено, что основные причины потери работоспособности волновых передач — *разрушение гибких колес и гибких подшипников качения, генераторов; недостаточная жесткость генераторов и жесткость колеса; изнашивание зубьев*, которое зависит от напряжений смятия; перегрев передачи. По всем перечисленным критериям работоспособности вести проектировочный расчет передачи затруднительно. Из всех деталей передачи наиболее уязвимо гибкое колесо. В нем возникают переменные напряжения изгиба, вызванные воздействием генератора и напряжения кручения под действием вращающего момента. Поэтому при расчете на прочность определяют главный параметр волновой передачи — *внутренний посадочный диаметр гибкого колеса  $d$*  (см. рис. 9.47)

с эксцентриситетом  $e$ . Крайние диски установлены на валу с таким же эксцентриситетом, но в противоположном (на  $180^\circ$ ) направлении. На эти диски насажены с натягом шарикоподшипники, а на подшипники — наружные диски симметричной формы.

Точность изготовления дисков, а также их взаимное расположение на валу оказывают существенное влияние на качество передачи. Неуровненность генератора может

в недеформированном состоянии, от которого зависят другие размеры передачи. Подробно см. [9] и [10].

## Глава 10

### ПЕРЕДАЧА ВИНТ—ГАЙКА

#### § 10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт—гайка (винтовой механизм) предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно. Например, в винтовом домкрате (рис. 10.1) винт совершает оба движения одновременно. Так, при вращении винта 3 в неподвижной гайке 2 винт получает поступательное перемещение и поднимает груз, опирающийся на чашку 1 домкрата.

**Достоинства:** большой выигрыш в силе; возможность получения медленного движения с высокой точностью перемещения; компактность при высокой нагрузочной способности; простота конструкции и изготовления. **Недостатки:** большое трение в резьбе, вызывающее повышенное ее изнашивание, низкий КПД.

Применяют для поднятия грузов (домкраты), создания больших усилий до 1000 кН при малых перемещениях (прессы, нажимные устройства и т. п.) и получения точных перемещений (ходовые винты станков, измерительные приборы, делительные и регулировочные устройства).

**Конструкция передач.** Различают два типа передач винт—гайка: передачи с трением скольжения и передачи с трением качения.

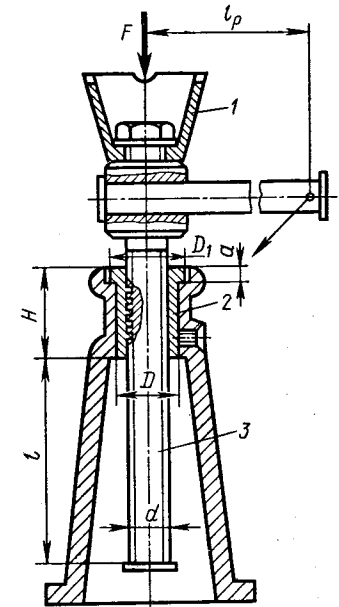


Рис. 10.1

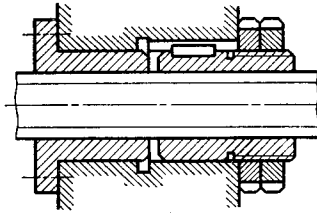


Рис. 10.2

Передачи с трением скольжения имеют наибольшее распространение ввиду простоты устройства. Винты передач делятся на грузовые и ходовые. Грузовые предназначены для создания больших усилий (домкраты, прессы и т. п.). При реверсивном движении под нагрузкой применяют трапецеидальную резьбу (см. рис. 4.8), а при больших односторонних нагрузках — упорную (см. рис. 4.9)\*. Для получения самотормозящей винтовой пары (домкраты) применяют однозаходные резьбы.

Ходовые винты предназначены для получения точных перемещений. Для уменьшения трения они, как правило, имеют трапецеидальную многозаходную резьбу. Для точных винтов делительных и измерительных устройств иногда применяют метрическую резьбу (см. рис. 4.4).

Гайки грузовых винтов изготавливают цельными (рис. 10.1). Гайки ходовых винтов (например, гайка ходового винта токарного станка) делают сдвоенными (рис. 10.2), чтобы устранять зазоры, образовавшиеся при изготовлении и сборке или в результате износа резьбы. Сдвоенная гайка имеет неподвижную и подвижную части: последняя (правая) может смещаться в осевом направлении относительно первой, что обеспечивает устранение зазора. Смещения можно достигнуть с помощью клина, пружины или резьбы (рис. 10.2). На рис. рис. 10.3 показана сдвоенная гайка для устранения зазора в резьбе с помощью пружины.

\* В передачах винт — гайка иногда применяют нестандартную прямоугольную резьбу. Она обеспечивает несколько больший выигрыш в силе и более высокий КПД, чем упомянутые стандартные резьбы, но прочность витков ее ниже. Кроме того, при износе резьбы возникает неустраняемый «мертвый ход».

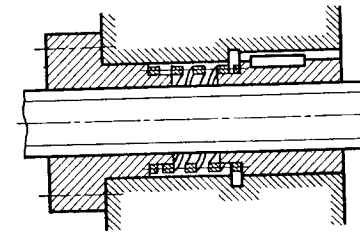


Рис. 10.3

Передачи с трением качения или шариковые винтовые механизмы (рис. 10.4). В таких механизмах между витками винта и гайки размещают шарики. При вращении винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в перепускной канал в гайке и возвращаются в полость между винтом и гайкой. Таким образом, перемещение шариков происходит по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки резьбы гайки. Достоинства шариковых винтовых механизмов: высокий КПД (до 0,9); возможность полного устранения осевого и радикального зазоров. Их применяют в механизмах подачи станков с числовым программным управлением, механизмах подъема и спуска шасси в самолетах и т. п.

**Материалы** винта и гайки должны иметь низкий коэффициент трения и повышенное сопротивление износу. Выбор марки материала зависит от назначения передачи и условий работы. Для уменьшения потерь на трение подбирают пару сталь — бронза. Винты передач без термообработки изготавливают из сталей 45, 50 и др., в ответственных передачах — из сталей 40X, 40XГ, 65Г и др., с закалкой винтов до твердости более 50HRC, с последующим шлифованием резьбы. Гайки ответственных передач (высокие окружные скорости  $v=6...15$  м/мин и нагрузки) изготавливают из оловянных бронз Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и др., а при работе с большим перерывом, а также при малых нагрузках и скоростях — из антифрикционного чугуна марок АЧВ-1, АЧС-3, АЧК-2, или серого чугуна марок СЧ15, СЧ20.

**КПД.** В винтовых механизмах следует различать КПД винтовой пары  $\eta_{в.п}$  и КПД опорных частей механизма  $\eta_{оп}$ . Первый из них отражает потери только в резьбе, которые зависят от профиля резьбы,

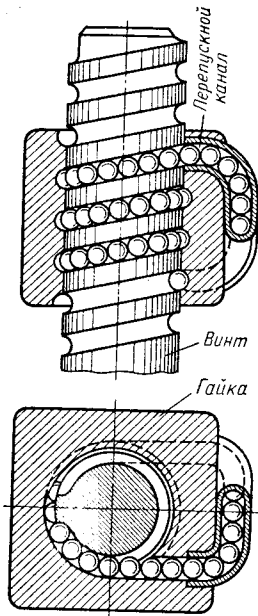


Рис. 10.4

редко используют винты, у которых  $\psi > 20...25^\circ$ , так как в дальнейшем прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы затруднено. Кроме того, при большом значении  $\psi$  становится малым выигрыш в силе вследствие уменьшения передаточного числа [увеличивается  $p_h$ ; см. формулу (10.2)]. Более подробно см. § 4.3.

**Передаточное число  $u$ .** Передаточное число условно можно выразить отношением перемещения маховика или рукоятки к перемещению винта (гайки):

$$u = 2\pi R / p_h, \quad (10.2)$$

где  $R$  — радиус маховика или длина рукоятки  $l_p$  (см. рис. 10.1);  $p_h$  — ход резьбы. При малом  $p_h$  и сравнительно большом  $R$  можно получить очень большое  $u$ , а следовательно, и большой выигрыш в силе.

## § 10.2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ—ГАЙКА

Наиболее частая причина выхода из строя винтов и гаек — это износ их резьбы. Поэтому *основным*

\* Если опорой является упорный шарикоподшипник, то  $\eta_{оп}$  не учитывают.

ее заходности, материала винтовой пары и вида смазки. КПД  $\eta_{в.п}$  определяют по формуле (4.10). Для самотормозящей винтовой пары  $\eta_{в.п} < 0,5$ . Коэффициент, учитывающий потери в опорах  $\eta_{оп}$ , зависит от конструкции винтового механизма и может колебаться в широких пределах. Так, например, для ходовых винтов станков  $\eta_{оп} = 0,90...0,95$ ; для домкратов и прессов  $\eta_{оп} = 0,5...0,7$ . С учетом  $\eta_{оп}$  и выражения (4.10) получим формулу КПД винтового механизма

$$\eta_{в.м} = \eta_{оп} \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}. \quad (10.1) *$$

Формула (10.1) позволяет отметить, что при постоянном значении  $\eta_{оп}$  КПД *возрастает с увеличением  $\psi$  и уменьшением  $\varphi$* . Для увеличения угла подъема резьбы  $\psi$  в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. В практике

*критерием работоспособности и расчета передачи является износостойкость*. Расчет на износостойкость выполняют как проектировочный. Другими критериями работоспособности является *прочность и устойчивость* винта. Эти расчеты выполняют как проверочные.

**Расчет на износостойкость.** Расчет сводится к определению фактического среднего давления  $p_{ср}$  между витками резьбы винта и гайки и сравнению его с допускаемым  $[p]$ . Условие износостойкости в предположении равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы:

$$p_{ср} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где  $d_2$  — средний диаметр резьбы;  $H_1$  — рабочая высота профиля резьбы;  $z = H/p$  — число витков в гайке высотой  $H$  и с шагом  $p$ . Заменяв в этой формуле  $z$  на  $H/p$  и обозначив  $\psi_H = H/d_2$  — коэффициент высоты гайки,  $\psi_h = H_1/p$  — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, получим формулу *проектировочного расчета* передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}. \quad (10.3)$$

Принимают  $\psi_h = 0,5$  для трапецидальной и  $\psi_h = 0,75$  для упорной резьбы;  $\psi_H = 1,2...2,5$  для цельных гаек и  $\psi_H = 2,5...3,5$  для разъемных гаек.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемого перемещения  $l$ . Для домкратов  $l = (8...10)d$  (см. рис. 10.1).

Наружный диаметр гайки  $D$  (см. рис. 10.1) определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma_p]} + d^2}, \quad (10.4)$$

где  $F_{расч}$  — расчетная сила;  $F_{расч} = 1,25F$  для трапецидальных и  $F_{расч} = 1,2F$  для упорных и прямоугольных резьб. Числовой коэффициент учитывает совместное действие растяжения и кручения;  $[\sigma_p]$  — см. ниже.

Диаметр буртика гайки  $D_1$  определяют из условия прочности на смятие

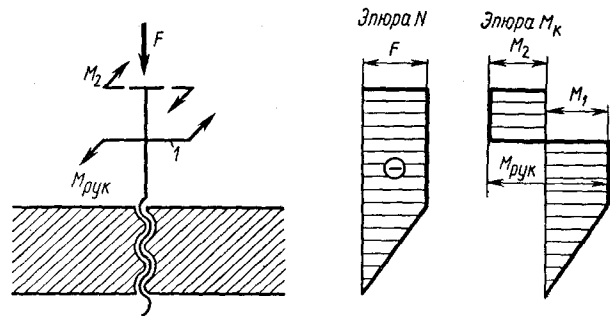


Рис. 10.5

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{cm}]} + D^2}. \quad (10.5)$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы высоту буртика гайки принимают

$$a = 0,25H.$$

**Расчет на прочность.** Расчет производят для высоконагруженных винтов по опасному сечению винта, для установления которого строят эпюры нормальных сил и крутящих моментов. Для домкрата расчетная схема и эпюры показаны на рис. 10.5. От чашки домкрата до гайки нормальная сила  $N$  равна осевой силе  $F$  (грузоподъемность домкрата). В пределах высоты гайки сила  $F$  уменьшается до 0, а крутящий момент  $M_k$  изменяется от 0 до  $M_1$ . От верхней грани гайки до рукоятки  $l$   $M_k = M_1$ , выше рукоятки  $M_k = M_2$ . Здесь  $M_1$  — момент трения в резьбе;  $M_2$  — момент трения на опорной поверхности чашки домкрата,  $M_{рук}$  — момент, приложенный к рукоятке.

Условие прочности винта по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (10.6)$$

где  $\sigma_3$  — эквивалентное напряжение для опасной точки винта;  $F$  и  $M_k$  — осевая (нормальная) сила и крутящий момент в опасном сечении винта (для домкрата — выше гайки);  $d_1$  — внутренний диаметр резьбы.

**Расчет на устойчивость.** Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию

$$s_y = \sigma_{кр}/\sigma \geq [s_y], \quad (10.7)$$

где  $s_y$  — расчетный коэффициент запаса устойчивости;  $[s_y]$  — допускаемый коэффициент запаса устойчивости, для грузовых и ходовых винтов принимают  $[s_y] = 4...5$ ;  $\sigma = 4F/(\pi d_1^2)$  — расчетное напряжение в поперечном сечении винта;  $\sigma_{кр}$  — критическое напряжение, при котором наступает потеря устойчивости винта. Методы определения  $\sigma_{кр}$  и порядок проведения расчета на устойчивость приведены в учебнике [1].

**Допускаемые напряжения.** Допускаемое напряжение  $[\sigma_p]$  на растяжение или сжатие стальных винтов определяют по формуле  $[\sigma_p] = \sigma_T/[s_T]$  при  $[s_T] = 2...3$ .

Допускаемое давление в резьбе:  $[p] = 11...13$  Н/мм<sup>2</sup> — для закаленной стали по бронзе;  $[p] = 8...10$  Н/мм<sup>2</sup> — для незакаленной стали по бронзе;  $[p] = 4...6$  Н/мм<sup>2</sup> — для незакаленной стали по чугуна. При редкой работе (например, домкраты) давление  $[p]$  повышают на 30...40%.

Допускаемое напряжение для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по стали  $[\sigma_{cm}] = 42...55$  Н/мм<sup>2</sup>; на растяжение: для бронзы  $[\sigma_p] = 34...44$  Н/мм<sup>2</sup>; для чугуна  $[\sigma_p] = 20...24$  Н/мм<sup>2</sup>.

## Глава 11

### ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### § 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячная передача (рис. 11.1, а—в) предназначена для сообщения вращательного движения валам, оси которых скрещиваются под углом 90°. Движение осуществляется по принципу винтовой пары: винтом является червяк, а червячное колесо представляет собой узкую часть длинной гайки, изогнутой по окружности резьбой наружу. Зубья колеса имеют вогнутую форму, что увеличивает длину контактных линий, а следовательно, улучшает качество работы передачи.

Достоинства: возможность получения больших передаточных чисел при малых габаритах; плавность зацепления и бесшумность работы; возможность

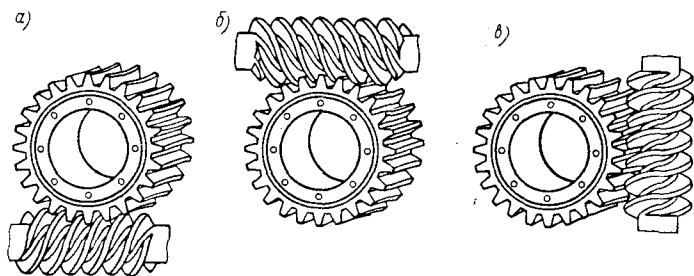


Рис. 11.1

получения самоторможения\*. Недостатки: сравнительно низкий КПД; повышенный износ и нагрев; склонность к заеданию; необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.

Применяют в машинах, где по условиям компоновки необходимо передать движение между скрещивающимися валами, а также в делительных механизмах для получения большого передаточного числа. Они имеют широкое распространение в грузоподъемных машинах, станкостроении, автомобилестроении, роботостроении и т. п. Передаваемая мощность не превышает 50...60 кВт. Передача большой мощности невыгодна из-за больших потерь (низкий КПД) и сильного нагрева. Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

**Классификация.** По расположению червяка относительно колеса (рис. 11.1) различают передачи с нижним (а), верхним (б) и боковым (в) червяком. При окружных скоростях червяка  $v_1 \leq 5$  м/с применяют нижний червяк, при  $v_1 > 5$  м/с — верхний червяк (во избежание больших потерь мощности на перемешивание и разбрызгивание масла). Чаще всего расположение червяка определяется компоновкой изделия.

По форме поверхности, на которой нарезают витки (рис. 11.2), червяки делят на цилиндри-

\* Самотормозящие передачи — это передачи, которые передают движение только в одном направлении, например от червяка к колесу. Зубчатые передачи не самотормозящие.

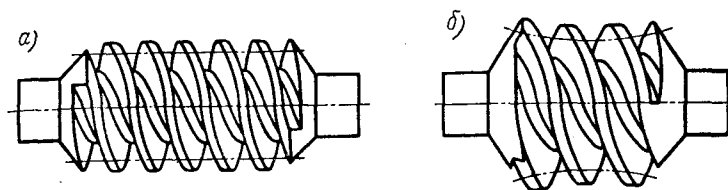


Рис. 11.2

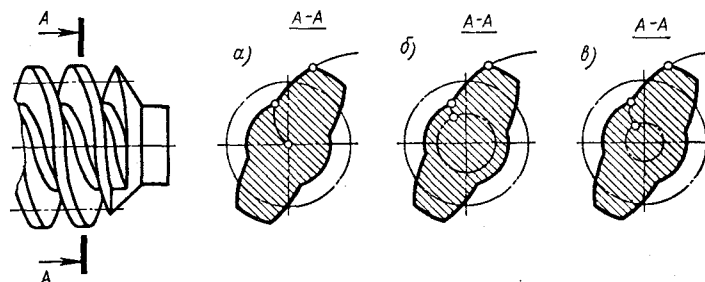


Рис. 11.3

ческие (а) и глобоидные (б). По этому признаку различают и червячные передачи. Глобоидные передачи более надежны и долговечны, имеют в 1,5...2 раза большую нагрузочную способность, но требуют повышенной точности изготовления и монтажа. Применяются реже цилиндрических.

По форме профиля витка цилиндрического червяка (рис. 11.3) передачи бывают с архимедовыми  $ZA^*$ , эвольвентными  $ZJ$  и конвольвентными  $ZN$  червяками, у которых торцовый профиль витка является соответственно: архимедовой спиралью (а), эвольвентой окружности (б) и удлиненной эвольвентой (в). Независимо от профиля витка червяка цилиндрические червячные передачи при равной твердости и одинаковом качестве изготовления практически обладают одинаковыми нагрузочной способностью и КПД. Выбор профиля нарезки червяка определяется способом его изготовления (в основном распространение получили цилиндрические передачи без смещения с архимедовым червяком, которые и рассматриваются здесь).

\* Обозначения червяков даны по ГОСТ 19036—81.

Червяки выполняют с левым и правым направлением линии витка, последние имеют преимущественное распространение. Их изготавливают, как правило, за одно целое с валом, что увеличивает жесткость и снижает стоимость. В передачах с малыми передаточными числами и большими диаметрами червяков применяют насадные червяки.

Точность изготовления червячных передач регламентирована ГОСТ 3675—81, который устанавливает 12 степеней точности. Выбор степени точности производится в зависимости от скорости скольжения  $v_s$  (см § 11.3). Для силовых передач наибольшее применение находят 7-я (при  $v_s \leq 10$  м/с) и 8-я (при  $v_s \leq 5$  м/с) степени точности.

## § 11.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

**Червяк** (рис. 11.4). Геометрические размеры характеризуются шагом червяка

$$p = \pi m, \quad (11.1)$$

где  $m = p/\pi$  — модуль, который выбирают по стандарту.

Многовитковые червяки характеризуются еще и ходом линии витка (рис. 11.5):

$$p_h = p z_1, \quad (11.2)$$

где  $z_1$  — число витков червяка. Значения  $z_1$ : 1; 2; 4 (ГОСТ 2144—76). С увеличением  $z_1$  повышается КПД передачи, но усложняется технология ее изготовления и увеличивается число зубьев червячного колеса  $z_2$ , а следовательно, при данном передаточном числе увеличиваются габариты передачи. Число витков червяка  $z_1$  зависит от передаточного числа  $u$ . Рекомендуют:  $z_1 = 4$  при  $u = 8 \dots 14$ ;  $z_1 = 2$  при  $u = 16 \dots 28$ ;  $z_1 = 1$  при  $u > 31,5$ . При выполнении этой рекомендации всегда получим число зубьев колеса  $z_2 \geq z_{2 \min}$  (см. ниже);  $z_1 = 1$  принимают только для получения самотормозящей передачи или большом значении требуемого передаточного числа.

На рис. 11.4  $\alpha = 20^\circ$  — угол профиля витка червяка в осевом сечении. Делительный угол подъема  $\gamma$  линии витка (см. рис. 11.5)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma &= p_h / (\pi d_1) = p z_1 / (\pi d_1) = \pi m z_1 / (\pi d_1) = \\ &= m z_1 / d_1 = m z_1 / (q m) = z_1 / q. \end{aligned} \quad (11.3)$$

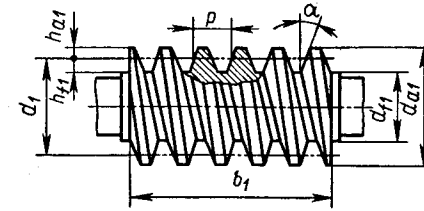


Рис. 11.4

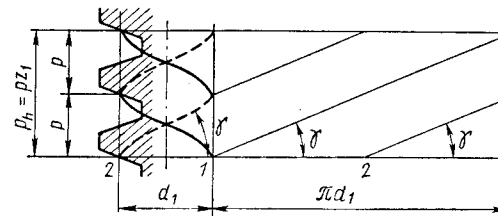


Рис. 11.5

Делительный диаметр червяка [см. формулу (11.3) и рис. 11.4]

$$d_1 = \frac{m z_1}{\operatorname{tg} \gamma} = q m, \quad (11.4)$$

где  $q = z_1 / \operatorname{tg} \gamma$  — коэффициент диаметра червяка, равный числу модулей в делительном диаметре червяка  $q = d_1 / m$ . Значения  $q$  стандартизованы и связаны с модулем  $m$ . Сочетания  $m$  и  $q$  по ГОСТ 2144—76 приведены в табл. 11.1.

Таблица 11.1

$m$ , мм	2,5; 3,15; 4; 5	6,3	8; 10; 12,5
$q$	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20

Чтобы исключить слишком тонкие червяки, стандарт предусматривает увеличение  $q$  с увеличением  $m$ . Вообще большие значения  $q$  рекомендуется принимать при больших передаточных числах (увеличенных расстояниях между опорами червяка), чтобы обеспечить достаточную изгибную жесткость червяка, т. е. чтобы исключить перегиб червяка, нарушающий правильность зацепления. Ориентировочно  $q$  прини-



мают по рекомендации:  $q \geq 0,25z_2$  с округлением до стандартного значения (см. табл. 11.1).

Высота головки и ножки витка червяка:  $h_{a1} = m$ ,  $h_{f1} = 1,2m$ .

Диаметр вершин и впадин витков червяка:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \\ d_{f1} &= d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m. \end{aligned} \quad (11.5)$$

Длина нарезанной части червяка  $b_1$ . Значения  $b_1$  определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса:

$$b_1 = (C_1 + C_2 z_2) m, \quad (11.6)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  — вспомогательные коэффициенты:  $C_1 = 11$  и  $C_2 = 0,06$  при  $z_1 = 1$  и  $2$ ;  $C_1 = 12,5$  и  $C_2 = 0,09$  при  $z_1 = 4$ .

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков во избежание искажения рабочей части боковых поверхностей витков при входе и выходе шлифовального круга (фрезы)  $b_1$  увеличивают приблизительно на  $3m$ .

**Червячное колесо** (рис. 11.6). Основные геометрические размеры. Делительный диаметр

$$d_2 = mz_2, \quad (11.7)$$

где  $z_2$  — число зубьев червячного колеса. Минимальное число зубьев колеса  $z_{2\min}$  определяют из условия отсутствия подрезания и обеспечения достаточной поверхности зацепления.

Для силовых передач  $z_{2\min} = 28$ . При увеличении  $z_2$  возрастают диаметр колеса и расстояние между опорами червяка, что приводит к увеличению его деформирования. При  $z_2 > 80$  возникает опасность излома зубьев ввиду уменьшения модуля.

Высота головки и ножки зуба:  $h_{a2} = m$ ,  $h_{f2} = 1,2m$ . Диаметр вершин и впадин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = d_2 + 2m;$$

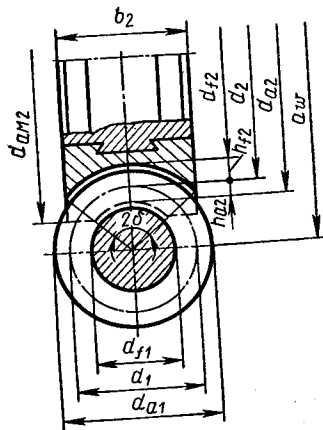


Рис. 11.6

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = d_2 - 2,4m. \quad (11.8)$$

Наибольший диаметр

$$d_{a2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (11.9)$$

Ширина венца

$$\begin{aligned} b_2 &\leq 0,75d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ и } 2; \\ b_2 &\leq 0,67d_{a1} \text{ при } z_1 = 4. \end{aligned} \quad (11.10)$$

Угол обхвата  $2\delta$  червяка колесом определяется точками пересечения дуги окружности диаметром  $d_{a1} - 0,5m$  с контуром венца:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (11.11)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}. \quad (11.12)$$

Значения  $a_w$ , мм, для стандартных редукторов по ГОСТ 2144—76 (1-й ряд): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500. Для нестандартных редукторов не обязательно придерживаться указанных значений. В этом случае  $a_w$  округляют до чисел из ряда  $R_a 40$  (см. табл. 1.1).

Предварительное значение модуля  $m$  определяют исходя из формулы (11.12). Так как для силовых передач принимают  $q/z_2 = 0,12 \dots 0,4$ , то из той же формулы получим

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2. \quad (11.13)$$

За окончательное значение  $m$  принимают ближайший стандартный модуль по табл. 11.1.

Для вписывания в стандартные или заданные межосевые расстояния  $a_w$ , а также в целях округления значений  $a_w$  до принятых из чисел ряда  $R_a 40$  применяют червячные передачи со смещением. Червяк (копия инструмента) нарезают без смещения. Смещение осуществляют только за счет червячного колеса, которое нарезают на тех же станках и тем же инструментом, что и колесо без смещения. При заданном межосевом расстоянии  $a_w$  коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 (q + z_2); \quad (11.14)$$

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x); \quad (11.15)$$

$$z_2 = \frac{2a_w}{m} - q - 2x; \quad (11.16)$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x); \quad d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x). \quad (11.17)$$

Все другие размеры остаются неизменными. Смещение оказывает большое влияние на форму зубьев колеса и геометрию зацепления. По условию неподрезания и незаострения зубьев значение  $x$  выбирают в пределах  $\pm 1$ . Из формулы (11.16) следует, что, варьируя значение  $x$  при заданных  $a_w$ ,  $m$  и  $q$ , можно получить различные  $z_2$  и  $u$ . Это позволяет осуществить ряд значений  $u$  в одном корпусе.

**Передаточное число**  $u$  определяют из условия, что за один оборот червяка колесо повернется на число зубьев, равное числу витков червяка  $z_1$ . Для полного оборота колеса необходимо  $z_2/z_1$  оборотов червяка, поэтому

$$u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1. \quad (11.18)$$

Здесь  $z_1$  выполняет роль числа зубьев шестерни зубчатой передачи. Так как  $z_1 = 1; 2; 4$ , что не может быть у шестерни, то в одной передаче можно получить большие  $u$ . В силовых передачах номинальные значения  $u$ : 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 28; 31,5; 40; 50; 63; 80 (ГОСТ 2144—76, 1-й ряд). По возможности брать  $u > 63$  не следует, так как при дальнейшем увеличении передаточного числа быстро падают КПД и нагрузочная способность. В кинематических цепях приборов и делительных механизмов можно получить  $u \geq 300$ .

### § 11.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И КПД ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

**Особенности рабочего процесса.** Червячные передачи по сравнению с зубчатыми при работе имеют следующие особенности: повышенное скольжение в зацеплении и неблагоприятные условия смазки зацепления.

Повышенное скольжение в зацеплении возникает потому, что окружные скорости  $v_1$  червяка и  $v_2$  колеса направлены под углом скрепления одна к другой (рис. 11.7). Поэтому витки червяка скользят по зубьям колеса. Скорость скольжения  $v_s$  является равнодействующей скоростей  $v_1$  и  $v_2$ , направлена по касательной к линии витков червяка и определяется из параллелограмма скоростей:

$$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cos \gamma}. \quad (11.19)$$

Здесь  $\gamma$  — делительный угол подъема линии витка. Так как практически  $\gamma < 30^\circ$ , то в червячной передаче  $v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma$  всегда значительно меньше  $v_1$ , а  $v_s > v_1$ .

**Неблагоприятные условия смазки зацепления** обусловлены направлением скорости  $v_s$  вдоль линии контакта (близко к направлению скорости  $v_1$ ). Наиболее благоприятным условием смазки, т. е. условием образования жидкостной смазки (см. § 15.6), является перпендикулярное направление скорости  $v_s$  к линии контакта (рис. 11.8, а), что имеет место в прямозубой передаче. В этом случае смазка затягивается под тело А. Между трущимися телами (А и В) образуется

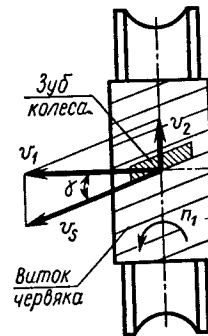


Рис. 11.7

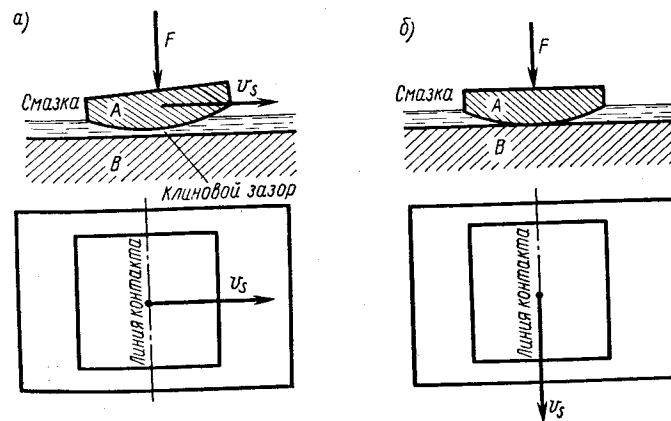


Рис. 11.8

непрерывный масляный слой (клиновой зазор). При направлении скорости  $v_s$  вдоль линии контакта (рис. 11.8,б) масляный слой (жидкостная смазка) в контактной зоне не может образоваться; появляется полужидкостная или граничная смазка. Повышенное скольжение в зацеплении и неблагоприятные условия смазки в червячных передачах являются причиной пониженного КПД, повышенного изнашивания зубьев и склонности к заеданию.

**КПД.** Для червячных передач  $\eta = \eta_n \eta_p \eta_z$ , где  $\eta_n$ ,  $\eta_p$ ,  $\eta_z$  — КПД, учитывающие соответственно потери мощности в подшипниках, на разбрызгивание, размешивание масла и в зацеплении. Потери в зацеплении составляют главную часть потерь в передаче. Значение  $\eta_z$  определяют по формуле (4.10) при  $\psi = \gamma$  для винтовой пары:  $\eta_z = \frac{\gamma}{\gamma + \phi'}$ . Здесь  $\phi'$  — приведенный угол трения, зависящий от скорости скольжения  $v_s$  (табл. 11.2). При увеличении  $v_s$  величина  $\phi'$  значительно снижается, так как при этом в зоне зацепления создаются благоприятные условия для обрабатывания непрерывного масляного слоя. Табличные значения  $\phi'$  получены экспериментально с учетом потерь в подшипниках  $\eta_n$  и на разбрызгивание и размешивание масла  $\eta_p$ , поэтому общий КПД червячной передачи определяют по формуле

$$\eta = \frac{\gamma}{\gamma + \phi'} \quad (11.20)$$

Кроме скорости скольжения  $v_s$  на КПД передачи влияют сорт масла, материал червячной пары, твердость и шероховатость рабочих поверхностей витков червяка.

Червячные передачи имеют сравнительно низкий КПД ( $\eta \approx 0,7 \dots 0,9$ , самотормозящие  $\eta \leq 0,5$ ), что является их основным недостатком. КПД увеличивается с возрастанием числа витков червяка (увеличивается  $\gamma$ ) и с уменьшением коэффициента трения (уменьшается  $\phi'$ ).

При проектировочном расчете, когда размеры передачи еще не известны, значение КПД ориентировочно можно определить по формуле

$$\eta \approx 0,95(1 - u/200) \quad (11.21)$$

Определив размеры передачи, величину КПД уточняют по формуле (11.20).

Материал венца колеса	Угол $\phi'$ при скорости скольжения $v_s$ , м/с							
	1,0	1,5	2	2,5	3	4	7	10
Оловянные бронзы	2° 30'	2° 20'	2°	1° 40'	1° 30'	1° 20'	1°	0° 55'
Безоловянные бронзы, латуны и чугуны	3° 10'	2° 50'	2° 30'	2° 20'	2°	1° 40'	1° 30'	1° 20'

### § 11.4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

При передаче вращающего момента в полюсе  $\Pi$  зацепления (рис. 11.9, а)\* возникает нормальная

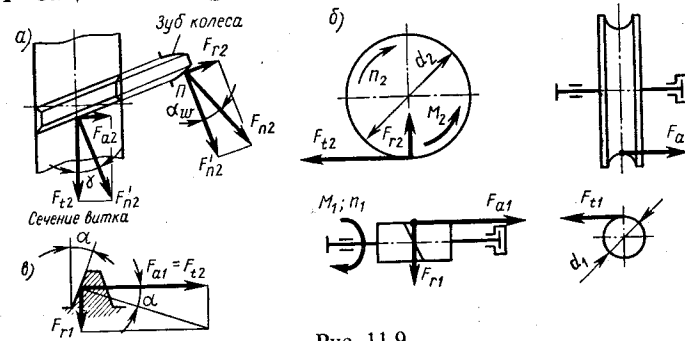


Рис. 11.9

сила  $F_{n2}$ , направленная по линии зацепления, т. е. под углом  $\alpha_w$  к общей касательной делительных окружностей. Силу  $F_{n2}$  раскладывают на две составляющие  $F'_{n2}$  и  $F_{r2}$ . В свою очередь, силу  $F'_{n2}$  раскладывают на окружную  $F_{t2}$  и осевую  $F_{a2}$  силы. Таким образом, в зацеплении червяка и червячного колеса (рис. 11.9, б; для ясности изображения зацепление раздвинуто) действуют: окружная сила  $F_{t1}$  на червяке, равная осевой силе  $F_{a2}$  на колеса:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2M_1/d_1; \quad (11.22)$$

осевая сила  $F_{a1}$  на червяке, равная окружной силе  $F_{t2}$  на колесе,

\* Здесь силы, распределенные по контактными линиям, условно сосредоточены в полюсе зацепления.

$$F_{a1} = F_{t2} = 2M_t/d_2; \quad (11.23)$$

радиальная сила на червяке  $F_{r1}$  (рис. 11.9, в), равная радиальной силе  $F_{r2}$  на колесе,

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.24)$$

Направление осевых сил  $F_{a1}$  и  $F_{a2}$  зависит от направления вращения червяка и направления его линии витка. Окружные силы  $F_{t1}$  и  $F_{t2}$  всегда направлены против действия соответствующих моментов. Из рис. 11.9, а и формулы (11.23) найдем нормальную силу к поверхности зуба колеса:

$$F_{n2} = F_{t2}/(\cos \alpha_w \cos \gamma) = 2M_2/(d_2 \cos \alpha_w \cos \gamma). \quad (11.25)$$

### § 11.5. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Высокие скорости скольжения и неблагоприятные условия смазки требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. Выполнение червячной пары из однородных материалов не дает желаемых результатов, поэтому червяк и колесо изготавливают из различных материалов.

**Червяки.** При работе червяки испытывают большие напряжения изгиба и кручения, а также напряжения растяжения (сжатия). Вследствие этого, а также из-за высоких требований к жесткости червяки изготавливают из сталей. Для червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес (см. табл. 9.2).

Наилучшее качество работы передачи обеспечивают червяки, изготовленные как из цементованных сталей (20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ) с твердостью после закалки 57...64 HRC<sub>3</sub>, так и из сталей 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости 46...56 HRC<sub>3</sub>. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков червяка. Высокая твердость и гладкость витков обеспечивают наибольшую стойкость зубьев червячных колес против изнашивания и усталостного разрушения, а также способствуют повышению КПД передачи.

**Червячные колеса** для экономии бронзы изготавливают составными (см. рис. 11.6): венец из бронзы,

а колесный центр — из стали и реze из чугуна. Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ , ожидаемое значение которой ориентировочно определяют по приближенной зависимости

$$v_s \approx 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2}, \quad (11.26)$$

где  $M_2$  — Н·м,  $v_s$  — м/с,  $n_1$  — об/мин.

При  $v_s = 5 \dots 25$  м/с применяют оловянные бронзы марок БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др. Они обладают высокими антифрикционными и противозадирными свойствами, но дороги и дефицитны. При  $v_s = 2 \dots 5$  м/с применяют безоловянные бронзы марок БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л и др., а также латуни марок ЛЦ 23А6ЖЗМц2 и др. Они значительно прочнее и дешевле оловянных бронз, но имеют пониженные антифрикционные свойства и большую склонность к заеданию. Поэтому во избежание заедания их применяют в паре с закаленными до твердости более 46 HRC<sub>3</sub> шлифованными и полированными червяками. При малых скоростях скольжения ( $v_s < 2$  м/с) червячные колеса изготавливают цельными из серого чугуна марок СЧ15 до СЧ25.

Опыт эксплуатации показал, что срок службы бронзовых венцов червячных колес сильно зависит от способа отливки заготовок. Наиболее высокой износостойкостью обладают зубья венцов, отлитых центробежным способом. Механические характеристики некоторых материалов венцов червячных колес даны в табл. 11.3.

### § 11.6. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Наиболее характерные виды разрушения: заедание и изнашивание зубьев червячного колеса, как менее прочного элемента передачи.

Заедание зубьев (см. § 9.9) более опасно, чем усталостное разрушение в передачах с колесами из твердых безоловянных бронз и чугунов. В этом случае заедание переходит в задир поверхности частицами бронзы, приварившимися к виткам червяка, с последующим быстрым разрушением зубьев колеса. В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) наиболее опасно усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев колес,

Таблица 11.3

Материал колеса	Способ отливки*	Механические характеристики, Н/мм <sup>2</sup>		Допускаемые напряжения, Н/мм <sup>2</sup>	
		$\sigma_b$	$\sigma_T$	$[\sigma_H]_2$	$[\sigma_F]_2$
1	2	3	4	5	6
БрО10Н1Ф1 БрО10Ф1	ц	285	165	195 $C_p$	39
	к	275	200	188 $C_p$	44
	п	230	140	157 $C_p$	33
БрА9ЖЗЛ	ц	530	245	300—25 $v_s$	63
	к	500	230		60
	п	425	195		51
БрА10Ж4Н4Л	ц	700	460	275—25 $v_s$	104
	к	650	430		97
ЛЦ23А6ЖЗМц2	ц	500	330	175—35 $v_s$	75
	к	450	295		67
СЧ15		$\sigma_{вн} = 315$			23

\* ц — центробежный; к — в кокиль; п — в песчаную форму (при единичном производстве).

но возможно и заедание, которое проявляется в постепенном намазывании бронзы на червяк, при этом передача еще может работать продолжительное время. Для предупреждения заедания ограничивают значение контактных напряжений  $\sigma_H$ , применяют антифрикционные материалы и др.

Изнашивание зубьев зависит от шероховатости поверхности червяка, точности монтажа, степени загрязненности масла, частоты пусков и остановок передачи, а также от значения  $\sigma_H$ . После износа происходит излом зубьев.

Так как заедание и изнашивание зубьев зависят от контактных напряжений, то основным критерием работоспособности и расчета червячных передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. При этом расчет зубьев на изгиб производится как проверочный.

### § 11.7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

**Расчет на контактную прочность зубьев червячного колеса.** Этот расчет должен обеспечивать не только отсутствие усталостного разрушения поверхностей

зубьев, но и отсутствие заедания. По аналогии с расчетом зубчатых передач наибольшее контактное напряжение определяют по формуле Герца (1.11):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

где  $q$  — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий колеса и червяка,

$$q = \frac{F_{n2} K_H}{l_{\Sigma}} = \frac{2M_2 K_H}{1,3 d_1 d_2 \cos \alpha_w};$$

$F_{n2}$  — по формуле (11.25);  $K_H$  — коэффициент нагрузки (см. ниже);  $l_{\Sigma} = 1,3 d_1 / \cos \gamma$  — суммарная длина контактных линий.

В осевом сечении витки червяка имеют профиль прямоугольной рейки (см. рис. 11.4) с радиусом кривизны  $\rho_1 = \infty$ , а поэтому приведенный радиус кривизны  $\rho_{np}$  червячной пары (см. § 9.10) равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления:

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w.$$

Приведенный модуль упругости  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ , где  $E_1$  и  $E_2$  — соответственно модуль упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>, для бронзы и чугуна среднее значение  $E_2 = 0,98 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>. При указанных значениях  $E_1$  и  $E_2$  получим  $E_{np} = 1,33 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\mu$  — коэффициент Пуассона. При расчете принимают  $\mu = 0,3$  (см. § 3.4).

Подставив значения  $q$ ,  $\rho_{np}$  и  $E_{np}$  в формулу (1.11), после преобразования с учетом равенств (11.4), (11.7) и (11.12) получим формулу проверочного расчета:

$$\delta_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} M_2 K_H \leq [\sigma_H]_2, \quad (11.27)$$

где  $\sigma_{H2}$  и  $[\sigma_H]_2$  — расчетное и допускаемое контактные напряжения в зубьях колес, Н/мм<sup>2</sup>;  $a_w$  — межосевое расстояние, мм;  $M_2$  — вращающий момент на червячном колесе, Н·мм. Решив уравнение (11.27) относительно  $a_w$ , получим формулу проекторного расчета червячных передач:

$$a_w \geq 30,7(z_2 + q)^3 \sqrt{\frac{M_2 K_H}{([\sigma_H]_2 z_2)^2 q}} \quad (11.28)$$

Приняв примерно среднее значение  $z_2 \approx 40$ ,  $q \approx 10$  и  $K_H = 1$ , из уравнения (11.28) получим приближенную формулу проектировочного расчета:

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{M_2 / [\sigma_H]^2} \quad (11.29)$$

**Расчет зубьев червячного колеса на изгиб.** Этот расчет аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. При этом в формулу (9.34) вводят следующие поправки и упрощения: зубья червячного колеса вследствие дуговой формы (см. рис. 11.6) примерно на 40% прочней зубьев цилиндрического косозубого колеса, что учитывается уменьшением коэффициента формы зуба  $Y_{F2}$ ; для червячного зацепления принимают коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев \*  $Y_\epsilon = 0,74$ ; при среднем значении делительного угла подъема линии витка  $\gamma = 10^\circ$  получим  $Y_\beta = 1 - \gamma/140^\circ = 1 - 10^\circ/140^\circ = 0,93$  и  $m_n = m \cos \gamma \approx 0,98m$ . С учетом этих поправок, приняв  $K_{F\alpha} = 1$ , а  $K_F = K_{F\beta} = K_{Fv}$ , получим формулу проверочного расчета зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2 \quad (11.30)$$

Коэффициент формы зуба  $Y_{F2}$  выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса  $z_{v2}$ .

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона  $\gamma$ , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma \quad (11.31)$$

$z_{v2}$ .....	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
$Y_{F2}$ ...	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

**Коэффициент нагрузки.** Для червячной передачи приблизительно принимают

$$K_H = K_F = K_\beta K_v,$$

где  $K_\beta$  — коэффициент концентрации нагрузки;  $K_v$  — коэффициент динамической нагрузки. Концентрация (неравномерность) нагрузки по ширине венца червячного колеса в основном вызывается деформациями

\* В формулу (9.34) коэффициент  $Y_\epsilon$  не входит, так как для косозубых передач  $Y_\epsilon = 1$  (ГОСТ 21354—75).

червяка. Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение  $K_\beta$ . При постоянной внешней нагрузке  $K_\beta = 1$ .

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении этих передач, невелики и зависят от степени точности передачи и окружной скорости  $v_2$  колеса. При достаточно высокой точности изготовления и при  $v_2 \leq 3$  м/с принимают  $K_v = 1$ , а при  $v_2 > 3$  м/с  $K_v = 1,1 \dots 1,3$ .

**Допускаемые напряжения.** Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы передачи. Ниже рассмотрена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью рабочих поверхностей витков более 46 HRC<sub>3</sub>.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из оловянных бронз (БрО10Ф1 и др.) определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{H0}] C_v K_{HL} \quad (11.32)$$

где  $[\sigma_{H0}] = 0,9 \sigma_v$  — допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном  $10^7$ ;  $\sigma_v$  — предел прочности бронзы на растяжение (табл. 11.3);  $C_v$  — коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v_s$ , м/с .....	$\leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_v$ .....	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

$K_{HL}$  — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}} \quad (11.33)$$

Здесь  $N_{\Sigma 2}$  — число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи, см. формулу (9.39). Если  $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$ , то следует принимать  $25 \cdot 10^7$ , тогда минимальное значение  $K_{HL} = 0,67$ . Значения  $K_{HL}$  не должны превышать 1,15.

ГОСТ 16162—85 устанавливает полный ресурс (срок службы) червячных редукторов  $L_h = 20\,000$  ч, тогда, приняв примерно средние значения частоты вращения червяка  $n_1 = 1500$  об/мин и передаточного числа  $u = 20$ , получим частоту вращения колеса  $n_2 = n_1/u = 1500/20 = 75$  об/мин и по формуле (3.39)\* находим

$$N_{\Sigma 2} = 60n_2L_h = 60 \cdot 75 \cdot 20\,000 = 9 \cdot 10^7,$$

а по формуле (11.33)  $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N_{\Sigma 2}} = \sqrt[8]{10^7/9 \cdot 10^7} = 0,76$ . Приближенные значения  $[\sigma_H]_2$ , вычисленные по формуле (11.32) при  $K_{HL} = 0,76$ , даны в табл. 11.3.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из безоловянных бронз, латуней и чугунов (БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2, СЧ15 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения. Значения  $[\sigma_H]_2$  вычисляют по формулам, приведенным в табл. 11.3.

Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_{FL}; \quad (11.34)$$

для чугунов

$$[\sigma_F]_2 = 0,12 \sigma_{вн} K_{FL}, \quad (11.35)$$

где  $\sigma_{вн}$  — предел прочности чугуна при изгибе, Н/мм<sup>2</sup>;  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности при расчете на изгиб,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N_{\Sigma 2}}. \quad (11.36)$$

Здесь  $N_{\Sigma 2}$  — число циклов нагружения зубьев колеса, формула (9.39). Если  $N_{\Sigma 2} < 10^6$ , то принимаем  $N_{\Sigma 2} = 10^6$ , тогда  $K_{FL} = 1$ . Если  $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$ , тогда  $K_{FL} = 0,543$ . При  $N_{\Sigma 2} = 9 \cdot 10^7$  (см. выше) по формуле (11.36) находим  $K_{FL} = 0,61$ . Приближенные значения  $[\sigma_F]_2$ , вычисленные по формулам (11.34) и (11.35), при  $K_{FL} = 0,61$  даны в табл. 11.3. При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) табличное значение  $[\sigma_F]_2$  умножают на 0,8.

\* Для точного определения  $N_{\Sigma 2}$  надо в формулу (3.39) подставлять заданное или расчетное значение  $n_2$  и заданный срок службы редуктора  $L_h$ .

## § 11.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

В червячных передачах из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества теплоты, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (уменьшается вязкость), увеличиваются изнашивание червячного колеса и опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы выполняют как проверочный на основе теплового баланса:  $Q_b = Q_o$ , где  $Q_b = (1 - \eta) P_1$  — количество теплоты, выделяемой работающей передачей в одну секунду\*;  $Q_o = K_T \times (t_m - t_b) A$  — количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в 1 с. Из условия теплового баланса находим  $(1 - \eta) P_1 = K_T (t_m - t_b) A$ , откуда температура масла в корпусе червячного редуктора, °С, при непрерывной работе:

$$t_m = t_b + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A}, \quad (11.37)$$

где  $t_b \approx 20^\circ \text{C}$  — температура окружающего воздуха;  $\eta$  — КПД червячной передачи;  $P_1$  — мощность на валу червяка, Вт;  $K_T$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), т. е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха. Для чугунных корпусов принимают  $K_T = 9 \dots 17$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С). Большие значения используют при хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка);  $A$  — поверхность охлаждения корпуса (без учета поверхности дна), омываемая свободно циркулирующим воздухом, м<sup>2</sup>. Поверхность  $A$  определяют по размерам корпуса, полученным при эскизном проектировании. Ориентировочно  $A$  определяют по эмпирической формуле

\* Считают, что потерянная мощность в передаче  $(1 - \eta) P_1$  полностью переходит в теплоту, которая нагревает масло.

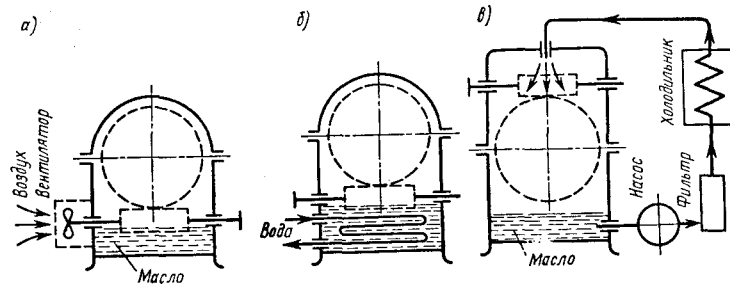


Рис. 11.10

$$A \approx 20 a_w^2, \quad (11.38)$$

где  $a_w$  — межосевое расстояние, м.  
Условие работы передачи без перегрева

$$t_m \leq [t_m], \quad (11.39)$$

где  $[t_m]$  — максимально допускаемая температура нагрева масла. При нижнем расположении червяка  $[t_m] = 95^\circ \text{C}$ , при верхнем —  $[t_m] = 75^\circ \text{C}$ . Если при расчете получили  $t_m > [t_m]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения  $A$ , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50% поверхности горизонтальных), или применить искусственное охлаждение, которое осуществляется следующими способами: 1) обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 11.10, а). При этом  $K_T$  повышается до 20...28 Вт/(м<sup>2</sup>·°С); 2) охлаждают масло водой, проходящей через змеевик (рис. 11.10, б). В этом случае  $K_T$  повышается до 90...200 Вт/(м<sup>2</sup>·°С) при скорости воды в трубе до 1 м/с; 3) применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 11.10, в).

В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка или колеса в масло. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и размешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазочные свойства), глубина погружения колеса в масло не должна превышать высоты зуба, а глубина погружения червяка — не более высоты витка (рис. 11.10, а, б).

**Пример 11.1.** Рассчитать червячную передачу редуктора с нижним расположением червяка по следующим данным: мощность на валу червяка  $P_1 = 2,6$  кВт; частота вращения червяка  $n_1 = 1440$  об/мин ( $\omega_1 = 150,7$  рад/с); передаточное число  $u = 20$ . Передача неревверсивная, нагрузка близкая к постоянной. Полный ресурс (срок службы) редуктора  $L_h = 20\,000$  ч.

Решение. 1. Ориентировочное значение КПД редуктора по формуле (11.21):  $\eta' = 0,95(1 - u/200) = 0,95(1 - 20/200) = 0,85$ .

2. Вращающие моменты на валах:  $M_1 = P_1/\omega_1 = 2,6 \cdot 10^3 / 150,7 = 17,2$  Н·м;  $M_2 = M_1 u \eta = 17,2 \cdot 20 \cdot 0,85 = 292$  Н·м.

3. Принимаем  $z_1 = 2$  (рекомендации по выбору  $z_1$ , см. § 11.2), тогда  $z_2 = u z_1 = 20 \cdot 2 = 40 > z_{2\min} = 28$ .

4. Ориентировочное значение скорости скольжения по формуле (11.26)

$$v'_s = 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2} = 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1440 \sqrt[3]{292} = 4,0 \text{ м/с.}$$

5. Материалы венца червячного колеса и червяка. При  $v'_s < 5$  м/с по рекомендации § 11.5 и табл. 11.3 принимаем для венца червячного колеса сравнительно дешевую бронзу БрА9ЖЗЛ (отливка в кокиль).

По табл. 9.2 для червяка принимаем сталь 20Х с термообработкой: улучшение заготовки до твердости 300...400 НВ, цементация и закалка до твердости поверхности витков 57...64 HRC. Витки шлифуют и полируют, так как выбранная бронза имеет пониженные противозадирные свойства.

6. Допускаемые напряжения для материала БрА9ЖЗЛ венца колеса (см. табл. 11.3): допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25v'_s = 300 - 25 \cdot 4,0 = 200 \text{ Н/мм}^2;$$

допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma_F]_2 = 60 \text{ Н/мм}^2$ .

7. Межосевое расстояние по формуле (11.29)

$$a_w = 61 \sqrt[3]{M_2 / [\sigma_H]_2^2} = 61 \sqrt[3]{292 \cdot 10^3 / 200^2} = 118,8 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2144—76 (см. § 11.2) принимаем  $a_w = 125$  мм.

8. Предварительное значение модуля зацепления по формуле (11.13)

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,4 \dots 1,7) 125 / 40 = 4,4 \dots 5,3 \text{ мм.}$$

По табл. 11.1 принимаем  $m = 5$  мм.

9. Коэффициент диаметра червяка (см. § 11.2)

$$q \geq 0,25z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

Сочетание значений  $m = 5$  мм и  $q = 10$  обеспечивается (см. табл. 11.1).

10. Основные размеры червяка [см. рис. 11.4 и формулы (11.4)...(11.6)]:

$$d_1 = qm = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм}; \quad d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм};$$

$$b_1 (C_1 + C_2 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 40) 5 = 67 \text{ мм, увеличиваем } b_1 \text{ на } 3m: 3 \cdot 5 = 15 \text{ мм (см. § 11.2) и принимаем } b_1 = 80 \text{ мм.}$$

Делительный угол подъема  $\gamma$  линии витка по формуле (11.3)

$$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 2 / 10 = 0,2; \quad \gamma = 11^\circ 19'.$$

11. Основные размеры червячного колеса [см. рис. 11.6 и формулы (11.7)...(11.10)]:



$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 5 = 210 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 200 - 2,4 \cdot 5 = 188 \text{ мм};$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2) = 210 + 6 \cdot 5/(2 + 2) = 217,5 \text{ мм};$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}.$$

12. Фактическая скорость скольжения по формуле (11.19)

$$v_s = \pi n_1 d_1 / (60 \cos \gamma) = 1440 \cdot 50 \cdot 10^{-3} / (60 \cos 11^\circ 19') = 3,9 \text{ м/с}.$$

13. КПД передачи  $\eta$  по формуле (11.20). По табл. 11.2 при  $v_s = 3,9 \text{ м/с}$  принимаем  $\varphi' = 1^\circ 42'$ . Тогда

$$\eta = \text{tg}(11^\circ 19') / \text{tg}(11^\circ 19' + 1^\circ 42') = 0,87.$$

14. Уточняем вращающий момент на валу колеса

$$M_2 = M_1 \eta = 17,2 \cdot 20 \cdot 0,87 = 299 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

15. Силы, действующие в зацеплении по формулам (11.22)... (11.24): окружная сила на червяке и осевая на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 2M_1/d_1 = 2 \cdot 17,2 / (50 \cdot 10^{-3}) = 690 \text{ Н};$$

окружная сила на колесе и осевая на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2M_2/d_2 = 2 \cdot 299 / (200 \cdot 10^{-3}) = 2990 \text{ Н};$$

радиальная сила на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \text{ tg } \alpha = 2990 \text{ tg } 20^\circ = 1090 \text{ Н}.$$

16. Коэффициент нагрузки  $K_H = K_B K_v$  (см. § 11.7).  $K_B = 1,0$ ; для определения  $K_v$  находим окружную скорость червячного колеса  $v_2 = \pi n_1 d_2 / (60 u) = \pi 1440 \cdot 200 \cdot 10^{-3} / (60 \cdot 20) = 0,75 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с}$ . Следовательно,  $K_v = 1,0$ , а  $K_H = 1,0 \cdot 1,0 = 1,0$ .

17. Расчетное контактное напряжение в зубьях колеса по формуле (11.27)

$$\sigma_{H2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} M_2 K_H = \frac{170 \cdot 10}{40} \sqrt{\left(\frac{(40/10) + 1}{125}\right)^3} 299 \cdot 10^3 \cdot 1 = 187 \text{ Н/мм}^2.$$

Фактическая скорость скольжения ( $v_s = 3,9 \text{ м/с}$ ) отличается от ориентировочно принятой ( $v_s^1 = 4,0 \text{ м}$ ), поэтому уточняем

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 3,9 = 202 \text{ Н/мм}^2.$$

Так как  $\sigma_{H2} = 187 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H]_2 = 202 \text{ Н/мм}^2$ , то контактная прочность зубьев колеса обеспечивается.

18. Эквивалентное число зубьев червячного колеса по формуле (11.31)

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11^\circ 19' = 42,4. \text{ Коэффициент формы зуба } Y_{F2} = 1,52 \text{ (см. § 11.7). Коэффициент нагрузки } K_F = K_H = 1,0.$$

19. Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса по формуле (11.30)

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} = 0,7 \cdot 1,52 \frac{2990 \cdot 1}{45 \cdot 5} = 14 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_F]_2 = 60 \text{ Н/мм}^2.$$

20. Ориентировочное значение поверхности охлаждения корпуса по формуле (11.38)

$$A \approx 20a_w^2 = 20 \cdot 0,125^2 = 0,313 \text{ м}^2.$$

21. Температура масла в корпусе червячного редуктора по формуле (11.37)

$$t_m = t_b + \frac{(1-\eta)P_1}{K_m A} = 2 + \frac{(1-0,87)2,6 \cdot 10^3}{17 \cdot 0,313} = 84^\circ \text{ C} < [t_m] = 95^\circ \text{ C}.$$

Работа червячного редуктора без перегрева обеспечивается.

## Глава 12

### РЕДУКТОРЫ

#### § 12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

Редуктор — это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, заключенный в отдельный закрытый корпус и работающий в масляной ванне.

Назначение редуктора — понижение частоты вращения и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Редуктор, как законченный механизм, соединяется с двигателем и рабочей машиной муфтами. Это принципиально отличает его от зубчатой передачи, встраиваемой в исполнительный механизм.

В корпусе редуктора на валах неподвижно закреплены зубчатые или червячные передачи. Валы опираются в основном на подшипники качения. Подшипники скольжения применяют в специальных случаях, когда к редуктору предъявляются повышенные требования по уровню вибраций и шума, при очень высоких частотах вращения, при отсутствии подшипников качения нужного размера или при очень близком расположении параллельных валов редуктора.

Редукторы широко применяют в различных отраслях народного хозяйства, в связи с чем число разновидностей редукторов велико. Ориентироваться во всем многообразии редукторов поможет классификация их по типам, типоразмерам и исполнениям.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от ведущего — быстроходного вала, обозначаемого на схемах буквой *B*, к ведомому — тихоходному валу, обозначаемому буквой *T*, и положением зубчатых

колес в пространстве. Для обозначения передач используют большие буквы русского алфавита: Ц—цилиндрическая, К—коническая, Ч—червячная, П<sub>3</sub>—планетарная зубчатая, В<sub>3</sub>—волновая зубчатая. Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставится соответствующая цифра. Наиболее распространены редукторы с валами, расположенными в горизонтальной плоскости. У червячных редукторов они скрещиваются, оставаясь горизонтальными.

Обозначение типоразмера редуктора складывается из его типа и главного параметра его тихоходной ступени. Для передач цилиндрической и червячной главным параметром является межосевое расстояние  $a_w$ , мм; конической—внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$ , мм; планетарной—радиус водила  $R$ , мм; волновой—внутренний посадочный диаметр гибкого колеса в недеформируемом состоянии  $d$ , мм.

Под исполнением понимают передаточное число, формы концов валов и вариант сборки. Пример условного обозначения цилиндрического редуктора с межосевым расстоянием 160 мм и передаточным числом 4: редуктор Ц-160-4\*.

Основная энергетическая характеристика редуктора—допускаемый вращающий момент  $M$  на его ведомом (тихоходном) валу при постоянной нагрузке.

## § 12.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕДУКТОРОВ

**Цилиндрические редукторы** благодаря широкому диапазону передаваемых вращательных моментов, долговечности, простоте изготовления и обслуживания имеют широкое распространение в народном хозяйстве. Они комплектуются цилиндрическими зубчатыми передачами и отличаются числом ступеней и положением валов.

Одноступенчатые цилиндрические редукторы (Ц). Компоновочные возможности их весьма ограничены и сводятся в основном к расположению осей валов в пространстве. Зацепление в большинстве случаев косозубое, редко—прямо-зубое и шевронное. Передаточное число  $u < 6,3$ . На

\* Это сокращенное обозначение. Для полного обозначения дополнительно после цифры 4 надо указать формы концов валов, климатические условия и номер ГОСТа.

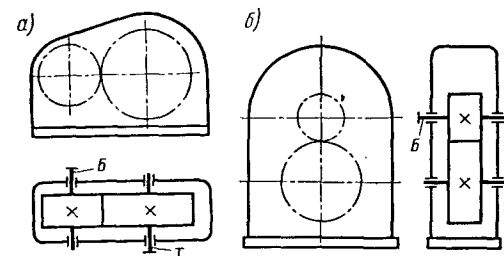


Рис. 12.1

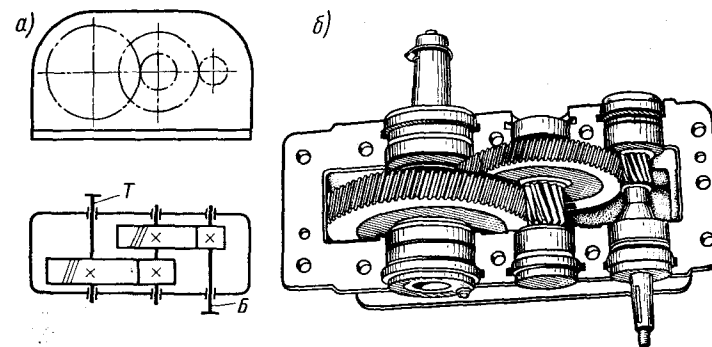


Рис. 12.2

рис. 12.1, а показана схема цилиндрического одноступенчатого горизонтального, а на рис. 12.1, б—вертикального редукторов. Выбор схемы для всех типов редукторов обусловлен удобством общей компоновки привода (относительным расположением двигателя и рабочей машины).

Двухступенчатые цилиндрические редукторы (Ц2). Цилиндрические двухступенчатые редукторы обычно выполняют по развернутой, раздвоенной или соосной схеме.

Наиболее распространена *развернутая* схема горизонтального редуктора (рис. 12.2, а), общий вид которого показан на рис. 12.2, б.

Преимущества этой схемы: малая ширина; высокая технологичность; допускают легкую и рациональную унификацию с редукторами других типов. Недостатки: несимметричное расположение опор относительно зубчатых колес, вызывающее неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых

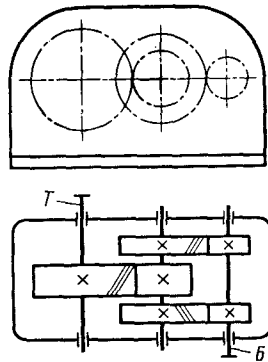


Рис. 12.3

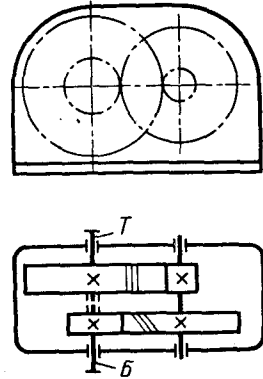


Рис. 12.4

венцов. Рекомендуемый диапазон передаточных чисел  $u = 8...40$ .

Схема редуктора с *раздвоенной* быстроходной ступенью показана на рис. 12.3. Этот редуктор легче редукторов с развернутой схемой, но шире. Возможности унификации у них весьма ограничены. Диапазон передаточных чисел  $u = 8...40$ .

По условию компоновки приводов возникает необходимость выполнять оси ведущего и ведомого валов редуктора совпадающими по направлению; такие редукторы называют *соосными*. На рис. 12.4 показана схема двухступенчатого соосного горизонтального редуктора, который по габаритам и массе близок к редуктору с раздвоенной схемой, во многих случаях позволяет получить удачную общую компоновку привода, примерно на 25% большее передаточное число, но вследствие необходимости размещения подшипников валов внутри корпуса имеет увеличенную ширину и усложненную конструкцию корпуса.

Трехступенчатые цилиндрические редукторы (ЦЗ). Эти редукторы выполняют преимущественно на базе горизонтальной развернутой (рис. 12.5) и раздвоенной схем. При развернутой схеме оси валов часто располагают в одной плоскости разреза. Это технологично, но увеличивает длину и массу редуктора. Диапазон передаточных чисел  $u = 31,5...180$ .

Потребности в многоступенчатых цилиндрических редукторах с числом ступеней больше трех весьма ограничены.

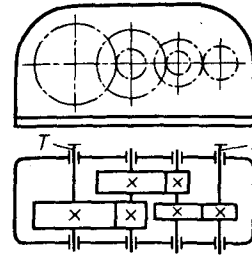


Рис. 12.5

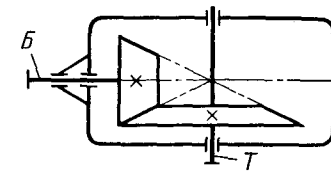


Рис. 12.6

**Одноступенчатые конические редукторы (К)** применяют, когда необходимо передавать вращающий момент между валами со взаимно перпендикулярным расположением осей (рис. 12.6). Колесо целесообразно располагать между опорами, шестерню — консольно. Установка шестерни между опорами значительно сложнее, хотя и позволяет уменьшить длину редуктора. В современных конических редукторах колеса выполняют с круговыми зубьями. Передаточное число  $u \leq 5$ .

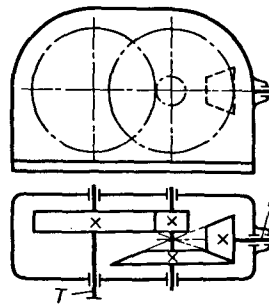


Рис. 12.7

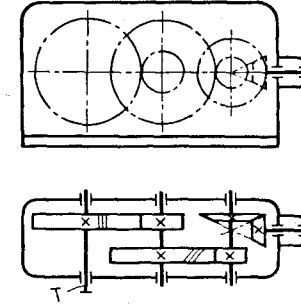


Рис. 12.8

**Коническо-цилиндрические редукторы** независимо от числа ступеней и компоновки выполняют с быстроходной конической ступенью. Параметры этой передачи такие же, как и в коническом редукторе. Параметры цилиндрических ступеней аналогичны параметрам цилиндрических редукторов с развернутой схемой. Передаточное число  $u = 8...31,5$ . На рис. 12.7 показана основная схема коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (КЦ). Коническо-цилиндрический трехступенчатый горизонтальный редуктор КЦ2 (рис. 12.8) получается из двухступенчатого добавлением еще одной тихоходной ступени, что увеличивает общее передаточное число до  $u = 25...140$ .

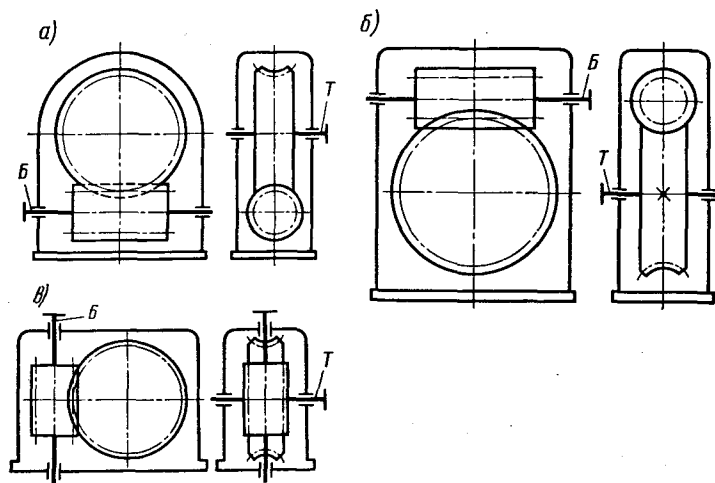


Рис. 12.9

**Червячные редукторы.** Вследствие низкого КПД и меньшего ресурса, чем у зубчатых редукторов, не рекомендуется применять их в машинах непрерывного действия.

Компоновочные возможности ограничены и сводятся к трем основным схемам червячных редукторов (рис. 12.9): с нижним (а), верхним (б) и боковым (в) расположением червяка. При нижнем расположении червяка лучшие условия смазки зацепления, при верхнем — меньше вероятность попадания в зацепление металлических частиц — продуктов износа.

Выбор схемы редуктора обычно диктуется удобством компоновки привода в целом. Можно рекомендовать следующее: при окружных скоростях червяка  $v_1 \leq 5$  м/с отдают предпочтение нижнему расположению червяка; при больших скоростях возрастают потери на разбрызгивание масла, в этих условиях рекомендуют располагать червяк над колесом. Компоновку по схеме (в) применяют реже, так как затруднено смазывание подшипников вала червяка. Диапазон передаточных чисел  $u = 8...80$ , рекомендуется  $u \leq 63$  (см. § 11.2).

**Червячно-цилиндрический двухступенчатый редуктор** (рис. 12.10) имеет червячную быстроходную ступень и одну (ЧЦ) или две (ЧЦ2) цилиндрические ступени с параметрами цилиндрического редуктора

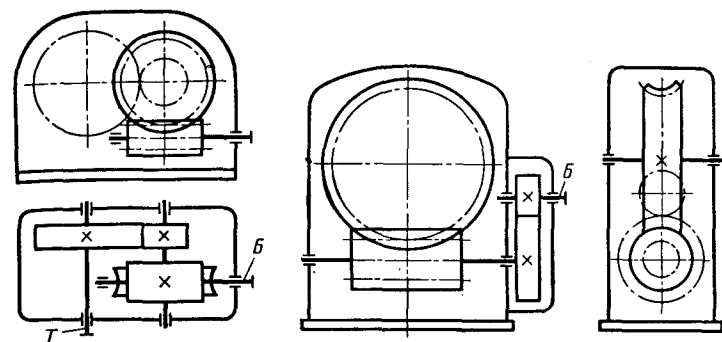


Рис. 12.10

Рис. 12.11

развернутой схемы. Редукторы имеют большое передаточное число и низкий уровень шума. Червяк обычно располагают внизу, что вызвано условиями смазывания зацепления, расположением подшипников червяка и условиями сборки.

Цилиндрочервячные редукторы (ЦЧ) выполняют двухступенчатыми (рис. 12.11).

### § 12.3. МОТОР-РЕДУКТОР

Мотор-редуктор представляет собой устройство, в котором конструктивно объединены любой тип редуктора и электродвигатель. Так, на рис. 12.12 показан общий вид мотор-редуктора, включающего редуктор 1 и фланцевый электродвигатель 2, присоединенный винтами к корпусу редуктора.

Такая компоновка приводов получает все более широкое распространение, так как обладает рядом преимуществ: небольшими габаритными размерами и массой; возможностью достижения большей, чем в других схемах привода, точности расположения вала электродвигателя относительно ведущего вала редуктора; уменьшенным общим количеством деталей; удобством при монтаже привода и др.

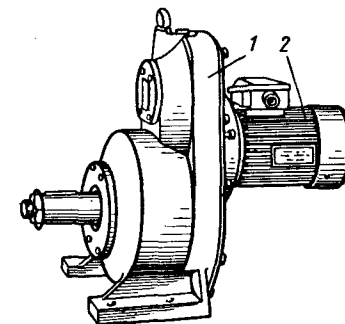


Рис. 12.12

## ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

## § 13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача относится к передачам зацепления с гибкой связью (цепью). Передача состоит из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи (рис. 13.1). Цепь в отличие от ремней изгибается только в одной плоскости, поэтому звездочки устанавливают на строго параллельных валах. Принцип зацепления, а не трения устраняет проскальзывание и буксование при работе передачи.

Достоинства: возможность передачи мощности на большие расстояния (до 8 м); по сравнению с ременными передачами: могут передавать большие мощности; меньшая нагрузка на валы, так как предварительное натяжение цепи невелико; более компактны, имеют возможность передавать движение одной ведущей звездочки нескольким ведомым с разным направлением вращения. Недостатки: сравнительно быстрый износ шарниров и, как следствие, удлинение цепи, что требует натяжных устройств; необходимость тщательного монтажа и ухода; неравномерность хода; повышенный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек, высокой скорости цепи  $v$  и большом шаге  $p$  (шаг  $p$  — расстояние между осями двух смежных роликов цепи, рис. 13.1).

Применяют для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда ременные передачи ненадежны. Их выполняют как понижающими, так и повышающими (например, повышающая передача к заднему

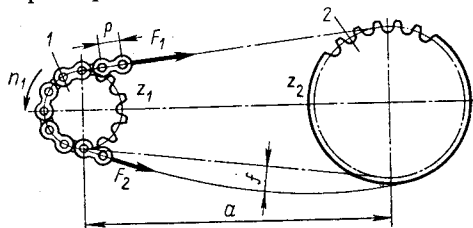


Рис. 13.1

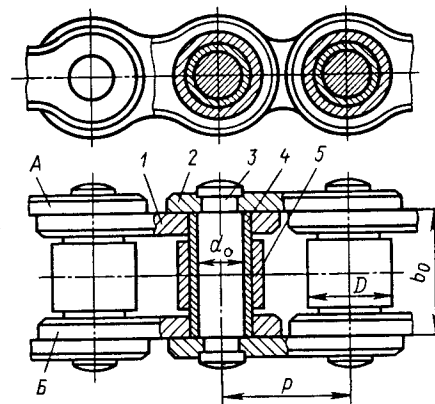


Рис. 13.2

колесу велосипеда). В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу устанавливают как понижающую, после редуктора (см. рис. 9.32).

Наибольшее распространение получили цепные передачи в транспортных средствах (мотоциклы), в транспортирующих машинах (конвейеры, транспортеры и др.), в сельскохозяйственном и химическом машиностроении, а также в подъемно-транспортных устройствах. Передаваемая мощность до 100 кВт (возможно до 3000 кВт) при окружной скорости цепи до 15 м/с. Иногда применяют цепные вариаторы, выполненные по схеме вариаторов с раздвижными коническими дисками (см. рис. 7.6).

### § 13.2. ДЕТАЛИ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ. СМАЗЫВАНИЕ ЦЕПИ. КПД ПЕРЕДАЧИ

**Приводные цепи\*.** Основными типами приводных цепей являются роликовые и втулочные цепи (ГОСТ 13568—75) и зубчатые цепи (ГОСТ 13552—81).

Роликовые цепи (рис. 13.2 и табл. 13.1). Однорядная роликовая цепь состоит из чередующихся наружных А и внутренних Б звеньев. Каждое звено

\* В машиностроении помимо приводных применяют грузовые и тяговые цепи, которые изучают в специальных курсах.

Таблица 13.1

Обозначение цепей	Шаг цепи $p$ , мм	Проекция опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{он}$ , мм	Разрушающая нагрузка $F_p$ , кН
ПР-12,7-18,2	12,70	50	18,2
ПР-15,875-22,7	15,875	71	22,7
ПР-19,05-31,8	19,05	106	31,8
ПР-25,4-56,7	25,40	180	56,7
ПР-31,75-88,5	31,75	262	88,5

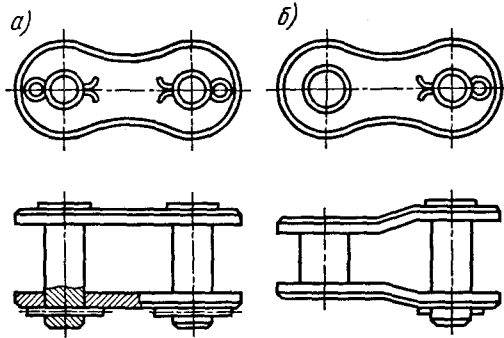


Рис. 13.3

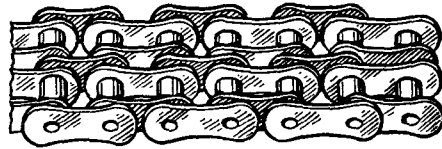


Рис. 13.4

выполнено из двух пластин (1 и 2 соответственно). Пластины, образующие наружное звено, напрессованы на валик 3, а образующие внутреннее звено — на втулку 4, вращающуюся на валике. Втулка и валик образуют шарнир. На втулку свободно надет ролик 5. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, перекатываясь по зубу звездочки без скольжения, уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым уменьшает его износ. Предпочтительно применять цепи с четным числом звеньев. В этом случае концы цепи соединяют соединительным звеном со шплинтами (рис. 13.3, а). При нечетном числе звеньев для соединения концов цепи применяют специальное переходное звено (рис. 13.3, б), которое менее прочно, чем соединительное. Роликовые цепи имеют широкое распространение. Рекомендуются при скоростях цепи  $v \leq 15$  м/с.

При больших нагрузках и скоростях во избежание больших шагов применяют двух- и реже трех- и четырехрядные цепи; их собирают из деталей однорядных цепей, но с более длинными валиками. Передаваемые мощности и разрушающие нагрузки

почти пропорциональны числу рядов. На рис. 13.4 показана приводная роликовая двухрядная цепь. По ГОСТ приводная роликовая однорядная цепь обозначается двумя буквами — ПР, двухрядная — 2ПР т. д.\* Стоящие после букв числа обозначают шаг  $p$  цепи (мм) и разрушающую нагрузку  $F_p$  цепи (кН), которая служит характеристикой прочности цепи, устанавливается экспериментально заводом-изготовителем.

Втулочные цепи однорядные ПВ и двухрядные 2ПВ (рис. 13.5) отличаются от рассмотренных отсутствием роликов. Это увеличивает изнашивание цепи и звездочек, но снижает их массу и стоимость. Применяют в неответственных передачах при скорости  $v < 1$  м/с.

Зубчатые цепи с шарнирами качения (рис. 13.6) состоят из набора пластин 1, имеющих два зуба с впадиной между ними для зуба звездочки, соединенных шарниром 2. Шарнир состоит из двух призм с цилиндрическими поверхностями. Одна из призм соединяется с пластинами одного звена, а другая — с пластинами соседнего звена, поэтому при движении цепи призмы перекатываются одна по другой, обеспечивая трение качения. Для устранения бокового сползания цепи со звездочки применяют направляющие пластины 3. Зубчатые цепи по сравнению с другими позволяют передавать большие нагрузки, работают более плавно, с меньшим шумом, но они сложнее в изготовлении, тяжелее и дороже. Рекомендуются при скоростях  $v \leq 25$  м/с.

\* В зависимости от отношения шага цепи  $p$  к диаметру ролика  $D$  различают цепи легкой (ПРЛ) и нормальной (ПР) серии при  $p/D < 2$  и длиннозвенные цепи (ПРД при  $p/D > 2$ ). Последние применяют в основном в сельскохозяйственных машинах.

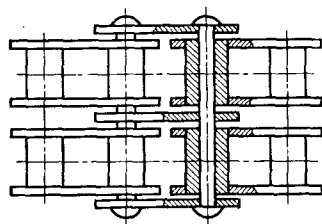


Рис. 13.5

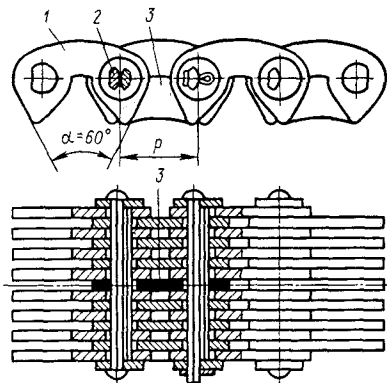


Рис. 13.6

**Звездочки (рис. 13.7).** По конструкции звездочки во многом подобны зубчатым колесам. Профиль и размеры зубьев звездочек зависят от конструкции и размеров цепи и выполняются для роликовых и втулочных цепей по ГОСТ 591—69. Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из  $\Delta Oab$  видно, что делительный диаметр звездочки

$$d = p / \sin(180^\circ / z), \quad (13.1)$$

где  $z$ —число зубьев звездочки;  $p$ —шаг зубьев, который измеряют по хорде делительной окружности. Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Ведущие звездочки изготавливают из сталей 15, 20, 20X (при ударных нагрузках). Для работы без толчков применяют стали 45, 45Г, 50, 45Л, при необходимости обеспечивать высокую износостойкость и прочность—стали 40X, 45XH и др. при

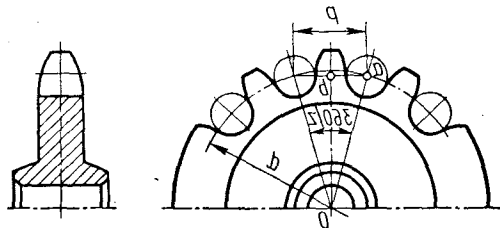


Рис. 13.7

твердости 51...56 HRC<sub>2</sub>. Для ведомых звездочек при  $v \leq 3$  м/с используют чугун марки СЧ18 и др. Перспективно изготовление зубчатого венца звездочек из пластмасс, что понижает шум при работе передачи и изнашивание цепи.

**Натяжные устройства.** В результате износа и проработки шарниров цепь вытягивается, стрела провисания  $f$  ведомой ветви увеличивается (см. рис. 13.1), что вызывает проскальзывание, захлестывание и соскакивание цепи со звездочек. Оптимальную стрелу провисания ( $f \approx 0,02a$ ) получают регулированием натяжения цепи, которое осуществляется перемещением вала одной из звездочек, нажимными или оттяжными звездочками, устанавливаемыми на ведомой ветви в местах наибольшего ее провисания. Диаметр оттяжной звездочки должен быть больше диаметра меньшей звездочки передачи и она должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большем удлинении два звена цепи удаляют.

**Смазывание цепи** оказывает существенное влияние на ее долговечность. Применяют периодическое и непрерывное смазывание цепи. Выбор способа смазывания зависит от скорости  $v$  цепи. При  $v \leq 2$  м/с допустимо *периодическое смазывание* масленкой или щеткой каждые 6...8 ч. При скорости до 4 м/с применяют *капельное смазывание* масленками-капельницами. При более высоких скоростях цепи применяют *непрерывное смазывание* погружением в масляную ванну закрытого кожуха (картера); нижнюю (ведомую) ветвь цепи погружают в масло на глубину высоты пластины. В мощных быстроходных передачах применяют циркулярное струйное смазывание от насоса. Для цепных передач, не имеющих картера (как правило, транспортные машины), применяют *внутришарнирную смазку* ( $v < 1$  м/с), которая осуществляется погружением снятой цепи в нагретую до разжижения пластичную смазку через 120...180 ч работы.

**КПД передачи.** Потери мощности в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов. При смазке погружением цепи в масляную ванну учитывают также потери на перемешивание масла.

При нормальных условиях работы среднее значение КПД  $\eta = 0,92 \dots 0,95$ .

### § 13.3. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, КИНЕМАТИКА И ГЕОМЕТРИЯ

**Шаг цепи** (см. рис. 13.2). Шаг цепи  $p$  является исходной характеристикой, через которую выражают все геометрические параметры передачи. С увеличением шага повышается нагрузочная способность цепи, но при этом возрастают динамические нагрузки (удары звеньев цепи о зубья при набегании на звездочку) и шум при работе (см. ниже). При больших скоростях рекомендуются цепи с малым шагом.

**Скорость цепи.** Для цепных передач характерна не постоянная, а средняя скорость движения цепи. Это объясняется тем, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику с числом вершин, равным числу зубьев звездочки. Поэтому скорость цепи переменна в пределах поворота звездочки на один зуб, но средняя скорость за один оборот цепи постоянна.

На рис. 13.8 показан момент, когда шарнир  $A$  находится в зацеплении с зубом звездочки. Его скорость  $v_n$  равна окружной скорости звездочки  $v_3$ . Разложим эту скорость на две составляющие:  $v_2$ , направленную вдоль ветви цепи, и  $v_1$ , перпендикулярную цепи. Движение звездочки определяется скоростью  $v_2 = v \cos \theta$ . Угол  $\theta$  при повороте звездочки на один шаг изменяется в пределах от  $-180^\circ/z_1$  (момент входа в зацепление шарнира  $A$ ) до  $+180^\circ/z_1$

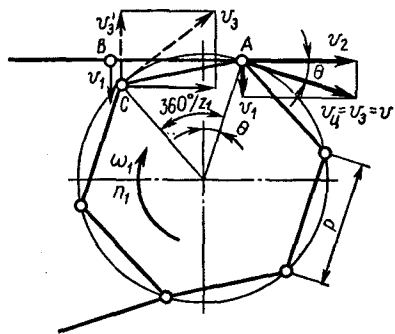


Рис. 13.8

(момент входа в зацепление шарнира  $B$  с зубом  $C$ ), поэтому изменяется и скорость  $v_2$ . Периодическое изменение  $v_2$  является причиной непостоянства передаточного числа и дополнительных динамических нагрузок.

Со скоростью  $v_1 = v \sin \theta$  связаны по-

перечные колебания ветвей цепи. В момент входа в зацепление шарнира  $B$  с зубом  $C$  вертикальные составляющие их скоростей  $v_1$  и  $v'_3$  направлены навстречу друг другу—соприкосновение шарнира с зубом сопровождается ударом. Удары являются основной причиной разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек, а также повышенного шума передачи. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору максимального значения шага цепи  $p_{\max}$  в зависимости от максимальной частоты вращения ведущей звездочки  $n_{1\max}$ . Для роликовых цепей при  $z_1 > 15$ :

$p_{\max}$ , мм .....	12,70	15,875	19,05	25,40	31,75	38,10	44,56
$n_{1\max}$ , об/мин .....	1250	1000	900	800	630	500	400

Средняя скорость цепи. За один оборот звездочки цепь перемещается на значение периметра многоугольника, в котором стороны равны шагу цепи  $p$  (рис. 13.8), а число сторон равно числу зубьев  $z$  звездочки. Следовательно, средняя скорость при угловой скорости звездочки  $\omega$  или частоте вращения  $n$

$$v = \frac{\omega z p}{2\pi \cdot 1000} = \frac{n z p}{60 \cdot 1000}, \quad (13.2)$$

где  $v$ —м/с;  $n$ —об/мин;  $\omega$ —рад/с;  $p$ —мм.

**Передаточное число** определяют из условия равенства скорости цепи на обеих звездочках, т. е.  $n_1 z_1 p = n_2 z_2 p$  или  $\omega_1 z_1 p = \omega_2 z_2 p$ . Следовательно, передаточное число цепной передачи

$$u = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1. \quad (13.3)$$

Передаточное число цепной передачи переменна в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе  $z_1$ . Непостоянство  $u$  (обычно в пределах 1...2%) вызывает неравномерность хода передачи и колебание цепи. Среднее передаточное число за один оборот постоянно. Рекомендуется  $u \leq 4$ , допускается  $u \leq 7$ .

**Число зубьев звездочек.** Число зубьев  $z_1$  ведущей звездочки существенно влияет на работу и долговечность цепного привода. Размеры передачи минимальны при минимальном значении  $z_1$ . Однако с уменьшением числа зубьев  $z_1$  ведущей звездочки при прочих равных условиях из-за большого угла



поворота шарнира увеличивается неравномерность скорости движения цепи, возрастает износ шарниров цепи. Поэтому не следует назначать слишком малое число зубьев на ведущей звездочке. Минимальное число зубьев ведущей звездочки для роликовых цепей выбирают по эмпирической зависимости

$$z_{1\min} = 29 - 2u. \quad (13.4) *$$

Число зубьев  $z_2$  ведомой звездочки

$$z_2 = uz_1. \quad (13.5)$$

Максимальное число зубьев  $z_{2\max}$  ограничивается увеличением шага вследствие износа шарниров, в результате чего звенья цепи перемещаются по рабочему профилю к вершине зубьев и цепь соскакивает со звездочки. Во избежание нарушения зацепления цепи с зубьями звездочки допустимое максимальное число зубьев большей звездочки рекомендуется принимать для роликовой цепи  $z_2 \leq 120$ , для втулочной —  $z_2 \leq 90$ , для зубчатой —  $z_2 \leq 140$ . Число зубьев звездочек целесообразно принимать нечетным, чтобы не было постоянного контактирования одного зуба с одним и тем же звеном. Это способствует равномерному износу зубьев звездочки и шарниров цепи.

**Межосевое расстояние  $a$  и длина цепи  $L$ .** Это важные взаимосвязанные параметры цепной передачи. При неправильном выборе межосевого расстояния нарушается нормальная работа цепной передачи: при очень малом значении  $a$  наступает быстрый износ цепи, при очень большом — ведомая ветвь значительно провисает, что приводит к ее колебаниям и увеличению габаритных размеров передачи. Оптимальное межосевое расстояние  $a$  принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50)p. \quad (13.6)$$

Числовой коэффициент принимают тем больше, чем выше передаточное число.

Число звеньев  $L_p$  цепи (длину цепи в шагах) определяют по предварительно принятому межосевому расстоянию  $a$ , шагу  $p$  и числу зубьев  $z_1$  ведущей и  $z_2$  ведомой звездочек:

$$L_p = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + p(z_2 - z_1)^2 / (40a). \quad (13.7)$$

Полученное значение  $L_p$  округляют до целого четного числа звеньев, что в сочетании с нечетным числом зубьев звездочек способствует более равномерному износу цепи и исключает применение специального соединительного звена. Длина цепи

$$L = L_p p. \quad (13.8)$$

Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе звеньев

$$a' = 0,25p(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}), \quad (13.9) *$$

где  $\Delta_1 = L_p - 0,5(z_1 + z_2)$ ;  $\Delta_2 = [(z_2 - z_1)/(2\pi)]^2$ .

Для нормальной работы передачи ведомая ветвь должна иметь необходимую стрелу провисания, для чего расчетное межосевое расстояние нерегулируемых передач уменьшают на  $(0,002 \dots 0,004)a'$ .

### § 13.4 СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ.

#### СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛЫ

**Силы в ветвях цепи.** Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Здесь также различают натяжение  $F_1$  ведущей и  $F_2$  ведомой ветвей цепи (см. рис. 13.1). Однако в цепной передаче в отличие от ременной предварительное натяжение цепи обычно не требуется. При этом условия силы, действующие на ведущую звездочку,  $F_1 = F_t + F_2$ ;  $F_2 = F_q + F_v$ . Здесь  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = P/v; \quad (13.10)$$

$F_q$  — натяжение от силы тяжести холостой ветви, которое обычно составляет всего несколько процентов от окружной силы;  $F_v$  — натяжение от действия центробежных сил. Для большинства цепных передач ( $v \leq 10$  м/с)  $F_v$  также невелико и им можно пренебречь. При этом для практических расчетов можно принимать

$$F_1 = F_t; \quad F_2 = 0. \quad (13.11)$$

#### Силы, действующие на валы передачи,

\* В передачах с зубчатыми цепями  $z_{1\min}$  принимают на 20...30% больше по сравнению с роликовыми цепями.

\* Расчет по формуле (13.9) выполняют только при отсутствии натяжных устройств в передаче.

$$F_n = KF_t, \quad (13.12)$$

где  $K$  — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от характера нагрузки, действующей на вал, и расположения передачи угла наклона  $\theta$  линии центров звездочек к горизонту: при  $\theta = 0 \dots 40^\circ$   $K = 1,15 \dots 1,30$ ; при  $\theta = 40 \dots 90^\circ$   $K = 1,05 \dots 1,15$ . Меньшие значения  $K$  соответствуют спокойной нагрузке, большие — ударной. Направление силы  $F_n$  принимают по линии центров звездочек.

### § 13.5. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является долговечность работы цепи на износостойкость шарниров звеньев цепи.

Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи. Расчет выполняют как проверочный. Для получения необходимой долговечности цепной передачи из условия износостойкости шарниров среднее давление  $p_n$  в шарнирах не должно превышать допускаемого  $[p_n]$ :

$$p_n = F_t K_3 / (A_{он} K_m) \leq [p_n], \quad (13.13)$$

где  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью, Н;  $A_{он} = d_0 b_0$  — площадь проекции опорной поверхности шарнира (см. табл. 13.1 и рис. 13.2);  $d_0$  — диаметр валика;  $b_0$  — длина втулки;  $K_m$  — коэффициент, учитывающий число рядов цепи ( $K_m = 1$  для однорядной цепи,  $K_m = 1,7$  для двухрядной цепи);  $K_3$  — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_3 = K_d K_n K_p K_c, \quad (13.14)$$

где  $K_d$  — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от типа привода (в приводах от электродвигателя  $K_d = 1$  при спокойной нагрузке,  $K_d = 1,5$  при нагрузке с толчками);  $K_n$  — коэффициент наклона линий центров звездочек к горизонту ( $K_n = 1$  при  $\theta \leq 60^\circ$ ,  $K_n = 1,25$  при  $\theta > 60^\circ$ );  $K_p$  — коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжений цепи ( $K_p = 1,1$  для передач при регулировании оттяжными или нажимными звездочками,  $K_p = 1$  для передач с регулировкой положения одной из звездочек,  $K_p = 1,25$  для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием);  $K_c$  — коэффициент, зависящий от способа смазывания передачи ( $K_c = 0,8$  при непрерывном

смазывании;  $K_c = 1$  при капельном и внутришарнирном смазывании;  $K_c = 1,5$  — при периодическом смазывании);  $[p_n]$  — допускаемое среднее давление, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи,

$$[p_n] = C / (L_n K_v K_3) \leq 40 \text{ Н/мм}^2, \quad (13.15)$$

где  $C = 4 \cdot 10^6$  — коэффициент работоспособности;  $L_n = 5 \cdot 10^3 \dots 10^4$  ч — срок службы передачи;  $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$  — коэффициент влияния частоты вращения  $n_1$  ведущей звездочки на износостойкость шарниров.

**Проектировочный расчет.** При расчете определяют шаг цепи  $p$  исходя из допускаемого среднего давления в шарнире звена цепи. Выразив в формуле (13.13)  $A_{он}$  через шаг  $p$  ( $A_{он} \approx 0,28 p^2$ ) и решив ее относительно  $p$  с учетом выражений (13.15), (13.10) и (13.2), получим формулу для проектировочного расчета при среднем значении межосевого расстояния  $a \approx 40p$ :

$$p \geq 30,5 \sqrt[3]{P_1 K_v / (n_1 K_m)}, \quad (13.16) *$$

где  $P_1$  — передаваемая мощность, кВт;  $p$  — мм. Полученное значение  $p$  округляют для ближайшего стандартного по табл. 13.1. При принятом значении  $p$  заданная частота вращения не должна превосходить наибольших рекомендуемых значений  $n_{1 \max}$  (см. § 13.3).

**Пример 13.1.** Рассчитать цепную передачу роликовой однорядной цепью в приводе ленточного транспортера (см. рис. 9.34) при следующих данных: мощность, передаваемая ведущей звездочкой,  $P_1 = 12,6$  кВт при частоте вращения  $n_1 = 516$  об/мин; передаточное число  $u = 2$ . Работа передачи спокойная. Наклон линии центров звездочек к горизонту  $\theta = 35^\circ$ . Передача с нерегулируемым межосевым расстоянием. (Значения  $P_1$  и  $n_1$  получили из решения примера 9.4.)

Решение. 1. Число зубьев ведущей звездочки по формуле (13.4)  $z_{1 \min} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2 = 25$ . Принимаем  $z_1 = 25$ . Число зубьев ведомой звездочки  $z_2 = z_1 u = 25 \cdot 2 = 50$ . Условие  $z_2 \leq z_{2 \max} = 120$  соблюдается (см. § 13.3).

2. Коэффициент влияния частоты вращения  $n_1$  на износостойкость шарниров

$$K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2} = \sqrt[3]{(516/10)^2} = 13,7.$$

\* При выводе формулы (13.16) для упрощения расчетов ряд значений коэффициентов и параметров, влияющих на работоспособность цепи, объединены постоянным числовым коэффициентом. Срок службы  $L_n$  принят  $10^4$  ч.

3. Для однорядной цепи  $K_m=1$ .

4. Шаг цепи по формуле (13.16)

$$p \geq 30,5^3 \sqrt{\frac{P_1 K_v}{n_1 K_m}} = 30,5^3 \sqrt{\frac{12,6 \cdot 13,7}{516 \cdot 1}} = 21,1 \text{ мм.}$$

По стандарту (табл. 13.1) принимаем цепь с шагом  $p=19,05$  мм, для которой проекция опорной поверхности шарнира  $A_{он}=106 \text{ мм}^2$ .

Для выбранной цепи  $n_{1,макс}=900$  об/мин, следовательно, условие  $n_1=516$  об/мин  $< n_{1,макс}$  соблюдается (см. § 13.3).

5. Скорость цепи по формуле (13.2)

$$v = n_1 z_1 p / 60 = 516 \cdot 25 \cdot 19,05^{-3} / 60 = 4,1 \text{ м/с.}$$

6. Окружная сила, передаваемая цепью, по формуле (13.10)

$$F_t = P_1 / v = 12,6 \cdot 10^3 / 4,1 = 3075 \text{ Н.}$$

7. Согласно условиям работы (см. § 13.5) принимаем коэффициенты:  $K_d=1$ ;  $K_n=1$ ;  $K_p=1,25$ . При скорости цепи  $v > 4$  м/с принимаем непрерывное смазывание, тогда  $K_c=0,8$ .

8. Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации, по формуле (13.14)

$$K_s = K_d K_n K_p K_c = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 0,8 = 1,0.$$

9. Среднее давление в шарнирах принятой цепи по формуле (13.13)

$$p_{\text{ср}} = F_t K_s / A_{он} K_m = 3075 \cdot 1 / (106 \cdot 1) = 29 \text{ Н/мм}^2.$$

10. Принимаем срок службы передачи  $L_h=10^4$  ч и коэффициент работоспособности  $C=4 \cdot 10^6$ .

11. Допускаемое среднее давление по формуле (13.15)

$$[p_{\text{ср}}] = C / (L_h K_v K_s) = 4 \cdot 10^6 / (10^4 \cdot 13,7 \cdot 1) = 29,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Так как  $p_{\text{ср}} < [p_{\text{ср}}]$ , то износостойкость шарниров цепи обеспечивается.

12. Межосевое расстояние передачи по формуле (13.6)

$$a = 40p = 40 \cdot 19,05 = 762 \text{ мм.}$$

13. Число звеньев цепи по формуле (13.7)

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p(z_2 - z_1)^2}{40a} = \frac{2 \cdot 762}{19,05} + \frac{25 + 50}{2} + \frac{19,05(50 - 25)^2}{40 \cdot 762} = 117,9.$$

Принимаем  $L_p=118$  шагов.

14. Уточняем межосевое расстояние при окончательно принятом числе звеньев по формуле (13.9)

$$a' = 0,25p \left( \Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right) = 0,25 \cdot 19,05 \left( 81 + \sqrt{81^2 - 8 \cdot 15,8} \right) = 768 \text{ мм.}$$

Здесь  $\Delta_1 = L_p - 0,5(z_1 + z_2) = 118 - 0,5(25 + 50) = 81$ ;

$$\Delta_2 = \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = \left( \frac{50 - 25}{2\pi} \right)^2 = 15,8.$$

Для провисания цепи полученное значение  $a'$  уменьшаем  $0,003a' = 0,003 \cdot 768 \approx 3$  мм. Окончательно назначаем  $a' = 765$  мм.

15. Силы, действующие на валы звездочек, по формуле (13.12)

$$F_b = KF_t = 1,15 \cdot 3075 = 3536 \text{ Н.}$$

## Глава 14

### ВАЛЫ И ОСИ

#### § 14.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вал — вращающаяся деталь машины, предназначенная для поддержания установленных на нем зубчатых колес, звездочек, шкивов и т. п. и для передачи вращающего момента. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в отдельных случаях — дополнительно растяжение и сжатие. Ось — деталь машины, предназначенная только для поддержания установленных на ней деталей. В отличие от вала ось не передает вращательного момента и, следовательно, не испытывает кручения. В машинах оси могут быть неподвижными, несущими на себе свободно вращающиеся детали, например ось блока (рис. 14.1, а), и подвижными, вращающимися вместе с установленными на них деталями, например вагонная ось (рис. 14.2).

**Классификация.** По геометрической форме валы делятся на прямые, колленчатые и гибкие\*. По конструкции прямые валы и оси делятся на гладкие и ступенчатые (рис. 14.3). Гладкие, т. е. валы одного номинального диаметра, по всей длине обеспечивают

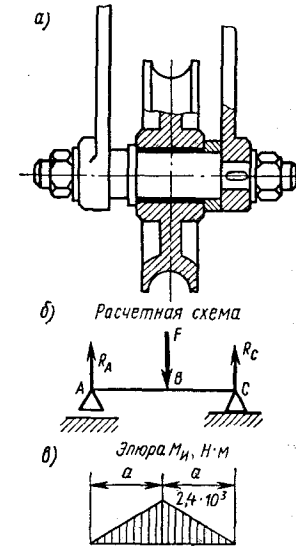


Рис. 14.1

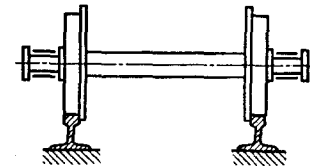


Рис. 14.2

\* Колленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и здесь не рассматриваются.

хорошее центрование насаживаемых деталей и имеют повышенные прочность и жесткость из-за отсутствия проточек, являющихся концентраторами напряжений; на изготовление такого вала существенно снижается расход металла, что особенно важно в условиях крупносерийного производства, а для получения требуемых посадок участки вала отличаются допусками на диаметр. Для сборки насаживаемых на валы деталей необходимы специальные приспособления. Ступенчатые валы и оси более широко распространены. Они обеспечивают удобную сборку (разборку) и фиксацию насаживаемых деталей от осевого смещения. Кроме того, уступы на валах воспринимают осевую нагрузку.

Вращающиеся оси конструктивно ничем не отличаются от прямых валов. Невращающиеся оси имеют участки, используемые для крепления в корпусе запрессовкой, с помощью шпонок (см. рис. 14.1, а) шпинтов, шайб и др.

По типу сечения валы и оси бывают *сплошные* и *полые*. Полые валы изготавливают в основном для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло и пр. Однако полые валы дороже сплошных из-за сложности технологии изготовления (особенно длинных валов), поэтому они применяются ограниченно.

**Элементы конструкции.** Цапфы — участки вала или оси, лежащие в опорах (подшипниках). Концевые цапфы называют *шитами* 1 (рис. 14.3), а промежуточные (расположенные в средней части вала) — *шейками* 2 (рис. 14.3). Шипы и шейки в основном передают радиальную нагрузку. Цапфу, передающую осевую нагрузку, называют *пятой*. Пятый (рис. 14.4) могут быть сплошными (а), кольцевыми (б) и др. Опорой для пят служит подпятник 1 (рис. 14.4, б).

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей и подшипники выпол-

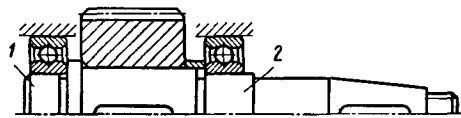


Рис. 14.3

няют цилиндрическими\*, а концы валов — цилиндрическими или коническими. Последние облегчают установку и снятие деталей (муфт и др.) и повышают надежность соединения (можно создать любой натяг).

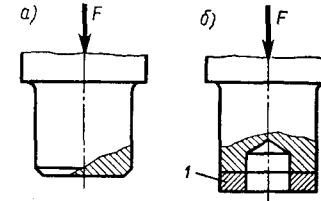


Рис. 14.4

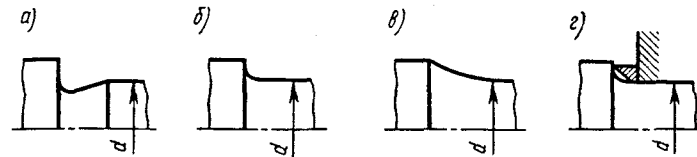


Рис. 14.5

Переходные участки (рис. 14.5) между двумя ступенями вала и оси делают для снижения концентрации напряжений, а следовательно, для повышения сопротивления усталости вала. Их выполняют: с канавкой со скруглением (а) для выхода шлифовального круга; с галтелью постоянного радиуса (б); с галтелью переменного радиуса (в) и т. п. Радиус галтели должен быть несколько меньше, чем радиус, которым очерчивается соответствующий участок укрепляемой детали, в противном случае следует применять промежуточное кольцо (г).

Торцы валов и осей для облегчения постановки на них деталей и в цепях безопасности делают с фасками.

**Материалы.** Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Основными материалами для валов служат углеродистые и легированные стали (табл. 14.1). Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х. Для высоконапряженных валов ответственных машин применяют легированные стали 40ХН, 20Х, 12ХНЗА. Для осей

\* Когда в процессе эксплуатации необходимо регулировать радиальный зазор, что осуществляется осевым смещением вала или подшипника, то применяют конические цапфы.

Таблица 14.1

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, Н/мм <sup>2</sup>			
			$\sigma_b$	$\sigma_t$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
45	Любой	200	560	280	250	150
	≤ 80	270	900	650	380	230
40X	Любой	200	730	500	320	210
	≤ 120	270	900	750	410	240
40XH	Любой	240	820	650	360	210
	≤ 200	270	920	750	420	250
20X	≤ 120	197	650	400	300	160
	12XH3A	≤ 120	260	950	700	420

обычно применяют сталь углеродистую обыкновенного качества. Заготовки валов и осей — это круглый прокат или специальные поковки. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

#### § 14.2. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Так как расчет и конструирование процессы взаимосвязанные и взаимовлияющие, то определение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

Основной расчетной нагрузкой является крутящий  $M_k$  и изгибающий  $M_n$  моменты. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается.

**Проектировочный расчет.** На данном этапе расчета известен лишь крутящий момент  $M_k$ , численно равный передаваемому вращающему моменту  $M$ . Момент  $M_n$  можно определить только после разработки конструкции (чертежа) вала. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют как условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров. При этом обычно определяют диаметр выходного конца вала, который испытывает одно кручение. Исходя из условия прочности на кручение

$$\tau_k = M_k / W_p = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k],$$

получим формулу проектировочного расчета

$$d \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])}, \quad (14.1)$$

где  $M_k$  — крутящий момент в расчетном сечении, Н·мм;  $[\tau_k] = 12...25 \text{ Н/мм}^2$  — допускаемое напряжение при кручении. Низкое значение  $[\tau_k]$  компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение  $d$  округляют до ближайшего большего размера из чисел ряда  $R_{a40}$  (см. табл. 1.1). По выбранному значению  $d$  с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные стандартные посадочные диаметры вала. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

Диаметры вала под подшипники качения принимают с учетом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец\*, которые должны оканчиваться на числа 0 или 5 (см. ниже). Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром  $d_3$ , то рекомендуется принимать  $d = (0,8...1,0)d_3$ .

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

**Пример 14.1.** Рассчитать ведомый вал одноступенчатого конечного редуктора (см. рис. 9.34). Вращающий момент на валу  $M_2 = 235 \text{ Н·м}$  (см. решение примера 9.4).

Решение. 1. Учитывая, что выходной конец вала помимо кручения испытывает изгиб от натяжения цепи, принимаем  $[\tau_k] = 25 \text{ Н/мм}^2$ .

2. По формуле (13.1) определяем диаметр выходного конца вала (диаметр вала под звездочку цепной передачи)

$$d_{2a} \geq \sqrt[3]{M_k / (0,2[\tau_k])} = \sqrt[3]{235 \cdot 10^3 / (0,2 \cdot 25)} = 36,1 \text{ мм.}$$

По стандарту (см. табл. 1.1) принимаем  $d_{2a} = 36 \text{ мм}$ . Диаметр вала под подшипниками  $d_{2n} = 40 \text{ мм}$  (диаметр цапф), под зубчатым колесом  $d_{2k} = 45 \text{ мм}$ . Диаметры остальных участков вала назначаем из конструктивных соображений.

3. Длина посадочной части выходного конца вала равна

\* Ввиду того что промышленность производит подшипники качения с диаметрами отверстия, равными 35, 55, 65 и 70 мм, разрешается использовать для цапф валов эти нестандартные размеры (не предусмотренные стандартом СТ СЭВ 514—77, см. табл. 1.1).

длине ступицы звездочки  $l_{ст.з} = (1,2 \dots 1,5) d_{2з} = (1,2 \dots 1,5) 36 = 43,2 \dots 54$  мм. По табл. 4.1. принимаем  $l_{ст.з} = 50$  мм.

Длина ступицы зубчатого колеса  $l_{ст.з} = (1,2 \dots 1,5) d_{2з} = (1,2 \dots 1,5) 45 = 54 \dots 67,5$  мм. По табл. 1.1 принимаем  $l_{ст.з} = 60$  мм.

4. Разрабатываем конструкцию вала (рис. 14.6, а). **Определение точек приложения радиальных реакций опор.** Если опоры вала шарикоподшипники радиальные однорядные или роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами, то точки приложения реакций совпадают с серединой этих подшипников. Если опоры вала — конические роликоподшипники или шариковые радиально-упорные подшипники, то точки приложения радиальных реакций уже не будут совпадать с серединами этих подшипников, а будут находиться на расстоянии  $a$  от торцов указанных подшипников (до точки пересечения оси вала с нормалью к середине линии контакта наружного кольца и тела качения). Для рассматриваемой конструкции  $a = 18$  мм (см. § 16.4 и пример 16.1). По чертежу назначают линейные расчетные размеры вала:  $l_2 = 65$  мм;  $a_2 = 45$  мм;  $c_2 = 120$  мм. (Здесь размер  $\approx (25 \dots 30)$  мм — длина вала под уплотнение).

Таким образом, после определения посадочных диаметров всех участков вала, исходя из размеров насаживаемых на вал деталей, компоновочных соображений, устанавливают длину вала, места концентрации напряжений (шпоночные пазы, галтели и т. п.), точки приложения радиальных реакций опор, вид механической обработки, вид упрочнения поверхности вала и выполняют проверочный расчет полученной конструкции вала.

**Проверочный расчет.** Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае, как установлено практикой, основной вид разрушения валов — усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры необходимо учитывать, что перемещения валов весьма малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы. Эти силы распределены по ширине венца колеса, длине ступицы, ширине подшипника и т. п. На расчетных схемах

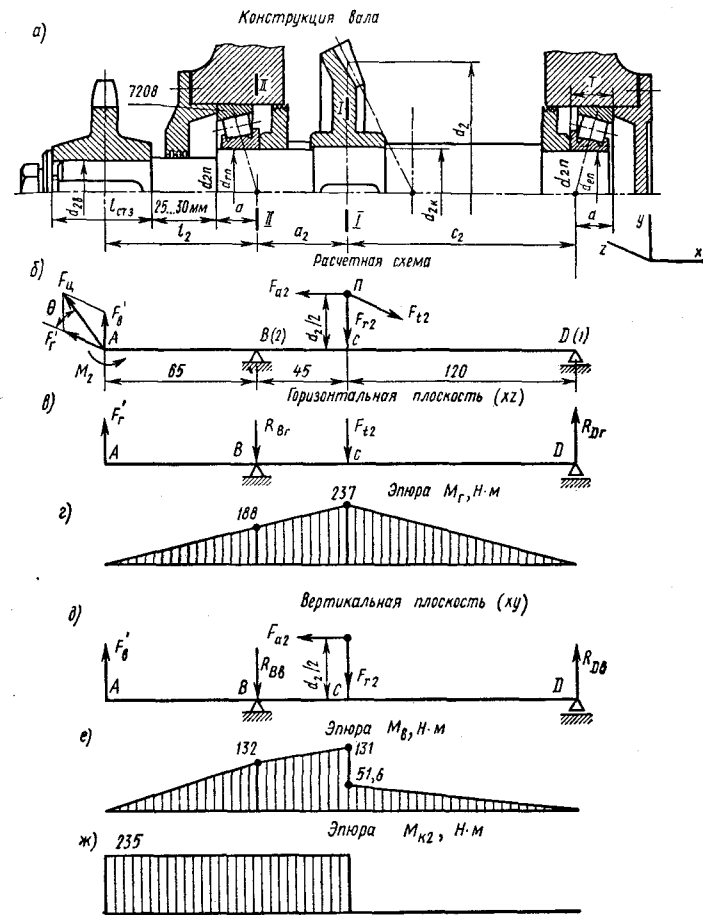


Рис. 14.6

силы и вращающие моменты изображают как сосредоточенные, примененные в полюсе зацепления и середине ступиц звездочки, шкива. Пример расчетной схемы показан на рис. 14.6, б.

**Расчет на сопротивление усталости.** При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений, действующих на вал. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке (см. рис. 1.3, а),

а напряжения кручения — по отнулевому циклу (см рис. 1.3, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты (знак момента изменяется только у реверсивных передач).

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности  $s$  в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, и расположении зон концентрации напряжений и сравнении их с допускаемыми значениями коэффициентов запаса прочности  $[s]$ . При этом должно выполняться условие прочности (1.9):

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 s_{\tau}^2}} \geq [s].$$

Подробно определение коэффициента запаса  $s$  изложено в гл. 1.

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, вибрационное обкатывание и другие методы упрочняющей обработки поверхностей.

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, в период пуска и т. п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по пятой гипотезе прочности (гипотезе энергии формоизменения)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\max}, \quad (14.2)$$

где  $\sigma_n = M_n / W_{\text{ос.нетто}}$ ;  $\tau = M_k / W_{\text{р.нетто}}$ .

Здесь  $M_n$  и  $M_k$  — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении вала при перегрузке. Предельное допускаемое напряжение принимают  $[\sigma]_{\max} \approx 0,8\sigma_r$ .

Расчет на жесткость производят, если упругое перемещение валов (например, длинные валы, ходовые винты и шпиндели станков и др.) влияет на работоспособность связанных с ними деталей.

Для обеспечения требуемой жесткости вала выполняют его расчет на изгибную и крутильную жесткость. Изгибная жесткость валов определяется условиями правильной работы зубчатых передач и подшипников. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках (рис. 14.7). Стрела прогиба вала  $y_2$  и его поворот  $\theta_2$  под зубчатым колесом приводят к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывают перекос колеса, по-

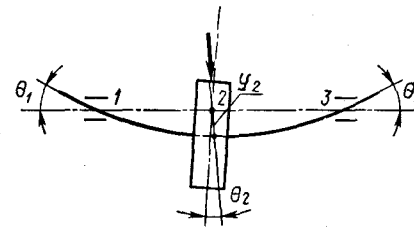


Рис. 14.7

вышенную концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца и, как следствие, усиленное изнашивание и даже излом зубьев. Поворот вала (угол наклона цапф  $\theta$ ) в подшипниках вызывает неравномерное распределение нагрузки по их ширине и особенно по длине роликов, что может вызвать защемление тел качения и кромочное разрушение роликов.

Изгибная жесткость оценивается значениями  $y_2$  и  $\theta$ , которые определяют методами сопротивления материалов. Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала:  $y_2 \leq [y_2]$  и  $\theta \leq [\theta]$ . Значения допускаемых прогибов  $[y_2]$  и углов наклона  $[\theta]$  зависят от назначения вала. Для валов передач под зубчатым колесом принимают:  $[y_2] = (0,01 \dots 0,03)t$ , где  $t$  — модуль, мм;  $[\theta] = 0,001$  рад. Допускаемый угол наклона цапф в радиальных шарикоподшипниках  $[\theta] = 0,0012$  рад, в конических роликовых  $[\theta] = 0,0003$  рад. В станкостроении для валов общего назначения  $[y_2] = (0,0002 \dots 0,0003)l$ , где  $l$  — расстояние между опорами.

Малые значения допускаемых перемещений иногда приводят к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. Обычно валы редуктора на жесткость не проверяют, так как расстояние между опорами сравнительно невелико. Исключение представляет червячный вал, проверка которого на жесткость обязательна.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания  $\phi$  на единицу длины вала. Для валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не выполняют.

**Пример 14.2.** По данным примера 9.4 проверить ведомый вал редуктора на сопротивление усталости (см. рис. 9.32 и 14.6, а). В соответствии с принятой конструкцией вала составлена расчетная схема (см. рис. 14.6, б). Силы, действующие на вал:  $F_{t2} = 3046$  Н;  $F_{r2} = 412$  Н;  $F_{a2} = 1030$  Н. Средний делительный диаметр колеса  $d_2 = 154,28$  мм. Передаваемый вращающий момент  $M_2 = 235$  Н·м. Сила, действующая на вал от цепной передачи,  $F_n = 3536$  Н направлена к горизонту под углом  $\theta = 35^\circ$ .

Решение. 1. Действие силы цепной передачи  $F_n$  на вал. Раскладываем силу  $F_n$  на составляющие в вертикальной  $F'_n$  и горизонтальной  $F''_n$  плоскостях:

$$F'_n = F_n \sin \theta = 3536 \sin 35^\circ = 2028 \text{ Н};$$

$$F''_n = F_n \cos \theta = 3536 \cos 35^\circ = 2896 \text{ Н}.$$

2. Материал вала (см. табл. 14.1). Принимаем сталь 45. Диаметр заготовки неограничен. Твердость не ниже 200 НВ,  $\sigma_n = 560$  Н/мм<sup>2</sup>,  $\sigma_{-1} = 250$  Н/мм<sup>2</sup>,  $\tau_{-1} = 150$  Н/мм<sup>2</sup>.

3. Реакции опор в горизонтальной плоскости от сил  $F_{12}$  и  $F'_r$  (см. рис. 14.6, е):

$$\sum M_B = 0; -F'_r \cdot 65 - F_{12} \cdot 45 + R_{Dr} \cdot (120 + 45) = 0,$$

$$R_{Dr} = \frac{F'_r \cdot 65 + F_{12} \cdot 45}{165} = \frac{2896 \cdot 65 + 3046 \cdot 45}{165} = 1972 \text{ Н};$$

$$\sum M_D = 0; -F'_r \cdot (65 + 45 + 120) + F_{12} \cdot 120 + R_{Br} \cdot 165 = 0,$$

$$R_{Br} = \frac{F'_r \cdot 230 - F_{12} \cdot 120}{165} = \frac{2896 \cdot 230 - 3046 \cdot 120}{165} = 1822 \text{ Н}.$$

Проверяем правильность определения реакций:  $\sum (F)_y = 0$ ;  $F'_r - R_{Br} - F_{12} + R_{Dr} = 2896 - 1822 - 3046 + 1972 = 0$ . Реакции определены правильно.

4. Строим эпюру изгибающих моментов  $M_r$  (см. рис. 14.6, з).

5. Реакции опор в вертикальной плоскости от сил  $F'_b$ ,  $F_{r2}$  и  $F_{a2}$  (см. рис. 14.6, д):

$$\sum M_B = 0; -F'_b \cdot 65 + F_{a2} d_2 / 2 - F_{r2} \cdot 45 + R_{Db} \cdot 165 = 0,$$

$$R_{Db} = \frac{F'_b \cdot 65 - F_{a2} d_2 / 2 + F_{r2} \cdot 45}{165} = \frac{2028 \cdot 65 - 1030 \cdot 154,28 / 2 + 412 \cdot 45}{165} = 430 \text{ Н};$$

$$\sum M_D = 0; -F'_b \cdot (65 + 45 + 120) + F_{a2} d_2 / 2 + F_{r2} \cdot 120 + R_{Bb} \cdot 165 = 0,$$

$$R_{Bb} = \frac{F'_b \cdot 230 - F_{a2} d_2 / 2 - F_{r2} \cdot 120}{165} = \frac{2028 \cdot 230 - 1030 \cdot 154,28 / 2 - 412 \cdot 120}{165} = 2046 \text{ Н}.$$

Проверим правильность определения реакций:  $\sum (F)_y = 0$ ;  $F'_b - R_{Bb} - F_{r2} + R_{Db} = 2028 - 2046 - 412 + 430 = 0$ . Реакции определены правильно.

6. Строим эпюру изгибающих моментов  $M_b$  (см. рис. 14.6, е).

7. Строим эпюру крутящих моментов (см. рис. 14.6, ж). Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от середины ступицы колеса до середины ступицы звездочки (см. рис. 14.6, а):

$$M_{x2} = M_2 = 235 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

8. В соответствии с размерами вала и эпюрами  $M_r$ ,  $M_b$  и  $M_k$  предположительно опасными сечениями вала, подлежащими проверке на сопротивление усталости, являются сечения I—I и II—II, в которых возникают наибольшие моменты и имеются концентраторы напряжений.

9. Коэффициент запаса прочности в сечении I—I.

9.1. Суммарный изгибающий момент:  $M_{\text{ил}} = \sqrt{M_r^2 + M_b^2} = \sqrt{237^2 + 131^2} = 271 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Крутящий момент в сечении  $M_{x2} = 235 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

9.2. Осевой момент сопротивления сечения с учетом шпоночного паза

$$W_{oc} \approx 0,1 d_{2x}^3 - \frac{b t_1 (d_{2x} - t_1)^2}{2 d_{2x}} = 0,1 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 5,5 (45 - 5,5)^2}{2 \cdot 45} = 7,78 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Для вала диаметром  $d_{2x} = 45 \text{ мм}$  по табл. 5.1 принимаем:  $b = 14 \text{ мм}$  — ширина шпоночного паза;  $t_1 = 5,5 \text{ мм}$  — глубина шпоночного паза вала.

9.3. Полярный момент сопротивления сечения с учетом шпоночного паза

$$W_p \approx 0,2 d_{2x}^3 - \frac{b t_1 (d_{2x} - t_1)^2}{2 d_{2x}} = 0,2 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 5,5 (45 - 5,5)^2}{2 \cdot 45} = 16,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

9.4. Амплитуда нормальных напряжений при симметричном цикле

$$\sigma_a = M_{\text{ил}} / W_{oc} = 271 \cdot 10^3 / 7,78 \cdot 10^3 = 34,8 \text{ Н/мм}^2.$$

9.5. Амплитуда касательных напряжений при отнулевом цикле

$$\tau_a = \tau_{\text{max}} / 2 = M_{x2} / (2 W_p) = 235 \cdot 10^3 / (2 \cdot 16,9 \cdot 10^3) = 7,0 \text{ Н/мм}^2.$$

9.6. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночного паза и установкой колеса на валу с натягом. При наличии на валу двух концентраторов напряжений находят каждый из них и за расчетный принимают тот, который имеет большее значение (см. § 1.4). Ограничимся определением концентрации напряжений только от шпоночного паза (см. рис. 1.9).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для вала со шпоночным пазом, выполненным концевой фрезой (см. табл. 1.1 с учетом примечания):  $K_\sigma = 1,86$ ;  $K_\tau = 1,52$  ( $K_\sigma$  и  $K_\tau$  рассчитаны линейной интерполяцией).

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (см. табл. 1.2):  $K_d = 0,83$ . По табл. 1.4 при  $R_a = 0,8 \text{ мкм}$  коэффициент влияния шероховатости поверхности  $K_f = 0,94$ . Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_v = 1$  — поверхность вала не упрочняется.

9.7. Коэффициенты концентрации напряжений для вала в сечении I—I по формулам (1.6) и (1.7):

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_f} - 1 \right) \frac{1}{K_v} = \left( \frac{1,86}{0,83} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) 1 = 2,3;$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + \frac{1}{K_f} - 1 \right) \frac{1}{K_v} = \left( \frac{1,52}{0,83} + \frac{1}{0,94} - 1 \right) 1 = 2,0.$$

9.8. Коэффициенты запаса прочности вала в сечении I—I по нормальным  $\sigma_\sigma$  и касательным  $\sigma_\tau$  напряжениям по формуле (1.10):

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a} = \frac{250}{2,3 \cdot 34,8} = 3,12;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a} = \frac{150}{2 \cdot 7} = 10,7.$$

9.9. Расчетный коэффициент запаса прочности вала в сечении I—I по формуле (1.9)

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{3,12 \cdot 10,7}{\sqrt{3,12^2 + 10,7^2}} = 3,0 > [s] = 1,3 \dots 2,1.$$

10. Коэффициент запаса прочности в сечении II—II.

10.1. Суммарный изгибающий момент  $M_{\text{ил}} = \sqrt{M_r^2 + M_b^2} = \sqrt{188^2 + 132^2} = 230 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .



10.2. Осевой и полярный моменты сопротивления сечения:

$$W_{oc} = 0,1d_{2n}^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; W_p \approx 2W_{oc} = 2 \cdot 6,4 \cdot 10^3 = 12,8 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

10.3. Амплитуда нормальных напряжений при симметричном цикле

$$\sigma_a = M_{нII} / W_{oc} = 230 \cdot 10^3 / (6,4 \cdot 10^3) = 35,9 \text{ Н/мм}^2.$$

10.4. Амплитуда касательных напряжений при отнулевом цикле

$$\tau_a = \tau_{max} / 2 = M_{к2} / (2W_p) = 235 \cdot 10^3 / (2 \cdot 12,8 \cdot 10^3) = 9,2 \text{ Н/мм}^2.$$

10.5. Концентрация напряжений обусловлена посадкой на валу внутреннего кольца подшипника с натягом (см. рис. 1.8). По табл. 1.3:  $K_a/K_d = 2,92$ ;  $K_v/K_d = 2,17$  (коэффициенты рассчитаны линейной интерполяцией). По табл. 1.4 при  $R_a = 0,4 \text{ мкм}$   $K_F = 1$ ;  $K_v = 1$ .

10.6. Коэффициенты концентрации напряжений для вала в сечении II—II по формулам (1.6) и (1.7):  $(K_\sigma)_D = K_a/K_d = 2,92$ ;  $(K_\tau)_D = K_v/K_d = 2,17$ .

10.7. Коэффициенты запаса прочности вала в сечении II—II по формуле (1.10)

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \sigma_a} = \frac{250}{2,92 \cdot 35,9} = 2,38; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \tau_a} = \frac{150}{2,17 \cdot 9,2} = 7,5.$$

10.8. Расчетный коэффициент запаса прочности вала в сечении II—II

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{2,38 \cdot 7,5}{\sqrt{2,38^2 + 7,5^2}} = 2,27 > [s] = 1,3 \dots 2,1.$$

Прочность вала в сечениях I—I и II—II обеспечивается. Если по расчету получилось  $s < [s]$ , то следует изменить материал вала или произвести поверхностное упрочнение посадочных диаметров. Увеличивать диаметр вала нежелательно, так как возрастает масса конструкции.

В рассмотренном примере (см. рис. 14.6) вал нагружен силами  $F_{t2}$ ,  $F_{r2}$ ,  $F_{a2}$ , приложенными в полюсе зацепления, вращающим моментом  $M_2$  и силой  $F_k$  от цепной передачи—это основные нагрузки на валу.

Большинство муфт (см. ниже) вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов нагружает вал *дополнительной радиальной силой*  $F_m$ , значение которой может достигать 1000 Н и более (см. пример 17.1), поэтому влияние ее необходимо учитывать при расчете валов на сопротивление усталости и при подборе подшипников. На расчетной схеме расстояние от точки приложения силы  $F_m$  до ближайшей опоры определяют по размерам выбранной муфты при эскизном проектировании (ориентировочно это торец полумуфты, насаженной на вал редуктора).

При расчете валов стандартных редукторов общего назначения, когда неизвестно их конкретное назначение (например, нет цепной передачи на рис. 14.6, а), к выходным концам валов прикладывают *консольную силу*  $F_k$  (ГОСТ 16162—85).

Для одноступенчатых зубчатых и планетарных редукторов

$$F_k = 125 \sqrt{M_2}. \quad (14.3)$$

Для одноступенчатых червячных и остальных редукторов

Расчетная схема

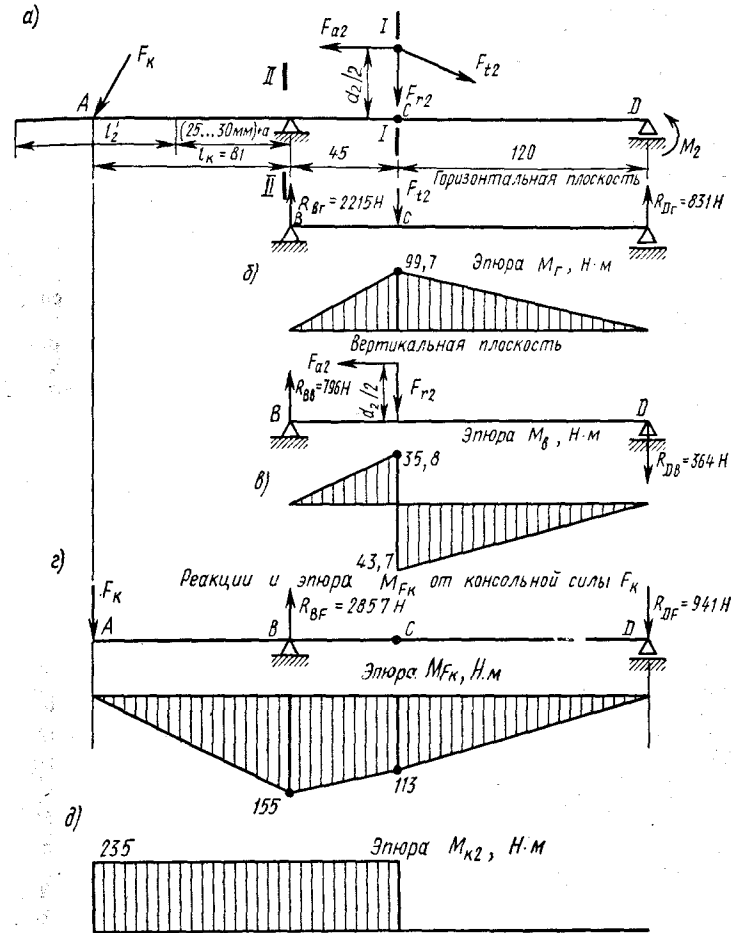


Рис. 14.8

$$F_k = 250 \sqrt{M_2}, \quad (14.4)$$

где  $M_2$ —вращающий момент на валу, Н·м;  $F_k$ —Н.

Направление сил  $F_m$  и  $F_k$  неизвестно. Оно может быть любым по отношению к силам в зацеплении. Поэтому реакции опор от сил  $F_m$  и  $F_k$  не совпадают с направлением реакций опор от сил в зацеплении зубчатой (червячной) передачи, и их определяют отдельно.

**Пример 14.3.** По данным примера 14.2 проверить на сопротивление усталости ведомый вал редуктора общего назначения.

Решение. 1. Консольная сила, приложенная к выходному концу вала, по формуле (14.3)

$$F_k = 125\sqrt{M_2} = 125\sqrt{235} = 1916 \text{ Н.}$$

2. По конструкции вала (см. рис. 14.6, а) разрабатываем расчетную схему (рис. 14.8, а). Для редуктора общего назначения примерная длина выходного конца вала  $l'_2 = (1,5 \dots 2,0)d_{2n} = (1,5 \dots 2,0)36 = 54 \dots 72$  мм. По табл. 1.1 принимаем  $l'_2 = 67$  мм. За точку приложения консольной силы  $F_k$  принимаем середину посадочной части выходного конца вала  $l'_2$  и по схеме определяем расстояние  $l_k = 81$  мм от точки приложения силы  $F_k$  до опоры В.

3. Реакции опор от силы  $F_{12}$  и эпюра изгибающих моментов  $M_r$  (рис. 14.8, б).

4. Реакции опор от сил  $F_{r2}$  и  $F_{a2}$  и эпюра изгибающих моментов  $M_B$  (рис. 14.8, в).

5. Реакции опор от консольной силы  $F_k$  и эпюра изгибающего момента  $M_{Fk}$  от силы  $F_k$  (рис. 14.8, г).

6. Строим эпюру крутящих моментов. Передача вращательного момента происходит вдоль оси вала от середины ступицы колеса до середины посадочной поверхности выходного конца вала  $l'_2$  (рис. 14.8, д):  $M_{k2} = M_2 = 235 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

7. В соответствии с эпюрами изгибающих  $M_r$ ,  $M_B$ ,  $M_{Fk}$  и крутящего моментов предположительно опасными сечениями вала, подлежащими проверке на сопротивление усталости, являются сечения I—I и II—II.

8. Суммарный изгибающий момент  $M_{нI}$  в сечении I—I. При определении  $M_{нI}$  принимают, что момент  $M_{FkI}$  от консольной силы  $F_k$  в худшем случае совпадает по направлению с суммарным моментом, найденным от действия сил в зацеплении зубчатой передачи:

$$M_{нI} = \sqrt{M_r^2 + M_B^2} + M_{FkI} = \sqrt{99,7^2 + 43,7^2} + 113 = 222 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{нII} = M_{FkII} = 155 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутящий момент в сечениях I—I и II—II  $M_{k2} = 235 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Аналогично определяют суммарные изгибающие моменты в предположительно опасных сечениях ведущего вала, нагруженного дополнительной радиальной силой муфты  $F_m$ .

Дальнейший порядок расчета валов на сопротивление усталости аналогичен изложенному (см. пример 14.2).

### § 14.3. РАСЧЕТ ОСЕЙ

**Проектировочный расчет.** Ось рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб. Поэтому проектировочный расчет осей на

статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов. По конструкции оси (см. рис. 14.1, а) составляют расчетную схему (см. рис. 14.1, б). Определяют реакции опор и строят эпюру изгибающего момента  $M_n$  (см. рис. 14.1, в). Устанавливают опасное сечение, для которого требуется диаметр оси определяют из условия прочности на изгиб  $w_{oc} \approx 0,1d^3 \geq M_n / [\sigma_n]$ , откуда

$$d \geq \sqrt[3]{M_n / (0,1[\sigma_n])}, \quad (14.5)$$

где  $M_n$  — максимальный изгибающий момент, Н·мм;  $[\sigma_n]$  — допускаемое напряжение изгиба, Н/мм<sup>2</sup>.

Выбор  $[\sigma_n]$ . В неподвижных осях напряжения изгиба изменяются по отнулевому циклу — самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. В этом случае для осей, изготовляемых из среднеуглеродистых сталей,  $[\sigma_n] = [\sigma_0]_n = 100 \dots 160 \text{ Н/мм}^2$ . Меньшие значения рекомендуются принимать при наличии концентраторов напряжений. Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, для них принимают  $[\sigma_n] = [\sigma_{-1}]_n = (0,5 \dots 0,6)[\sigma_0]_n$ . Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10% и округляют до ближайшего большего значения по табл. 1.1.

**Проверочный расчет.** Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость — частный случай расчета валов при крутящем моменте  $M_k = 0$ .

**Пример 14.4.** Определить диаметр неподвижной оси блока (см. рис. 14.1, а) грузоподъемностью  $F = 16 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

Решение. 1. Составляем расчетную схему, рассматривая ось как симметричную балку с шарнирными опорами, нагруженную сосредоточенной силой  $F$  (см. рис. 14.1, б).

2. Опорные реакции  $R_A = R_C = F/2 = 16 \cdot 10^3 / 2 = 8 \cdot 10^3 \text{ Н}$ .

3. Строим эпюру изгибающего момента  $M_n$ , приняв  $a = 300 \text{ мм}$  (см. рис. 14.1, в).

4. Материал оси — сталь Ст5, для которой  $[\sigma_n] = [\sigma_0]_n = 125 \text{ Н/мм}^2$ .

5. Требуемый диаметр оси по формуле (14.5)

$$d \geq \sqrt[3]{M_n / (0,1[\sigma_n])} = \sqrt[3]{2,4 \cdot 10^3 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 125)} = 57,7 \text{ мм.}$$

По стандарту табл. 1.1 принимаем  $d = 60 \text{ мм}$ .

## ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

## § 15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу (оси), и передают их на корпус машины. От качества подшипников в значительной степени зависит надежность машин. По виду трения они делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

В подшипниках скольжения поверхность цапфы вала (оси) скользит по поверхности подшипника. При этом возникает трение скольжения, которое приводит к повышенному износу и нагреву. Для уменьшения трения между поверхностями скольжения вводят смазку.

**Трение в подшипниках скольжения.** Потери на трение оцениваются коэффициентом трения  $f$ . На рис. 15.1 показана диаграмма изменения  $f$  в зависимости от характеристики режима работы подшипника  $\lambda = \mu\omega/p$ , где  $\mu$  — динамическая вязкость смазки;  $\omega$  — угловая скорость вала;  $p$  — среднее давление на опорную поверхность. Диаграмма имеет три характерных участка. Участок  $f_0-1$  характеризуется примерно постоянным коэффициентом трения, при этом поверхности трения касаются одна другой. На этом участке угловая скорость  $\omega$  очень мала и смазка отсутствует. При таких условиях работы подшипника трение называют *трением без смазки*; при очень

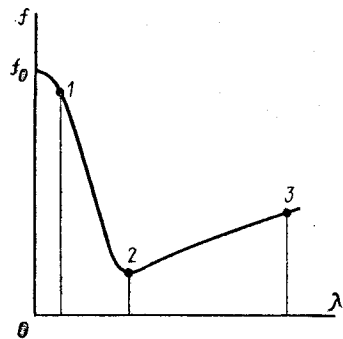


Рис. 15.1

тонком (до 0,1 мкм) масляном слое возникает *граничная смазка*.

Участок 1—2 характеризуется быстрым уменьшением коэффициента  $f$  вследствие увеличения скорости  $\omega$ ; граничная смазка переходит в полужидкостную, при которой выступы неровностей покрыты смазкой, но еще не перекрыты с избытком. Участок 2—3 — это

участок *жидкостной смазки*, при которой поверхности цапфы вала и подшипника полностью отделены одна от другой устойчивым масляным слоем и сопротивление вращению определяется только внутренними силами вязкой жидкости (см. § 15.6). В точке 2 коэффициент  $f$  и тепловыделение наименьшие, но нет запаса толщины слоя, поэтому оптимальные условия работы подшипника будут в зоне справа от точки 2.

**Достоинства:** сохраняют работоспособность при очень высоких угловых скоростях валов; смягчают толчки, удары и вибрации вследствие демпфирующего действия масляного слоя; обеспечивают установку валов с высокой точностью; дают возможность изготавливать разъемные конструкции; имеют минимальные радиальные размеры; допускают работу с загрязненной смазкой; обеспечивают бесшумность работы. **Недостатки:** сравнительно большие потери на трение и особенно при пуске; необходимость постоянного ухода вследствие высоких требований к смазке и опасности перегрева; большой расход смазки.

Применяют в высокоскоростных машинах (центрифуги, шлифовальные станки и др.), когда долговечность подшипников качения резко сокращается; для валов, например коленчатых, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники; при работе в химически агрессивных средах и воде, в которых подшипники качения неработоспособны; для валов, воспринимающих ударные и вибрационные нагрузки; при близко расположенных валах, когда требуются малые радиальные размеры подшипников; в тихоходных малоответственных механизмах и машинах.

## § 15.2. КОНСТРУКЦИИ И МАТЕРИАЛЫ

**Конструкции подшипников скольжения** весьма разнообразны. Во многом они зависят от конструкции машины, в которой устанавливается подшипник. Основные элементы подшипников корпус и вкладыш (втулка). Часто подшипник не имеет специального корпуса. При этом вкладыш размещают непосредственно в станине (рис. 15.2) или раме машины, например подшипники двигателей, станков, редукторов и т. п.

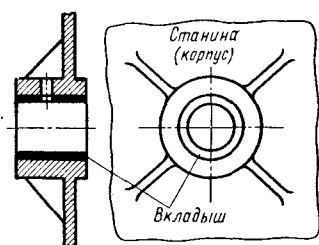


Рис. 15.2

Вкладыш 1 (рис. 15.3) обычно представляет собой втулку из антифрикционного материала, запрессованную в корпус. Они просты по конструкции и дешевы. Однако имеют крайне ограниченное распространение, так как не дают возможности компенсировать износ втулки. Применяют для опор тихоходных валов с небольшой нагрузкой (сельскохозяйственные машины, транспортеры и др.).

Разъемный корпус (рис. 15.4) состоит из основания 1 и крышки 4, соединенных винтами, шпильками или болтами. Для повышения точности установки крышки стык ее с корпусом выполняется с уступами. Имеет два вкладыша 2 и 3 (втулка, разрезанная по диаметру), которые устанавливают в корпус и в крышку и предохраняют от проворачивания штифтом 5. Разъем облегчает монтаж или даже является необходимым условием сборки, позволяющей регулировать зазор в подшипнике\*, либо ремонтировать подшипник путем повторных расточек вкладыша при износе. Корпуса подшипников могут быть выполнены либо заодно с какой-нибудь деталью машины—рамой, кожухом, шатуном, либо в виде отдельного изделия. Материалом для корпусов служит серый чугун, обладающий хорошими литейными свойствами. Преимущественное применение получили в общем и особенно в тяжелом машиностроении.

Встроенные подшипники (рис. 15.5) устанавливают непосредственно в корпусе машины. Такое устройство характерно для подшипников некоторых

\* Регулировку зазора в разъемных подшипниках производят радиальным смещением вкладышей либо подбором или шлифовкой прокладок, устанавливаемых в разьеме корпуса, либо шабрением плоскостей стыка вкладыша и корпуса.

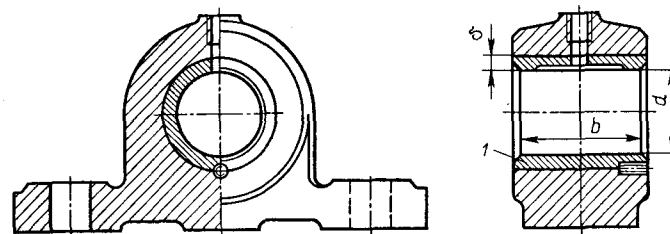


Рис. 15.3

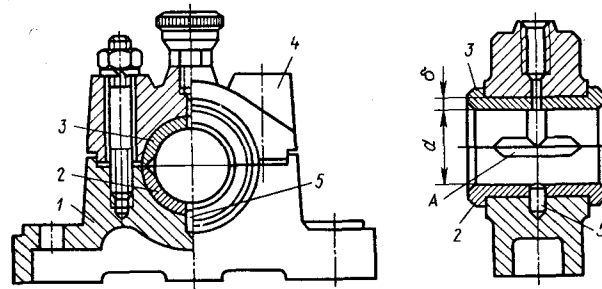


Рис. 15.4

редукторов, металлорежущих станков, электрических машин и др.

Подшипники с самоустанавливающимися вкладышами (рис. 15.6). Для компенсации непараллельности осей вала и расточки в корпусе, вызванных погрешностями и деформациями, неточностью монтажа при большой длине цапфы, используют вкладыши со сферическими выступами, самоустанавливающиеся благодаря сопряжению с корпусом по сферической поверхности, обеспечивая тем самым равномерное распределение нагрузки в подшипнике.

Подшипники скольжения используют для восприятия радиальных и осевых нагрузок, а иногда и для их сочетания. Опора для восприятия только осевой нагрузки называется *подпятником 1* (см. рис. 14.4, б)—это кольцо из чугуна, бронзы или другого антифрикционного материала с прорезанными по торцу смазочными канавками.

*Вкладыш*—основная деталь подшипника скольжения, непосредственно воспринимающая передаваемую цапфой нагрузку. Наиболее просты по

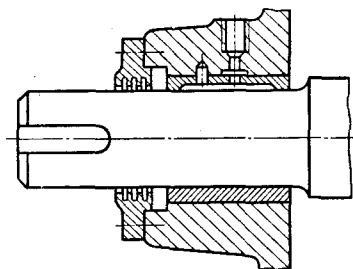


Рис. 15.5

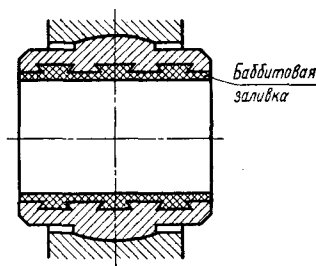


Рис. 15.6

конструкции неразъемные вкладыши 1 (см. рис. 15.3) — втулки, изготовленные из антифрикционного чугуна или бронзы. Толщина стенки вкладыша  $\delta = 3 \dots 5$  мм. Разъемные вкладыши (см. рис. 15.4) изготавливают из двух частей со стыком в плоскости разреза подшипника. Их выполняют без буртиков, с одним и с двумя буртиками (рис. 15.7). Толщина стенки вкладыша  $\delta = (0,08 \dots 0,10)d + 2,5$  мм, где  $d$  — диаметр цапфы вала, мм. Вкладыши без буртиков применяют при действии на подшипник только радиальной нагрузки. При наличии кроме радиальной также односторонней или двусторонней осевой нагрузки используют вкладыши с одним или двумя упорными буртиками. Два буртика вкладышей не только воспринимают осевую нагрузку, но и одновременно фиксируют вкладыши от осевых смещений относительно корпуса.

Для повышения сопротивления усталости, увеличения теплоотдачи подшипников, в особенности при переменных и ударных нагрузках, а также для уменьшения потерь на трение применяют биметаллические вкладыши (рис. 15.8), в которых на стальную, чугунную, в ответственных подшипниках на бронзовую основу нанесен (залит) тонкий слой антифрикционного материала — баббита, бронзы и др. Толщина слоя баббита

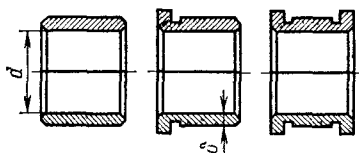


Рис. 15.7

должна быть возможно меньшей —  $\delta_c \approx 0,1 \dots 0,5$  мм, с увеличением  $\delta_c$  сопротивление усталости слоя баббита уменьшается

(например, баббитовый слой толщиной 0,5 мм обладает сопротивлением усталости в 10 раз большей, чем слой толщиной 2 мм). Прочность вкладышей обеспечивается более высокими механическими свойствами основы. В массовом производстве вкладыши штампуют из стальной ленты, на которую наносят антифрикционный слой.

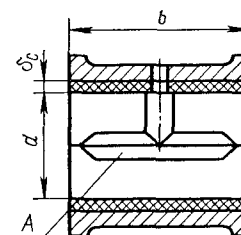


Рис. 15.8

**Материалы вкладышей.** Материал вкладышей должен обладать низким коэффициентом трения, отсутствием склонности к заеданию, высокой теплопроводностью и сопротивляемостью хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок, достаточно высокой износостойкостью. Изнашиваться должен вкладыш, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже вкладыша. Долговечность вкладыша увеличивается с увеличением твердости поверхности цапфы вала, поэтому последнюю, как правило, обрабатывают до высокой твердости.

Вкладыши изготавливают из следующих материалов.

Бронзы оловянные (БрО10Ф1, БрО6Ц6С3 и др.) обладают наилучшими антифрикционными свойствами. Алюминиево-железные (БрА9Ж3 и др.), свинцовые (БрС30) имеют достаточно высокие механические характеристики, но сравнительно плохо прирабатываются, вызывают повышенное изнашивание цапф, поэтому применяются в паре с закаленными цапфами. Свинцовую бронзу применяют для покрытия рабочих поверхностей вкладышей при значительных ударных и знакопеременных нагрузках, например подшипники коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания и т. п. Бронзы широко применяют в крупносерийном и массовом производстве.

Антифрикционные чугуны (АЧК-1, АЧВ-2 и др.) обладают хорошими антифрикционными свойствами благодаря включениям свободного графита, но прирабатываются хуже, чем бронзы. Применяют в тихоходных и умеренно нагруженных машинах.

Баббиты (Б16, Б6, БН и др.) \* — одни из лучших материалов для подшипников скольжения. Они хорошо прирабатываются, мало изнашивают вал, стойки против заедания, но дороги и по прочности уступают чугуну и бронзе. Баббитом заливают только рабочую поверхность вкладышей (см. выше). Применяют для ответственных подшипников при тяжелых и средних режимах работы (компрессоры и др.).

Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием при высоких температурах порошков бронзы или железа с добавкой графита, меди, олова или свинца. Большое преимущество таких вкладышей — высокая пористость, которая используется для насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазки. Применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода масла.

Пластмассовые вкладыши антегмит АТМ-2, фторопласт, текстолит, капрон, нейлон, древеснослойные пластики (ДСП) и другие имеют очень низкий коэффициент трения и высокую износостойкость (в 5...6 раз выше, чем у бронзы). Вкладыши из пластмасс хорошо прирабатываются, устойчивы против заедания. Применяют в подшипниках гидротурбин, насосах, химической промышленности, машинах, работающих в пыльной среде.

Резиновые вкладыши (слой резины — обкладку помещают внутри стальной втулки) применяют главным образом в подшипниках, работающих в воде.

Достоинства: высокая податливость, компенсирующая неточность изготовления, пониженная чувствительность к попаданию на рабочую поверхность вкладыша твердых частиц.

### § 15.3. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Работа подшипников скольжения сопровождается главным образом абразивным изнашиванием

\* Наилучшими антифрикционными свойствами обладают высокооловянистые баббиты Б89, Б83, однако из-за высокой стоимости и дефицитности в подшипниках скольжения имеют весьма ограниченное применение.

вкладышей \* и заеданием. В случае действия кратковременных перегрузок ударного характера вкладыши подшипников могут хрупко разрушаться. Хрупкому разрушению подвержены малопрочные антифрикционные материалы, такие, как баббиты и некоторые пластмассы. Усталостное выкрашивание поверхности вкладыша при действии переменных нагрузок (двигатели внутреннего сгорания и т. п.) наблюдается сравнительно редко.

**Абразивное изнашивание** вкладышей происходит вследствие попаданий со смазочным материалом на трущиеся поверхности абразивных частиц (пыли, грязи) и неизбежного трения при пуске и останове. Если износ превышает норму, вкладыш заменяют.

**Заедание** происходит при перегреве подшипника. Вследствие трения нагреваются цапфа, вкладыш и масло. С повышением температуры понижается смазочная способность масла \*\*, которая связана с прочностью тонкой масляной пленки на поверхностях трения. При повышении температуры в рабочей зоне подшипника до некоторого критического значения эта пленка разрушается. Возникает трение без смазки (металлический контакт), что влечет за собой дальнейшее повышение температуры и заедание (схватывание) поверхностей трения. Заедание приводит к выплавлению подшипника. Подшипник выходит из строя. Так как износ и заедание являются причинами выхода из строя подшипников, то *основными критериями работоспособности и расчета подшипников скольжения являются износостойкость и теплостойкость.*

### § 15.4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Расчет на износостойкость и теплостойкость выполняют как *проверочный*, когда известны диаметр  $d$  цапфы (шипа, шейки) (рис. 15.9), который определяют при проектировочном расчете вала, и ширина вкладыша  $b$ , которую назначают по рекомендации:  $b \approx (0,5...1,3)d$ .

\* Цапфы валов, как правило, подвергаются термической и химико-термической обработке до твердости 56...61 НRC, что практически не оказывает влияния на их изнашивание.

\*\* Смазочная способность характеризует свойство масла уменьшать трение и изнашивание при работе в условиях граничной и полужидкостной смазки.

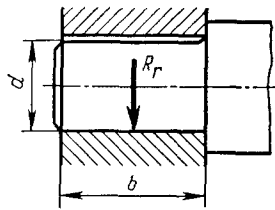


Рис. 15.9

При недостаточной смазке и малой угловой скорости вала подшипники скольжения работают при граничной смазке и без смазки (участок  $f_0 - 1$ , см. рис. 15.1). В этих режимах расчет подшипников выполняют условно по двум показателям: среднему давлению

$$p = R_r / (db) \leq [p]; \quad (15.1)$$

$$pv \leq [pv], \quad (15.2)$$

$p$  между цапфой и вкладышем и произведению  $pv$ . Расчет по  $p$  гарантирует невыдавливание смазки и представляет собой расчет на износостойкость. Расчет по  $pv$  гарантирует нормальный тепловой режим, т. е. отсутствие заедания, и представляет собой расчет на теплостойкость. Для ограничения износа и нагрева необходимо выполнить условия

где  $R_r$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $v$  — окружная скорость цапфы, м/с. Опытным путем установлены следующие допускаемые значения  $[p]$ , Н/мм<sup>2</sup> и  $[pv]$ , Н/мм<sup>2</sup>·м/с:

Материал вкладыша	$[p]$	$[pv]$
Антифрикционный чугун:		
АЧК-1 .....	0,5	2,5
АЧВ-2 .....	12	12
Бронза БрО6Ц6С3 .....	6	10
Бронза БрА9Ж3 .....	15	12
Баббит Б16 .....	15	10

Если при расчете условия (15.1) и (15.2) не выполняются, то надо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

**Пример 15.1.** Определить наибольшую радиальную нагрузку  $R_r$ , которую может воспринять вкладыш неразъемного подшипника скольжения (см. рис. 15.3), и проверить подшипник на отсутствие заедания. Материал вкладыша — БрА9Ж3, материал вала — улучшенная сталь 45. Диаметр цапфы  $d=46$  мм. Частота вращения вала  $n=350$  об/мин.

**Решение.** 1. Ширина вкладыша  $b=(0,5...1,3)d=(0,5...1,3)40=20...52$  мм. По табл. 1.1 принимаем  $b=45$  мм.

2. Для бронзы БрА9Ж3 принимаем  $[p]=15$  Н/мм<sup>2</sup>,  $[pv]=12$  Н/мм<sup>2</sup>·м/с.

3. Наибольшая радиальная нагрузка  $R_r$  по формуле (15.1)

$$R_r = db[p] = 40 \cdot 45 \cdot 15 = 27000 \text{ Н} = 27 \text{ кН}.$$

4. Окружная скорость цапфы вала

$$v = \pi dn / 60 = \pi 40 \cdot 10^{-3} \cdot 350 / 60 = 0,73 \text{ м/с}.$$

5. Проверяем подшипник на отсутствие заедания по формуле (15.2)

$$pv = 15 \cdot 0,73 = 11 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{м/с} < [pv], \text{ что допустимо.}$$

## § 15.5. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ. КПД

**Смазочные материалы.** Важнейшими свойствами смазочного материала, определяющими его смазывающую способность, являются вязкость и маслянистость.

Вязкость, или внутреннее трение жидкостей, — свойство сопротивляться сдвигу одного слоя жидкости по отношению к другому\*. Зависит от окружной скорости валов, м/с, и температуры нагрева масла, °С.

Маслянистость (смачиваемость, липкость) — способность смазочного материала к образованию и удержанию на поверхности трения трущихся деталей машин тонких пленок масла. Вязкость — индивидуальное качество данного масла, а маслянистость зависит от свойств не только масла, но и цапфы вала и вкладышей подшипников.

Смазочные материалы подразделяются на *жидкие*, *пластичные*, т. е. густые (мази), *твердые* и *газообразные*.

*Жидкие масла* — основной смазочный материал подшипников. Они равномерно распределяются по трущимся поверхностям, обладают малым внутренним трением, хорошо работают в значительном диапазоне температур, оказывают охлаждающее действие. Жидкие масла бывают минеральные и органические. *Минеральные масла* — продукты перегонки нефти (индустриальные масла различных марок и др.). Преимущественно применяют для подшипников. *Органические масла* — растительные (льняное, касторовое и др.) и животные (костный жир и др.) — обладают высокими смазывающими свойствами, но они дороги и находят применение лишь в специальных случаях.

\* В технических характеристиках масел указывают кинематическую вязкость  $\nu$  и в практике пользуются единицей ее величины, называемой сантистоксом (сСт), равным мм<sup>2</sup>/с — 1 сСт = 1 мм<sup>2</sup>/с. (Стокс (Ст) по имени английского ученого Стокса.)

*Пластичные смазочные материалы* (солидол, консталин и др.) изготавливают загущением жидких минеральных масел специальными загустителями. Применяют в подшипниках с небольшим тепловыделением и при отсутствии необходимости отвода теплоты с помощью масла. Они хорошо заполняют зазоры, герметизируя узел трения. Применяются в широком диапазоне температур и режимов эксплуатации. Особенность этих смазочных материалов — удерживаться на вертикальной плоскости, что имеет важное значение для смазки подшипников вертикальных валов.

*Вода* — применяется для смазывания подшипников с вкладышами из текстолита, ДСП и некоторых других пластмасс. При резиновых обкладках вкладышей допустима смазка только водой.

*Твердые смазочные материалы* (графит, тальк, слюда и др.). Применяют при высоких и низких температурах, в агрессивных средах, при глубоком вакууме, когда по условиям работы подшипников нельзя применить жидкие и пластичные материалы (текстильная, пищевая и другие области промышленности). Твердые смазочные материалы эффективны также и в обычных условиях в качестве добавки к жидким маслам для увеличения протвзадирной стойкости, которая достигается образованием прочной пленки на металлических поверхностях, защищающей их от схватывания.

*Газообразные смазочные материалы* (воздух, газ и др.) применяют в подшипниках быстроходных и малонагруженных валов (шпиндели шлифовальных станков, центрифуги и др.). Достоинство воздушной смазки — небольшие потери мощности в подшипниках на трение и теплообразование, так как вязкость воздуха очень низкая.

**Смазывание подшипников.** Смазывание подшипников скольжения предназначено для снижения потерь мощности на трение, предохранения от коррозии, уменьшения износа и увеличения отвода теплоты, образующейся при работе подшипника. Для нормальной работы подшипников исключительно важно создать надежную смазку, что обеспечивается рациональным выбором и подводом к подшипнику смазочного материала.

Смазочный материал подводится к подшипнику по ходу вращения цапфы (чаще всего сверху) в зазор

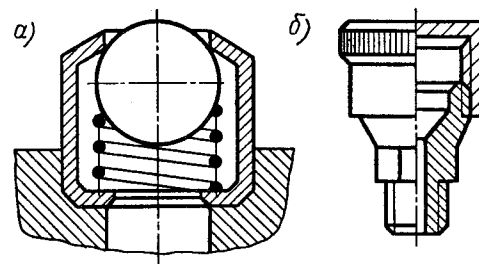


Рис. 15.10

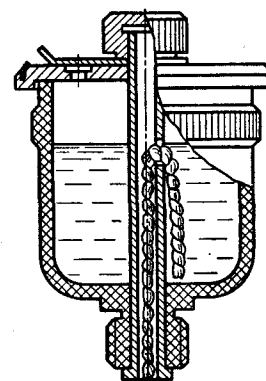


Рис. 15.11

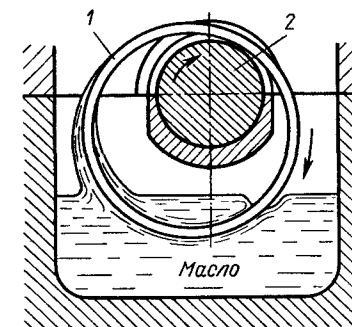


Рис. 15.12

ненагруженной зоны вкладыша (см. рис. 15.3). Распределение его по длине вкладыша осуществляется смазочными канавками (см. рис. 15.3 и 15.5). В местах стыка вкладышей на их внутренней поверхности делают неглубокие карманы-холодильники *A* (см. рис. 15.4 и 15.8), которые охлаждают смазочный материал, распределяют его по длине цапфы и собирают продукты изнашивания. Чтобы ограничить поток масла в направлении к торцам вкладыша, карманы не доводят до торцов.

Подшипники скольжения, расположенные в стенках корпусов, смазывают жидким маслом. Для подвода смазочного материала после запрессовки вкладыша сверлят отверстия (см. рис. 15.2, 15.3 и др.).

Виды смазывания весьма разнообразны. Периодическое смазывание, при котором жидкая смазка подается к поверхности трения через



пресс-масленку (рис. 15.10, а) под давлением с помощью шприца, а пластичная смазка — колпачковой масленкой (рис. 15.10, б), заполненной смазкой, которая выдавливается подвертыванием колпачка. Фитильное смазывание (рис. 15.11) обеспечивает *непрерывность* подачи жидкого смазочного материала к поверхности трения с помощью фитиля. Смазывание кольцом (рис. 15.12) — наиболее совершенный способ *непрерывного* смазывания подшипников. Осуществляется свободно висющим на цапфе кольцом 1. От силы трения между цапфой и кольцом последнее вращается, захватывая из ванны масло, и подает его на цапфу 2.

В машиностроении широко применяют циркуляционное смазывание, когда к трущимся частям непрерывно подводится свежее охлажденное и профильтрованное масло, а отработанное непрерывно отводится (см. рис. 11.10, в). Кроме указанных имеется много других видов смазывания, в том числе смазывание погружением поверхности трения в масляную ванну, смазывание разбрызгиванием и др.

**КПД.** Значения коэффициента полезного действия подшипников скольжения зависят от потерь на трение поверхностей скольжения. В условиях полужидкостной смазки КПД одной пары радиальных подшипников скольжения принимают  $\eta = 0,96 \dots 0,98$ .

## Глава 16

### ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

#### § 16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипник качения (рис. 16.1) — это готовый узел, который состоит из наружного 1 и внутреннего 3 колец с дорожками качения А, тел качения 2 (шариков или роликов) и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Внутреннее кольцо устанавливают на валу (оси), а наружное — в корпусе. Таким образом, цапфа вала и корпус разобщены телами качения. Это позволило заменить трение скольжения трением качения и существенно снизить коэффициент трения. Основные стандартные размеры подшипника:  $d$  и  $D$  — внутренний и наружный диаметры;  $B$  — ширина колец.

**Достоинства:** малые потери на трение, высокий КПД (до 0,995) и незначительный нагрев; высокие надежность и нагрузочная способность; малые габаритные размеры в осевом направлении; невысокая стоимость вследствие массового производства; высокая степень взаимозаменяемости,

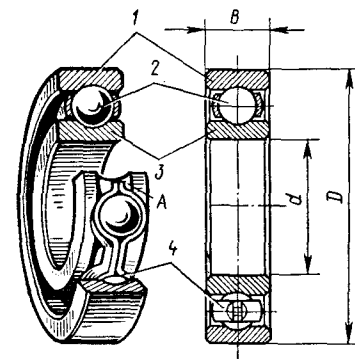


Рис. 16.1

что облегчает монтаж и ремонт машин; простота в эксплуатации и малый расход смазки. Недостатки: пониженная долговечность при ударных и вибрационных нагрузках вследствие большой жесткости подшипника; большое рассеивание долговечности из-за неодинаковых зазоров в собранном подшипнике, неоднородности материала и термической обработки деталей; ограниченная быстрота разрушения сепараторов от действия центробежных сил; ненадежность при работе в агрессивных средах (например, в воде); относительно большие радиальные размеры; неразъемность конструкции; шум при больших оборотах.

Применяют во всех отраслях машиностроения и приборостроения. Это самые массовые стандартизованные изделия. Их изготавливают на специализированных подшипниковых заводах с наружным диаметром 1,0...2600 мм и массой 0,5 г...3500 кг.

**Классификация.** По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники качения делятся на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.

По форме тел качения (рис. 16.2) — на шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с роликами цилиндрическими короткими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е), которые изготавливают навиванием из стальной полосы.

По числу рядов тел качения — на одно-, двух-, четырех- и многорядные.

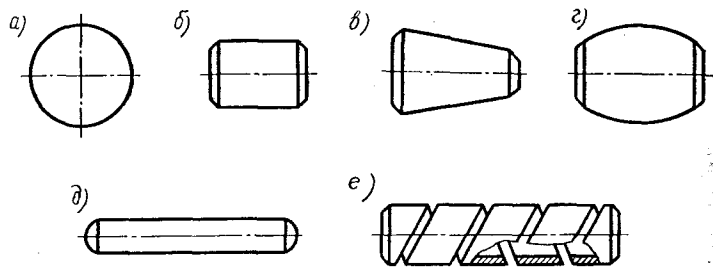


Рис. 16.2

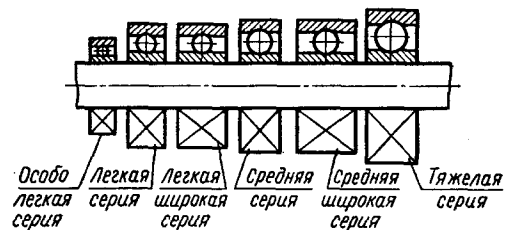


Рис. 16.3

По способности самоустанавливаться — на самоустанавливающиеся (сферические) и несамоустанавливающиеся.

В зависимости от нагрузочной способности и габаритных размеров при одном и том же внутреннем диаметре подшипники разделяют на серии: по радиальным размерам — сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые серии; по ширине — особо узкие, узкие, нормальные, широкие и особо широкие серии. Примерное соотношение между габаритами различных серий показано на рис. 16.3. Преимущественное распространение имеют подшипники легкой и средней серий нормальной ширины, как наиболее дешевые.

**Материалы.** Тела качения и кольца изготавливают из высокоуглеродистых хромистых подшипниковых сталей ШХ15, ШХ15СГ и других с термообработкой до твердости 61...66 HRC<sub>2</sub> и последующим шлифованием и полированием. Сепараторы чаще всего штампуют из низкоуглеродистой листовой стали. Для быстроходных подшипников (окружная скорость  $v > 10...15$  м/с) изготавливают массивные сепараторы из бронзы, латуни, текстолита, капрона и т. п.

## § 16.2. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Шариковые радиальные подшипники** (см. рис. 16.1) — наиболее простые и дешевые, предназначены для восприятия радиальной нагрузки, но, имея желобчатые дорожки качения, могут воспринимать и осевую нагрузку. Они обладают большой быстроходностью, фиксируют вал в двух направлениях и допускают небольшие перекосы колец (до 15'). Это самые распространенные подшипники в машиностроении. Их собирают путем эксцентричного смещения внутреннего кольца в наружном.

Шариковые радиальные сферические подшипники (рис. 16.4) предназначены в основном для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать и небольшую осевую нагрузку. Дорожка качения на наружном кольце выполнена по сфере, что обеспечивает нормальную работу (самоустановку) подшипника даже при значительном (до 2...3°) перекосе колец. Применяют для валов, подверженных значительным прогибам; при установке подшипников в разных корпусах и т. п.

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис. 16.5) воспринимают только радиальную нагрузку, допускают осевое взаимное смещение колец, требуют точной соосности посадочных мест, в противном случае ролики работают кромками и подшипники быстро разрушаются. Применяют для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных передач и др.). Грузоподъемность их составляет в среднем 1,7 грузоподъемности шариковых радиальных подшипников.

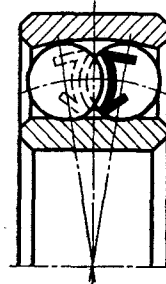


Рис. 16.4

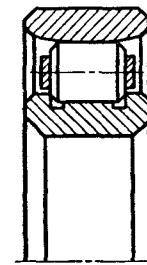


Рис. 16.5

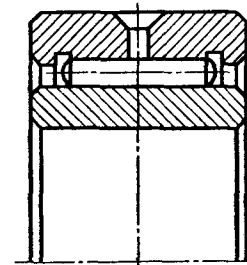


Рис. 16.6

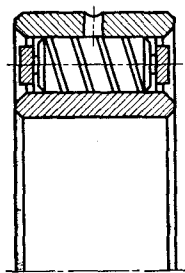


Рис. 16.7

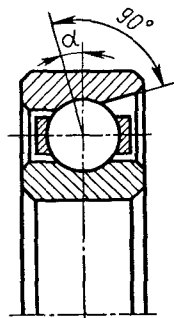


Рис. 16.8

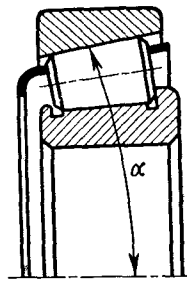


Рис. 16.9

Роликовые радиальные подшипники с игольчатыми роликами (рис. 16.6) обладают высокой радиальной грузоподъемностью при небольших радиальных габаритах. Осевую нагрузку не воспринимают. Весьма чувствительны к прогибам и несоосности посадочных мест. Их применяют в опорах, требующих компактности в радиальном направлении.

Для максимального уменьшения радиальных размеров опор при высокой грузоподъемности применяют подшипники без колец. Свободные иглы без сепаратора перекатываются соответственно по образцовым поверхностям вала и корпуса с твердостью дорожек качения более 61 HRC<sub>3</sub>.

Роликовые радиальные подшипники с витыми роликами (рис. 16.7) предназначены для восприятия радиальных нагрузок, в том числе и ударного характера, при небольших частотах вращения.

Шариковые радиально-упорные подшипники (рис. 16.8) способны воспринимать комбинированные радиально-осевые нагрузки. Осевая грузоподъемность их зависит от угла контакта  $\alpha$ . Стандартные подшипники имеют угол  $\alpha = 12^\circ$ ;  $26^\circ$  и  $36^\circ$ . С увеличением угла  $\alpha$  осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной, одновременно снижается и быстроходность подшипников. Подшипники воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении. Для восприятия осевых нагрузок в обоих направлениях их устанавливают парно. Применяют для жестких быстроходных валов.

Роликовые конические подшипники (рис. 16.9) предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых нагрузок

при средних и низких частотах вращения. Для восприятия двусторонних осевых нагрузок подшипники применяют в паре. Конструкция их разъемная. При монтаже и в процессе эксплуатации необходима тщательная регулировка осевых зазоров. Если зазор больше допустимого, то ролик перекашивается. При этом нарушается его линейный контакт с кольцами; возникает точечный контакт, что вызывает разрушение роликов. При малом зазоре подшипник перегревается, что приводит к зацеплению тел качения и выходу его из строя.

Роликовые конические, как и цилиндрические, подшипники плохо работают при перекосе цапф (разрушаются кромки роликов), поэтому требуют жестких валов. В настоящее время все большее применение находят роликоподшипники с выпуклой образующей роликов (бочкообразные ролики). Такая форма роликов позволяет снизить концентрацию напряжений на кромках и повысить долговечность подшипников в 2 раза и более.

Конические подшипники выпускают с углом конусности наружного кольца  $\alpha = 10...16^\circ$  и  $25...29^\circ$ . Последние используются главным образом для восприятия больших осевых нагрузок. Влияние угла конусности на осевую грузоподъемность и быстроходность подшипника аналогично влиянию угла контакта у шариковых радиально-упорных подшипников.

Шариковые упорные подшипники (рис. 16.10) воспринимают только осевые нагрузки; однорядные (а) — в одном направлении, двухрядные (б) — в двух направлениях. Допускают небольшие частоты вращения, так как под действием центробежных сил шарики стремятся выйти из беговых дорожек, при этом возрастают трение, нагрев и возможно даже заклинивание шариков.

### § 16.3. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Условные обозначения подшипников необходимы для их маркировки и соответствующих указаний в технической документации, чертежах, спецификациях, технической литературе. Условное обозначение (клеймо) состоит из ряда цифр и букв, нанесенных на торце одного из колец (на разъемных или

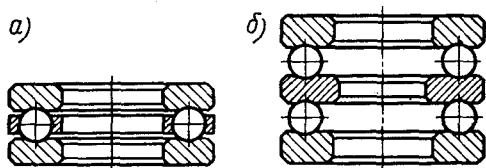


Рис. 16.10

разборных подшипниках — на обоих кольцах). Последние две цифры (крайние справа) условно обозначают внутренний диаметр  $d$  подшипника. Для определения истинного значения  $d$  в миллиметрах необходимо эти цифры умножить на 5. Так, например, подшипник с условным обозначением 50211 имеет  $d = 11 \times 5 = 55$  мм. Это правило справедливо для обозначений с последними цифрами 04...99, т. е. для подшипников с  $d = 20...495$  мм. Исключение составляют подшипники с  $d \leq 17$  мм. Для них первая и вторая цифры справа 00; 01; 02; 03 соответствуют диаметрам  $d = 10; 12; 15; 17$  мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника по диаметру: 1 — особо легкая; 2 — легкая; 3 — средняя; 4 — тяжелая; 5 — легкая широкая; 6 — средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника: 0\* — радиальный шариковый; 1 — радиальный шариковый сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый сферический; 4 — радиальный роликовый с длинными роликами или игольчатый; 5 — радиальный роликовый с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический; 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные отклонения подшипника (канавки на наружном кольце, защитные шайбы и т. п.) от основной конструкции. Например, 50211 — шарикоподшипник радиальный однорядный со стопорной канавкой на наружном кольце, условное обозначение того же подшипника основной конструкции — 211.

\* Если после 0 слева нет цифр, то 0 в условном обозначении подшипника не проставляется. Например, правильное обозначение 312, а не 0312.

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине. Цифры, стоящие через тире впереди цифр у основного обозначения подшипника, указывают его класс точности. СТ СЭВ 774—77 регламентирует пять классов точности (в порядке повышения точности): Р0, Р6, Р5, Р4, Р2. Допускается и цифровое обозначение классов точности подшипников: 0, 6, 5, 4, 2\*.

Буквы, проставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников (изменение металла, конструкции и др.). Например: Б — сепаратор из безоловянистой бронзы; Е — сепаратор из пластических материалов; Ш — специальные требования по шуму; Ю — все или часть деталей из коррозионно-стойкой стали.

Примеры условных обозначений: 6—305 — подшипник шариковый радиальный, внутренний диаметр  $d = 25$  мм (05 × 5), средней серии, класс точности 6; 4—7209 — подшипник роликовый конический, внутренний диаметр  $d = 45$  мм (09 × 5), легкой серии, класс точности 4; 5—2308Л — роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, внутренний диаметр  $d = 40$  мм (08 × 5), средней серии, класс точности 5, сепаратор из лагуни; 212 — подшипник шариковый радиальный, внутренний диаметр  $d = 60$  мм (12 × 5), легкой серии, нормального (нулевого) класса точности. Обычно 0 на подшипнике не указывается — это подшипники общего машиностроения. Подшипники более высоких классов точности применяют для опор валов, требующих повышенной точности вращения или работающих при особо высоких частотах вращения.

#### § 16.4. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Радиальная нагрузка  $R_r$ , действующая на подшипник, нагружает тела качения неравномерно

\* От точности изготовления зависит работоспособность подшипника, но одновременно возрастает его стоимость:

Класс точности .....	0	6	5	4	2
Относительная стоимость (приближенно) .....	1	1,3	2	4	10

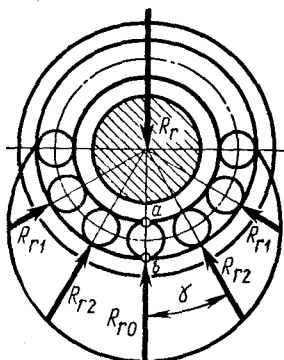


Рис. 16.11

которые измеряются по отнулевому циклу. Нетрудно заметить, что при равной нагрузке  $R_{r0}$  напряжения в точке  $a$  внутреннего кольца больше, чем в точке  $b$  наружного кольца, так как в точке  $a$  шарик соприкасается с выпуклой поверхностью (меньше площадь контакта), а в точке  $b$  — с вогнутой (больше площадь контакта).

Для того чтобы уравнивать напряжения колец, необходимо, чтобы опасная точка  $a$  вращалась вместе с кольцом. Тогда при движении по верхней половине траектории она разгружается совершенно, а при движении по другой половине на нее действуют напряжения с переменной амплитудой. Таким образом, для повышения долговечности подшипников целесообразно иметь вращающееся внутреннее кольцо\* и неподвижное наружное кольцо. Чтобы улучшить условия работы точки  $b$ , рекомендуется обеспечить такую посадку наружного кольца, которая допускает небольшое проворачивание его в корпусе.

Радиальная нагрузка  $R_r$ , приложенная к радиально-упорным подшипникам, из-за наклона контактных линий вызывает появление осевых составляющих сил  $R_a$ , направленных от вершины конуса (рис. 16.12). Значение этих сил зависит от типа подшипника (шариковый, роликовый), углов наклона контактных линий, значений радиальных нагрузок, а также от того, как отрегулированы подшипники. Из рис. 16.12

\* Этот случай наиболее распространен на практике (вал вращается при неподвижном корпусе).

(рис. 16.11). Одна половина подшипника вообще не нагружена, а в другой нагрузка  $R_r$  распределяется между телами качения в зависимости от угла  $\gamma$ , радиального зазора в подшипнике и точности геометрической формы его деталей.

При работе подшипника в каждой точке контакта тел качения с внутренним и наружным кольцами возникают контактные напряжения, которые

видно, что значение должно быть таким, чтобы равнодействующая  $R$  была направлена по нормали к линии контакта, т. е.  $R_a = R_r \operatorname{tg} \alpha$ . Однако эта зависимость справедлива, если подшипники собраны с большим зазором. В этом случае всю нагрузку воспринимает только один шарик (или два) или ролик. Условия работы подшипников при больших зазорах крайне неблагоприятны (см. § 16.2). Обычно подшипники регулируют так, чтобы осевая игра при установившемся температурном режиме была близка к нулю (нормальный радиальный зазор). В этом случае при действии на подшипник радиальной силы под нагрузкой находится примерно половина тел качения и значение осевой составляющей силы  $R_a$  определяют по другим формулам: для конических роликоподшипников

$$R_a = 0,83 e R_r; \quad (16.1)$$

для шарикоподшипников радиально-упорных

$$R_a = e R_r, \quad (16.2)$$

где  $e$  — коэффициент, определяющий то минимальное значение осевой силы, при котором она начинает сказываться на долговечности подшипника (см. ниже).

Нагрузки  $R_r$  и  $R_a$  приложены в точке пересечения оси вала с нормалью к середине линии контакта наружного кольца и тела качения. Эта точка может быть определена графически или по расстоянию  $a$  от торца наружного кольца подшипника: для роликоподшипников конических

$$a = 0,5T + (d + D)e/6, \quad (16.3)$$

где  $T$  — монтажная высота роликоподшипников конических; для шарикоподшипников радиально-упорных

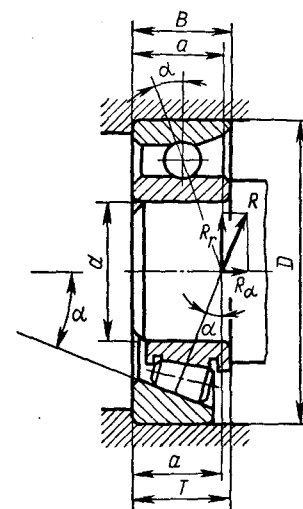


Рис. 16.12

$$a = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha]. \quad (16.4)$$

Значения  $T$ ,  $B$ ,  $d$ ,  $D$ ,  $e$  и  $\alpha$  приводятся в каталогах.

**Пример 16.1.** Определить расстояние  $a$  от торца наружного кольца роликоподшипника конического 7208 (см. рис. 14.6, а) до точки приложения радиальной реакции.

Решение. 1. Из каталога (ГОСТ 333—71) для подшипника 7208 выписываем:  $T=20$  мм;  $d=40$  мм;  $D=80$  мм;  $e=0,383$ .

2. Расстояние  $a$  по формуле (16.3)  
 $a = 0,5T + (d + D)e/6 = 0,5 \cdot 20 + (40 + 80) \cdot 0,383/6 = 18$  мм, что соответствует принятому значению  $a$  на рис. 14.6 (см. также пример 14.1, п. 4).

## § 16.5. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Пластические (остаточные) деформации.** Пластические деформации в виде вмятин (лунок) на дорожках качения колец, нарушающие работоспособность подшипника, наблюдаются в невращающихся и тихоходных подшипниках ( $n \leq 1$  об/мин) при действии на них больших статических или ударных нагрузок. Поэтому основным критерием работоспособности невращающихся и тихоходных подшипников является расчет на базовую статическую грузоподъемность по остаточным деформациям.

**Усталостное выкрашивание.** Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения колец подшипников в виде раковин или отслаивания (шелушения) происходит вследствие действия на них циклического контактного напряжения. Наблюдается у подшипников после длительной их работы в нормальных условиях при  $n \geq 10$  об/мин и сопровождается повышенным стуком и вибрациями. Поэтому основным критерием работоспособности подшипников, работающих в нормальных условиях при  $n \geq 10$  об/мин, является расчет на базовую долговечность по усталостному выкрашиванию.

**Абразивное изнашивание** наблюдается при недостаточной защите подшипников от пыли, грязи (абразивных частиц). Это основной вид разрушения подшипников автомобильных, тракторных, строительных, горных и многих подобных машин.

**Раскатывание колец и тел качения.** Этот вид разрушения связан с ударами и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызываю-

щим перекосы колец, заклинивание тел качения и т. п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

**Разрушение сепараторов.** Характерно для быстрходных подшипников. Оно дает значительный процент выхода из строя подшипников. Происходит от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения.

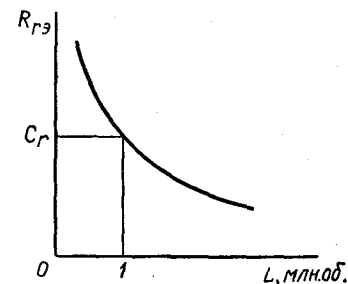


Рис. 16.13

## § 16.6. ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

На основании теоретических и экспериментальных исследований получена кривая усталости подшипников качения (рис. 16.13, кривая не имеет горизонтального участка). Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию является уравнение этой кривой

$$L_{10} = (C_r / R_s)^p, \quad (16.5)$$

где  $L_{10}$  — базовая долговечность в миллионах оборотов. Термином «базовая» названа долговечность подшипника, соответствующая 90%-ной надежности\*.

(Долговечность отдельного подшипника — число оборотов, которое одно из колец подшипника делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения);  $C_r$  — базовая динамическая грузоподъемность в кН — постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн. оборотов (рис. 16.13). Значения  $C_r$  устанавливаются на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводятся в каталогах (см. [21] или более ранние издания);  $R_s$  — эквивалентная динамическая нагрузка в кН — постоянная радиальная

\* Надежность отдельного подшипника — вероятность того, что он достигнет или превысит определенную долговечность.

нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки;  $p$  — показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников  $p=3$  (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников  $p=10/3=3,33$  (линейный контакт тел качения).

По формуле (16.5) определяют базовую долговечность  $L_{10}$  шариковых радиальных и радиально-упорных, роликовых радиальных с цилиндрическими роликами и роликовых конических, упорных шариковых и роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n}, \quad (16.6)$$

где  $n$  — частота вращения подшипника, об/мин.

В практике отечественного машиностроения недавно, по рекомендации ISO, вместо формулы (16.5) стали применять формулу

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r/R_s)^p, \quad (16.7)$$

где  $C_r$ ,  $R_s$  и  $p$  — см. формулу (16.5). При этом величину динамической грузоподъемности  $C_r$  подшипников принимают по каталогу [20] или более поздним изданиям;  $a_1$  — коэффициент надежности. При 90%-ной надежности  $a_1=1$ , при 95%-ной  $a_1=0,62$ , при 97%-ной  $a_1=0,44$ ;  $a_{23}$  — коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипников: шариковых, кроме сферических,  $a_{23}=0,7...0,8$ ; шариковых сферических, роликоподшипников с цилиндрическими роликами  $a_{23}=0,5...0,6$ ; роликовых конических  $a_{23}=0,6...0,7$ .

## § 16.7. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

При проектировании машин подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных. Методика подбора стандартных подшипников также стандартизована ГОСТ 18854—82 и 18855—82.

Различают подбор подшипников: по базовой статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций; по базовой динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания).

**Подбор подшипников по базовой статической грузоподъемности.** Невращающиеся подшипники и вращающиеся с частотой  $n \leq 1$  об/мин (например, домкраты, нажимные устройства и др.) подбирают по базовой статической грузоподъемности.

*Базовая статическая грузоподъемность* подшипника — статическая радиальная нагрузка, которая соответствует общей остаточной деформации шарика (ролика) и дорожки качения, равной 0,0001 диаметра шарика (ролика)\* в наиболее нагруженной зоне контакта. Такая остаточная деформация не оказывает заметного влияния на работу подшипника. Значения  $C_{0r}$  в кН приводятся в каталогах. Подробно см. [10, 13].

**Подбор подшипников по базовой динамической грузоподъемности  $C_r$ .** Выполняют при частоте вращения  $n > 10$  об/мин (при  $n=1...10$  об/мин принимают  $n=10$  об/мин). В основу подбора положены формулы (16.5), (16.7).

Работоспособность подшипника зависит от многих факторов, в том числе от отношения осевой нагрузки к радиальной, характера и частоты вращения колес, характера нагрузки и температуры. Влияние этих факторов на работоспособность учитывается тем, что подшипники подбирают не по действительным нагрузкам, а по эквивалентной динамической нагрузке  $R_s$ .

Для однорядных радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$R_s = (XV R_r + Y R_a) K_6 K_T; \quad (16.8)$$

для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$R_s = V R_r K_6 K_T; \quad (16.9)$$

для упорных шариковых и роликовых подшипников

\* Диаметр конического ролика — среднее значение диаметров в точках пересечения поверхности качения с большим и малым торцами конического ролика.

$$R_3 = R_a K_6 K_T, \quad (16.10)$$

Таблица 16.1

где  $R_r$  — радиальная нагрузка на подшипниках (суммарная радиальная опорная реакция), кН;  $R_a$  — осевая сила на подшипник, кН;  $V$  — коэффициент, учитывающий вращение колец; при вращении внутреннего кольца  $V=1,0$ , наружного —  $V=1,2$ ;  $K_6$  — коэффициент безопасности;  $K_6=1,0...1,2$  — металлорежущие станки (кроме строгальных и долбежных),  $K_6=1,3...1,5$  — редукторы всех конструкций,  $K_6=1,8...2,5$  — зубчатые передачи 9-й степени точности;  $K_T$  — температурный коэффициент: при температуре подшипника  $t \leq 100^\circ \text{C}$   $K_T=1$ , при  $t=125...200^\circ \text{C}$   $K_T=1,05...1,25$ ;  $X$  и  $Y$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 16.1).

Осевая сила  $R_a$  существенно влияет на долговечность подшипника (эквивалентную нагрузку). Это проявляется через коэффициент  $e = R_a / (VR_r)$ , обуславливающий выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$ . Вообще, для радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников коэффициент  $e$  определяет то минимальное значение силы  $R_a$ , при котором она начинает сказываться на долговечности подшипника, т. е. на значениях коэффициентов  $X$  и  $Y$ .

В самом деле, при действии на подшипник осевой силы  $R_a$  кольца подшипника смещаются из своего среднего положения относительно друг друга в осевом направлении. Происходит выборка радиального зазора, что до некоторого значения  $R_a / (VR_r) \leq e$  способствует более равномерному распределению нагрузки по телам качения. В этом случае осевая сила не оказывает влияния на значение эквивалентной нагрузки, т. е.  $X=1$  и  $Y=0$ . При увеличении  $R_a$ , т. е. при  $R_a / (VR_r) > e$ , ухудшаются условия работы контактирующих тел, увеличивается суммарная реакция, что снижает долговечность подшипников. Это учитывается коэффициентом  $e$ , который влияет на выбор значений коэффициентов  $X$  и  $Y$ . Кроме того, значения  $X$  и  $Y$  зависят от степени приспособленности конструкции подшипника к восприятию осевой силы (от типа подшипника). Значения коэффициента  $e$  даны в табл. 16.1\* и каталогах.

\* Более подробный порядок определения коэффициента  $e$  для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha=12^\circ$  см. [14, 15].

Шарикоподшипники радиальные однорядные				Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные				
$R_a / C_{02}$	$e$	$R_a / (VR_r) > e$		$\alpha^\circ$	$R_a / C_{0r}$	$e$	$R_a / (VR_r) > e$	
		$X$	$Y$				$X$	$Y$
0,014	0,19		2,30		0,014	0,30		1,81
0,028	0,22		1,99		0,029	0,34		1,62
0,056	0,26		1,71		0,057	0,37		1,46
0,084	0,28		1,55		0,086	0,41		1,34
0,11	0,30	0,56	1,45	12	0,11	0,45	0,45	1,22
0,17	0,34		1,31		0,17	0,48		1,13
0,28	0,38		1,15		0,29	0,52		1,04
0,42	0,42		1,04		0,43	0,54		1,01
0,56	0,44		1,00		0,57	0,54		1,00
Роликоподшипники конические однорядные				26	—	0,68	0,41	0,87
				36	—	0,95	0,37	0,66
—	Каталог или $1,5tg\alpha$	0,4	Каталог или $0,4ctg\alpha$					

Примечание. При  $R_a / (VR_r) \leq e$  принимают  $X=1$  и  $Y=0$ .

Таблица 16.2

Соотношение сил	Результирующая осевая нагрузка
$R_{\alpha 1} \geq R_{\alpha 2}; F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{\alpha 1}$
$R_{\alpha} < R_{\alpha 2}; F_a \geq R_{\alpha 2} - R_{\alpha 1}$	$R_{a2} = R_{\alpha 1} + F_a$
$R_{\alpha 1} < R_{\alpha 2}$	$R_{a1} = R_{\alpha 2} - F_a$
$F_a < R_{\alpha 2} - R_{\alpha 1}$	$R_{a2} = R_{\alpha 2}$

Примечание. Цифрой 2 обозначен подшипник, который воспринимает осевую силу в зацеплении.

Для радиальных шарикоподшипников осевая сила  $R_a$  равна внешней осевой силе, т. е.  $R_a = F_a$ , где  $F_a$  — осевая сила в зацеплении зубчатой передачи. Для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников  $R_a$  — это результирующая осевая нагрузка на каждый подшипник, которую определяют с учетом



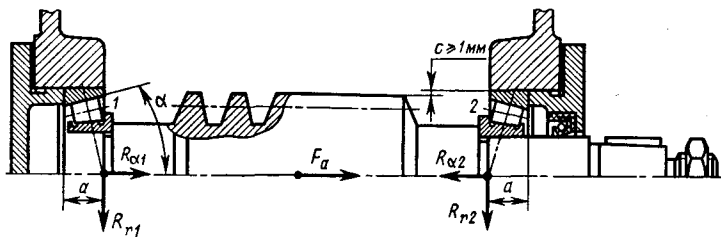


Рис. 16.14

действия внешних сил  $F_a$ , осевых составляющих от радиальной нагрузки  $R_a$  и расположения подшипников относительно внешних сил.

Если, например, вал червяка (рис. 16.14) установлен на конических роликоподшипниках, то результирующие осевые нагрузки каждого подшипника  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  определяют с учетом действия осевой силы червяка  $F_a$  и осевых составляющих сил  $R_{a1}$  и  $R_{a2}$  от радиальных нагрузок  $R_{r1}$  и  $R_{r2}$  на каждый подшипник. Результирующие осевые нагрузки определяют по формулам (табл. 16.2), полученным при условии отсутствия предварительного натяга и осевой «игры».

**Выбор типа подшипника.** Для опор валов цилиндрических колес редукторов предпочтение следует отдавать *радиальным однорядным шарикоподшипникам*, как наиболее дешевым и простым в эксплуатации. Их успешно применяют в качестве опор валов в механизмах, где осевая нагрузка составляет менее 35% от суммарной радиальной ( $F_a/(VR_r) \leq 0,35$ ). Если отношение  $F_a/(VR_r) > 0,35$ , то рекомендуются применять другие типы подшипников (например, шарикоподшипники радиально-упорные), но выбор их должен быть обоснован. Первоначально принимают подшипники легкой серии. Если же базовая долговечность окажется недостаточной, то принимают подшипники средней серии.

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении. Шариковые радиальные подшипники обладают малой осевой жесткостью (точечный контакт). Поэтому в силовых передачах для опор валов конических (см. рис. 14.7) и червячных колес применяют роликовые конические подшипники, выбор которых начинают из легкой серии. Роликовые конические подшипники также широко применяют в случае требований

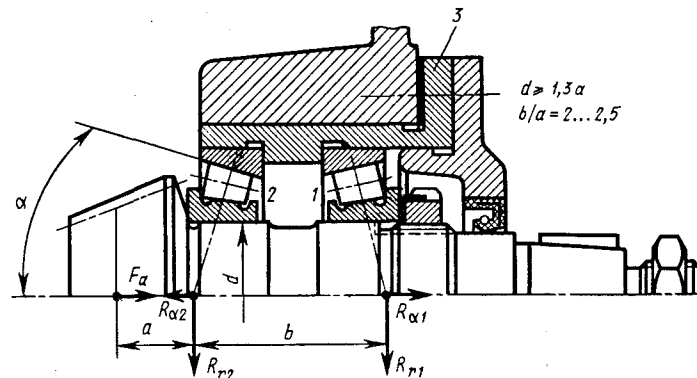


Рис. 16.15

раздельного монтажа и демонтажа колец (подшипники имеют съемные наружные кольца), при больших динамических нагрузках или необходимости обеспечения высокой жесткости опор, например для вала конической шестерни. В этом случае подшипники рекомендуется устанавливать по схеме вращающуюся (рис. 16.15), при которой упругие деформации вала и радиальные нагрузки  $R_{r1}$  и  $R_{r2}$  на подшипники наименьшие.

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют в основном роликовые конические подшипники, установленные по схеме вращающуюся (см. рис. 16.14). При длительной непрерывной работе червячной передачи, с целью снижения тепловыделений, в качестве опор вала червяка применяют шариковые радиально-упорные подшипники типов 46 000 и 66 000.

В передачах с шевронными колесами осевые силы отсутствуют. Однако из-за неточности сборки и неизбежного углового расположения зуба одного полушеврона относительно другого в зацепление могут входить зубья только одного полушеврона. Возникающая в этом полушевроне при работе передачи осевая сила стремится сместить колесо вместе с валом вдоль его оси. Чтобы такое смещение могло осуществляться, обе опоры одного из валов делают плавающими. Тогда осевая сила переместит вал в такое положение, в котором в зацепление войдут зубья обоих полушевронов, а осевые силы, возникающие

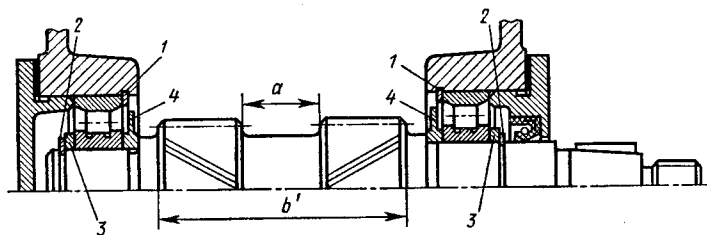


Рис. 16.16

в них, уравновесятся. Плавающим\* обычно делают ведущий вал, имеющий меньшую массу, а ведомый вал фиксируют относительно корпуса в осевом направлении. В этом случае происходит самоустановка ведущего вала по колесу ведомого вала. Для опор валов-шестерен шевронных передач применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце (рис. 16.16).

Требуемая долговечность подшипников  $L_h$  определяется сроком службы машины между капитальными ремонтами. В общем машиностроении принимают  $L_h = 3000 \dots 50\,000$  ч и более.

ГОСТ 16162—85 устанавливает базовую долговечность подшипников:  $L_{10h} = 10\,000$  ч для зубчатых редукторов (цилиндрических, конических и др.);  $L_{10h} = 5000$  ч для червячных редукторов. Желательно, чтобы долговечность подшипников  $L_h$  была равна стандартному сроку службы редукторов: зубчатых —  $40\,000$  ч и червячных —  $20\,000$  ч. Если по расчету долговечность подшипника  $L_h$  получилась меньше базовой  $L_{10h}$ , то принимают другой типоразмер подшипника и повторяют расчет.

**Пример 16.2.** Подобрать подшипники для ведомого вала цилиндрического редуктора (рис. 16.17) по данным решения примера 9.2:  $F_{t2} = 5286$  Н;  $F_{r2} = 1964$  Н;  $F_{a2} = 1072$  Н;  $d_2 = 198,98$  мм. Частота вращения вала  $n_2 = 120$  об/мин. Диаметр цапф  $d_{2n} = 50$  мм. Расстояние  $l = 70$  мм. Температура подшипника  $t < 100^\circ$  С. Требуемая долговечность подшипника  $L_h = 10\,000$  ч при 90%-ной надежности. Условия работы подшипников обычные.

Решение. 1. Рассмотрим реакции опор в горизонтальной плоскости от силы  $F_{t2}$ . Вследствие симметрии конструкции  $R_{1r} = R_{2r} = F_{t2}/2 = 5286/2 = 2643$  Н.

\* Плавающими называют валы, обе опоры которых плавающие, т. е. не препятствуют осевому перемещению вала в любом осевом направлении.

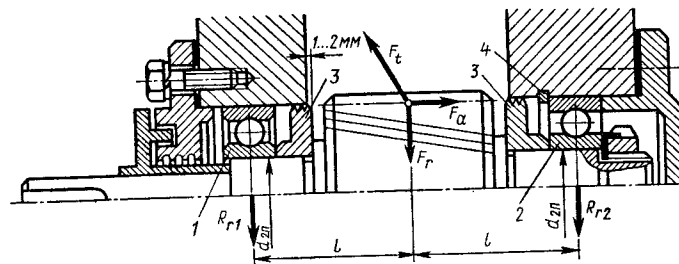


Рис. 16.17

2. Реакции опор в вертикальной плоскости от сил  $F_{r2}$  и  $F_{a2}$  определяем методом сопротивления материалов:  $R_{1a} = 221$  Н;  $R_{2a} = 1743$  Н.

3. Суммарные радиальные опорные реакции:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{1r}^2 + R_{1a}^2} = \sqrt{2643^2 + 221^2} = 2652 \text{ Н};$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{2r}^2 + R_{2a}^2} = \sqrt{2643^2 + 1743^2} = 3166 \text{ Н}.$$

4. Выбор типа подшипника. Для опор валов цилиндрических колес при отсутствии осевой силы принимаем радиальные однорядные шарикоподшипники. При наличии осевой силы необходимо проверить пригодность этих типов подшипников для опор валов. Осевая нагрузка  $F_{a2}$  действует на опору 2. Поэтому для этой опоры определяем отношение  $F_{a2}/(VR_{r2}) = 1072/(1 \cdot 3166) = 0,34 < 0,35$ . В этом случае принимаем радиальные однорядные шарикоподшипники (см. § 16.7).

5. Проверяем возможность установки подшипника особо легкой серии 110, для которого из каталога выписываем:  $C_{or} = 13,2$  кН — базовая статическая грузоподъемность;  $C_r = 21,6$  кН — базовая динамическая грузоподъемность.

6. В соответствии с условиями работы подшипника принимаем коэффициенты:  $V = 1$ ;  $K_6 = 1,4$ ;  $K_T = 1$  (см. § 16.7). Для радиальных шарикоподшипников  $R_a = F_a$ , поэтому для определения коэффициентов  $X$  и  $Y$  находим отношение  $R_a/C_{or} = 1,072/13,2 = 0,081$  и по табл. 16.1 принимаем  $e = 0,28$ .

Так как отношение  $R_a/(VR_{r2}) = 0,34 > e = 0,28$ , то из той же таблицы имеем  $X = 0,56$  и  $Y = 1,55$ . Принимаем:  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 0,7$  (см. § 16.6).

7. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника 2 по формуле (16.8)

$$R_{s2} = (XVR_{r2} + YR_a)K_6K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 3166 + 1,55 \cdot 1072)1,4 \cdot 1 = 3400 \text{ Н} = 3,4 \text{ кН}.$$

8. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника 1 по формуле (16.9)

$$R_{s1} = VR_{r1}K_6K_T = 1 \cdot 2652 \cdot 1,4 \cdot 1 = 3,71 \text{ кН}.$$

9. Базовая долговечность более нагруженного подшипника 2 по формуле (16.7)

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r / R_{s2})^p = 1 \cdot 0,7 (21,6/3,4)^3 = 178 \text{ млн.об.}$$

10. Базовая долговечность подшипника 2 по формуле (16.6)

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 n_2} = \frac{10^6 \cdot 178}{60 \cdot 120} = 24 \text{ 000 ч, что больше требуемой долговечности } L_h = 10 \text{ 000 ч.}$$

**Пример 16.3.** Подобрать роликовые конические подшипники для вала колеса конического редуктора (см. рис. 14.6) по значению реакций, полученных при решении примера 14.2:  $R_{Br} = 1822 \text{ Н}$ ;  $R_{Dr} = 1972 \text{ Н}$ ;  $R_{Bв} = 2046 \text{ Н}$ ;  $R_{Dв} = 430 \text{ Н}$ . Осевая сила  $F_{a2} = 1030 \text{ Н}$  (см. пример 9.4). Диаметр цапф  $a_{2н} = 40 \text{ мм}$ . Частота вращения вала  $n_2 = 516 \text{ об/мин}$ . Температура подшипника  $t < 100^\circ \text{С}$ . Требуемая долговечность  $L_h = 10 \text{ 000 ч}$  при 90%-ной надежности. Условия работы подшипника обычные.

Решение. 1. Суммарные радиальные опорные реакции:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{Br}^2 + R_{Bв}^2} = \sqrt{1822^2 + 2046^2} = 2739 \text{ Н};$$

$$R_{rD} = \sqrt{R_{Dr}^2 + R_{Dв}^2} = \sqrt{1972^2 + 430^2} = 2018 \text{ Н.}$$

2. Проверим возможность установки подшипника легкой серии 7208, для которого из каталога выписываем:  $C_r = 46,5 \text{ кН}$ ;  $Y = 1,56$ ;  $e = 0,38$ .

3. Осевые составляющие радиальных реакций по формуле (16.1):

$$R_{a1} = R_{aD} = 0,83 \cdot e R_{rD} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 2018 = 636 \text{ Н};$$

$$R_{a2} = R_{aB} = 0,83 \cdot e R_{rB} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 2739 = 864 \text{ Н.}$$

4. Результирующая осевая нагрузка подшипников  $R_a$  (см. табл. 16.2). В нашем случае  $R_{a1} < R_{a2}$ ;  $F_{a2} > R_{a2} - R_{a1} = 844 - 636 = 228 \text{ Н}$ , тогда  $R_{a1} = R_{a1} = 636 \text{ Н}$ ,  $R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 636 + 1030 = 1666 \text{ Н}$ .

5. Рассмотрим подшипник B(2).

Отношение  $R_{a2} / (V R_{rB}) = 1666 / (1 \cdot 2739) = 0,61 > e = 0,38$ , поэтому следует учитывать результирующую осевую нагрузку, при этом коэффициент  $X = 0,4$  (см. табл. 16.1). Расчетные коэффициенты:  $V = K_1 = 1$ ;  $K_6 = 1,4$ ;  $a_1 = 1$ ;  $a_{23} = 0,6$  (см. § 16.6, 16.7).

6. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника B(2) по формуле (16.8)

$$R_{sB} = (X V R_{rB} + Y R_{a2}) K_6 K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2739 + 1,56 \cdot 1666) \times 1,4 \cdot 1 = 5,17 \text{ кН.}$$

7. Рассмотрим подшипник D(1).

Отношение  $R_{a1} / (V R_{rD}) = 636 / (1 \cdot 2018) = 0,31 < e = 0,38$ , поэтому при расчете эквивалентной динамической нагрузки результирующую осевую нагрузку  $R_{a1}$  не учитывают, т. е. принимают  $X = 1$ ,  $Y = 0$ .

8. Эквивалентная динамическая нагрузка подшипника D(1) по формуле (16.9)

$$R_{sD} = V R_{rD} K_6 K_T = 1 \cdot 2018 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2,83 \text{ кН.}$$

9. Базовая долговечность более нагруженного подшипника B(2) по формуле (16.5)

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r / R_{sB})^p = 1 \cdot 0,6 (46,5/5,17)^{3,33} = 1036 \text{ млн.об.}$$

10. Базовая долговечность подшипника B(2) по формуле (16.6)

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60 n_2} = \frac{10^6 \cdot 1036}{60 \cdot 516} = 34 \text{ 000 ч, что больше требуемой долговечности } L_h = 10 \text{ 000 ч.}$$

## § 16.8. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУИРОВАНИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

*Долговечность подшипников качения зависит не только от правильного их подбора, но и от правильной сборки и установки подшипников на валах и в корпусе и от рациональной конструкции подшипникового узла.*

Подшипниковые узлы кроме подшипников включают в себя корпус с крышками, устройства для крепления колец подшипников, защитные, уплотнительные устройства и др. Они фиксируют вал в радиальном и осевом направлении, предохраняют тела качения от заземления, обеспечивают возможность регулировки зубчатых зацеплений и зазоров в самих подшипниках как при монтаже, так и в процессе эксплуатации, обеспечивают удержание смазочного материала, предохраняют подшипник от пыли и влаги.

Гнезда корпуса для установки наружных колец подшипников должны быть *достаточно жесткими*, так как деформация посадочных поверхностей\* может привести к заклиниванию тел качения и разрушению подшипника. Подобное же заклинивание может произойти и в том случае, когда не соблюдены условия соосности посадочных мест корпусов и осей цапф вала.

Подшипниковые узлы должны обеспечивать необходимую осевую фиксацию вала в корпусе, которая выполняется одной или двумя опорами. При фиксации вала *одной опорой* (см. рис. 16.17) один из подшипников (на рисунке правый) крепят на валу и в корпусе (фиксирующая опора). Наружное кольцо другого подшипника в корпусе не закреплено и поэтому имеет свободное осевое перемещение («плавающая» опора). Благодаря этому происходит

\* По этой же причине недопустима установка прокладок из любого материала в полость разъема крышки и корпуса редуктора.

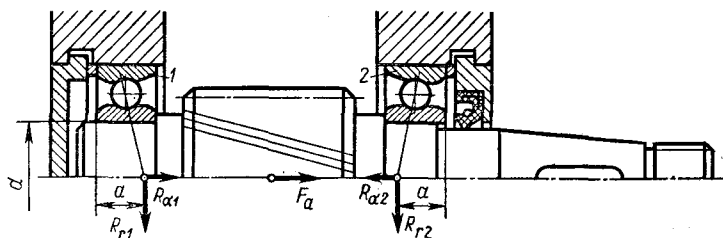


Рис. 16.18

компенсация температурных удлинений вала и возможность ошибок монтажа, что устраняет опасность защемления тел качения. Фиксацию вала одной опорой широко применяют для валов цилиндрических зубчатых передач.

При фиксации вала двумя опорами подшипники устанавливают враспор (см. рис. 16.14 и 16.18) или в растяжку (см. рис. 16.15). Внутренние кольца подшипников упираются в буртики вала или в торцы других деталей, установленных на валу, а наружные — в торцы крышек или других деталей, закрепленных в корпусе. Один подшипник предотвращает осевое смещение вала в одном направлении, а другой — в противоположном. Фиксация вала двумя опорами предусматривает возможность осевой регулировки подшипников и исключает вероятность защемления вала в опорах при температурных деформациях подшипников и вала. Для шариковых радиальных подшипников во избежание защемления тел качения предусматривают осевой зазор 0,2...0,3 мм между крышкой и наружным кольцом подшипника для компенсации теплового расширения, а для радиально-упорных шарико- и роликоподшипников предусматривают осевую регулировку.

Пример конструкции ведущего вала одноступенчатого редуктора с шевронными зубчатыми колесами показан на рис. 16.16; вал плавающий. Осевое положение плавающего вала определяют наклоненные в разные стороны зубья полушевроннов, которые при работе передачи и осуществляют осевую фиксацию вала.

Наружное кольцо подшипника поджимают торцом привернутой крышки к кольцу 1, которое может быть сплошным или пружинным. В плавающей опоре рекомендуется закреплять внутреннее кольцо

подшипника с двух сторон, чтобы предотвратить его случайный сход с вала. Для компенсации неизбежной неточности изготовления деталей по длине между наружным кольцом 2 и торцом внутреннего кольца подшипника обязательно устанавливают компенсирующее кольцо 3, толщина которого подбирается при сборке.

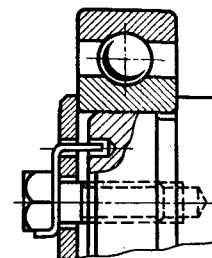


Рис. 16.19

Способ крепления колец подшипника на валу и в корпусе зависит от значения и направления осевой нагрузки, частоты вращения, типа подшипника, условий монтажа (демонтажа) и т. п. Внутренние кольца крепят посадкой с натягом (подшипник предварительно нагревают до 80...90° С в горячем минеральном масле или электроиндукционной установкой); буртиками на валу (см. рис. 16.14); деталями, установленными на валу (см. рис. 16.17); гайкой со стопорной шайбой (см. рис. 16.15); концевыми шайбами (рис. 16.19) и др. Наружные кольца крепят буртиками в корпусе или стакане \* 3 (см. рис. 16.15); упорным пружинным кольцом 4 и привернутой крышкой (см. рис. 16.17), закладными крышками и кольцами при разъемных корпусах по оси валов (см. рис. 16.18). Более подробно см. [9].

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты их от попадания извне пыли и влаги. Наибольшее распространение в машиностроении получили следующие уплотнения.

Манжетные уплотнения (см. рис. 16.14; 16.15 и др.) широко применяют при смазывании подшипников жидким и пластичным смазочным материалом при окружных скоростях вала до 10 м/с. Они обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами. Поверхность вала под уплотнениями должна быть закалена до твердости 41 HRC, с шероховатостью  $R_a \approx 0,32$  мкм. Для извлечения манжет в крышках

\* С помощью осевого перемещения стакана производят регулировку зубчатого зацепления конической передачи.

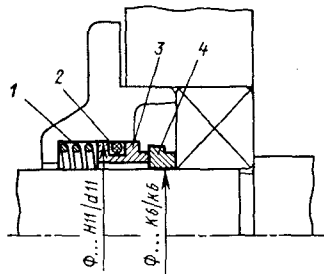


Рис. 16.20

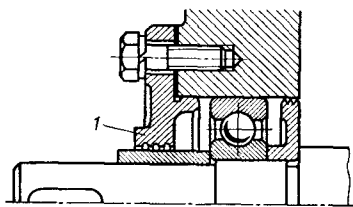


Рис. 16.21

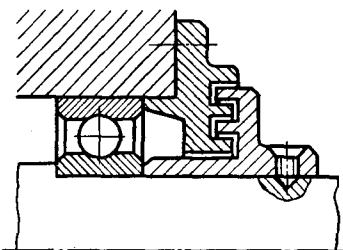


Рис. 16.22

делают два-три отверстия. Срок службы манжет от 3000 до 5000 ч.

Торцевые уплотнения. При смазывании подшипников жидкой смазкой в последнее время получили распространение уплотнения по торцевым поверхностям (рис. 16.20). Уплотнение состоит из уплотнительных колец 3 (антифрикционный материал), 4 (закаленная сталь) и пружины 1. Кольцо 3 снабжают так называемым статическим уплотнением 2 (резиновое кольцо круглого сечения). Ширину поверхности трения колец 3 принимают в зависимости от диаметра вала, обычно 3...5 мм. Шероховатость поверхности  $R_a \leq 0,16$  мкм. Давление на уплотняющей поверхности создается пружиной.

Щелевые уплотнения 1 (см. рис. 14.7, 16.21 и 16.23) применяют для подшипниковых узлов, работающих в чистой среде при окружной скорости вала до 5 м/с и при пластичном смазочном материале. Зазор щелевых уплотнений заполняют также пластичным материалом, который защищает подшипник от пыли и влаги.

Лабиринтовые уплотнения (рис. 16.22) применяют при любых скоростях и смазочных материалах. Большое распространение получили лабиринтовые уплотнения, в которых уплотняющий эффект создается чередованием весьма малых радиальных и осевых зазоров, которые заполняются пластичным смазочным материалом

независимо от вида смазочного материала подшипника.

Комбинированные уплотнения, например лабиринто-щелевые (см. рис. 16.17) и др., применяют в ответственных конструкциях для повышения уплотняющего эффекта.

## § 16.9. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ. КПД

Смазка подшипников качения предназначена для уменьшения потерь мощности на трение, демпфирования колебаний нагрузки, снижения износа и коррозии контактирующих поверхностей, уменьшения шума и лучшего отвода теплоты, заполнения зазоров в уплотнениях, обеспечивая этим герметичность подшипникового узла. Применяют жидкие (минеральные масла и др.) и пластичные (солидолы, консталины и др.) смазочные материалы.

На практике стремятся смазывать подшипники тем же маслом, которым смазывают детали передач. При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла. При окружной скорости колес  $v > 1$  м/с брызгами масла покрываются все детали передачи и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, с валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Минимальный уровень масляной ванны ограничивают центром нижнего тела качения подшипника. В ряде случаев для обеспечения надежного смазывания зацепления шестерню или червяк и подшипник быстроходного вала погружают в масло. В этом случае во избежание попадания в подшипник продуктов износа зубчатых и червячных колес, а также излишнего полива маслом подшипники защищают маслозащитными шайбами (кольцами) 4 (см. рис. 16.16). Особенно это необходимо если на быстроходном валу установлены косозубые или шевронные колеса либо червяк, т. е. когда зубья колес или витки червяка гонят масло на подшипник и заливают его, вызывая разогрев последнего. Жидкое масло пополняют не реже одного раза в месяц, а через каждые 3...6 месяцев полностью заменяют.

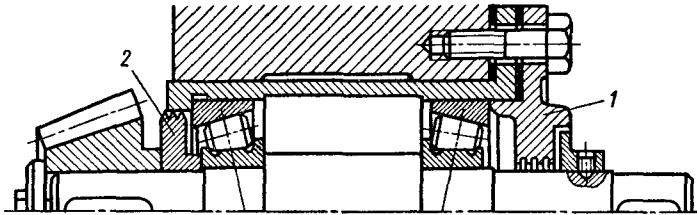


Рис. 16.23

Для смазки опор валов, далеко расположенных от уровня масляной ванны, например для смазывания подшипника вала конической шестерни, удаленного от масляной ванны, применяют специальные устройства и насосы. Если применение их нежелательно, то подшипник смазывают пластичным смазочным материалом. В этом случае подшипниковый узел закрывается маслосбрасывающим кольцом 2 (рис. 16.23).

Пластичные смазочные материалы применяют при окружной скорости колес  $v < 1$  м/с для смазывания опор машин, работающих в среде, содержащей вредные примеси, и там, где необходимы особые условия работы машины (в химической, пищевой, текстильной промышленности). При использовании пластичных смазочных материалов не требуется специальных устройств для подачи их в узел: их закладывают при сборке узла и добавляют пресс-масленками через каждые 3 месяца, а заменяют полностью через год. Они должны заполнять  $1/2 \dots 1/3$  свободного объема полости узла.

Для отделения узла подшипника от общей системы смазки применяют маслосбрасывающие кольца 3, предохраняющие пластичные смазочные материалы от вымывания (см. рис. 16.17). Они вращаются вместе с валом; кольцо имеет 2—4 канавки треугольного сечения; зазор между кольцами и корпусом (стаканом) 0,1...0,3 мм. Кольца должны выходить за стенку корпуса (стакана) на 1...2 мм.

**КПД.** Потери в подшипнике складываются из потерь на трение качения между телами качения и кольцами, трение скольжения между телами качения и сепаратором, трение роликов о борты, также скольжение в уплотнениях и смазочном материале.

При нормальных условиях эксплуатации для одной опоры подшипников качения принимают:

$\eta = 0,995$  — для шариковых подшипников;  $\eta = 0,99$  — для роликовых цилиндрических;  $\eta = 0,985$  — для роликовых конических.

## Глава 17

### МУФТЫ

#### § 17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Муфтой называется устройство, соединяющее концы двух валов и передающее вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфт (рис. 17.1).

Соединение валов — основное назначение муфты, но, кроме того, муфты обычно выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспечивают включение и выключение исполнительного механизма машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; уменьшают динамические нагрузки и дополнительно поглощают вибрации и точки соединяемых валов и деталей передачи; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы ременных передач и др.); компенсируют вредное влияние смещения соединяемых валов (несоосность валов). Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов (рис. 17.2). Различают три вида отклонений от номинального (соосного) расположения валов (а): осевое смещение  $\Delta l$  (б), может быть вызвано также температурным удлинением валов; радиальное смещение, или эксцентриситет,  $\Delta r$  (в) и угловое смещение, или перекося,  $\Delta \alpha$  (г). На практике чаще всего встречается комбинация указанных смещений (д).

Большинство муфт, применяемых в машиностроении, стандартизовано или нормализовано. В паспортных данных на муфты указаны: основная

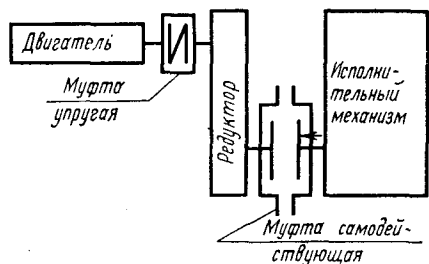


Рис. 17.1

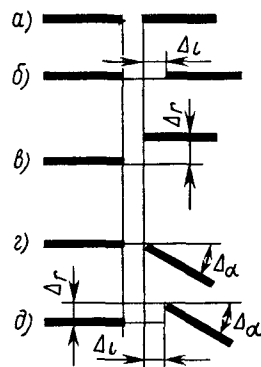


Рис. 17.2

нагрузочная характеристика муфты — номинальный передаваемый вращающий момент  $M_{ном}$ ; диапазоны посадочных диаметров отверстий и частот вращения; габаритные размеры, масса, значения смещений и др.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам стандартов (нормалей).

**Подбор муфт.** Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормалям по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту:

$$M_{расч} = KM \leq M_{ном}, \quad (17.1)$$

где  $M$  — наибольший делительно действующий момент на валу;  $K$  — коэффициент режима работы муфты, учитывающий условия эксплуатации. Для передач от электродвигателей принимают:  $K=1,25...2,0$  — транспортеры ленточные, цепные, скребковые;  $K=1,25...2,5$  — станки металлорежущие;  $K=2,0...3,0$  — дробилки, молоты и др.;  $K=3...4$  — краны грузоподъемные.

Муфты изготовляют в двух исполнениях: на длинные и на короткие концы валов с цилиндрическими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента  $M_{ном}$ .

**Классификация муфт.** В машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции, что весьма усложняет их классификацию. Можно рекомендовать классификацию муфт, согласно которой механические муфты\* приводов подразделяются на четыре класса: класс 1 — нерасцепляемые муфты; класс 2 — управляемые муфты; класс 3 — самодействующие муфты; класс 4 — все муфты, не вошедшие в классы 1, 2 и 3, а также специальные, например комбинированные, представляющие сочетание муфт различных классов.

### § 17.2 НЕРАСЦЕПЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Нерасцепляемые муфты — муфты, в которых ведущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно. Они широко распространены в общем машиностроении и подразделяются на жесткие, компенсирующие и упругие.

**Жесткие (глухие) муфты** применяют для жесткого и неподвижного соединения соосных цилиндрических валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа. При соединении жесткими муфтами несоосные валы в месте установки муфты приводят к общей оси путем деформирования валов и опор. Из жестких муфт наибольшее применение получили втулочная и фланцевая.

Муфта втулочная (рис. 17.3) — это цельная стальная втулка, закрепленная на концах валов штифтами (а), шпонками (б) или шлицами. Имеет простую конструкцию, малые габариты и низкую стоимость. Нашла широкое применение в легких машинах для соединения валов диаметром  $d=4...100$  мм. Применение этих муфт ограничено тем, что при сборке и разборке требуется значительное осевое смещение хотя бы одного вала или муфты вдоль вала и очень точное совмещение осей валов. Втулочные муфты выбирают по ГОСТ 24246—80.

\* Электрические и гидравлические муфты изучают в специальных курсах. Здесь рассматриваются наиболее распространенные и типичные конструкции механических муфт.

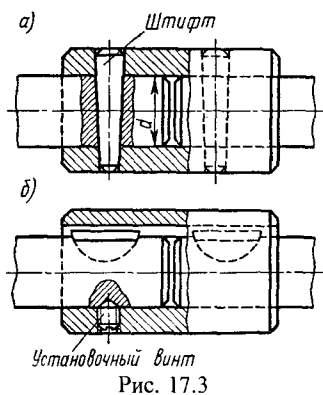


Рис. 17.3

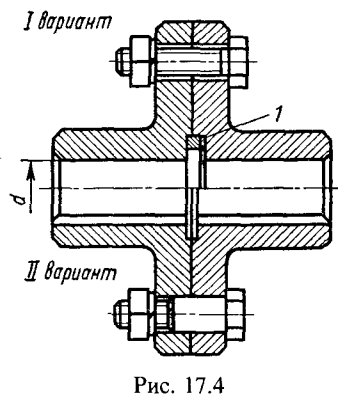


Рис. 17.4

Муфта фланцевая (рис. 17.4). Муфта состоит из двух полумуфт с фланцами, насаживаемых на концы валов и соединенных между собой болтами. Болты муфты ставят с зазором (I вариант) и без зазора (II вариант). В первом случае вращающий момент передается силами трения, возникающими на стыке полумуфт от затяжки болтов, во втором случае — непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие. Болты, поставленные без зазора, одновременно выполняют функции центровки валов. При постановке болтов с зазорами центровка производится выступом 1 (I вариант). Муфты с болтами, поставленными с зазором, имеют массу и габариты намного больше, чем в варианте без зазора, а передаваемый момент при одинаковых размерах в 5...6 раз меньше.

Фланцевые муфты просты по конструкции, надежны в работе, могут воспринимать большие нагрузки, в том числе и ударного действия. Они широко распространены в машиностроении (особенно муфты с болтами без зазора). Применяют для соединения валов диаметром  $d=16...250$  мм, но при этом требуется точное соблюдение соосности валов и перпендикулярности стыка полумуфт к осям валов. Муфты подбирают по ГОСТ 20761—80.

**Компенсирующие муфты.** Для соединения валов с компенсацией осевых, радиальных и угловых смещений применяют жесткие компенсирующие или упругие муфты. Отклонение от соосности валов (смещение валов) приводит к дополнительному на-

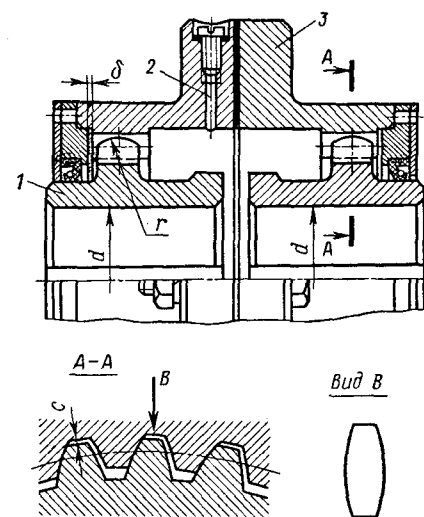


Рис. 17.5

гружению валов и подшипников радиальной силой  $F_M$  от муфты. Компенсация вредного влияния смещения валов, следовательно, уменьшение дополнительных нагрузок на валы и подшипники при использовании жестких муфт, достигается наличием зазоров в сопряжениях их деталей и скольжением деталей друг по другу. Наибольшее распространение из жестких компенсирующих муфт получили: зубчатые и цепные.

Муфта зубчатая (рис. 17.5). Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 4 с наружными зубьями эвольвентного профиля и разъемной обоймы 3 с двумя рядами внутренних зубьев, которые зацепляются с зубьями полумуфт, насаживаемых на концы валов. Разъемная обойма соединена болтами, поставленными в отверстия без зазора.

Муфта компенсирует все виды смещения валов. С этой целью зубья венцов полумуфт обрабатывают по сфере радиусом  $r$ , а в продольном сечении зубьям придают бочкообразную форму (см. вид В). При такой форме зубьев муфты допускают смещения осей валов:  $\Delta_l=1...8$  мм;  $\Delta_r=0,2...0,6$  мм и  $\Delta\alpha\leq 1^\circ$ . Компенсация смещений валов при работе муфты сопровождается скольжением зубьев и их изнашиванием. Для уменьшения износа



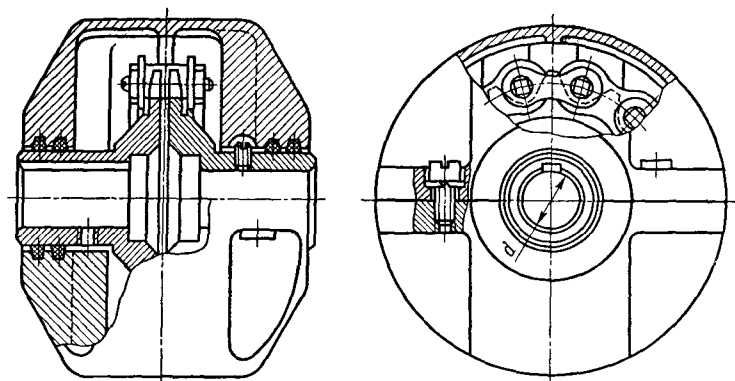


Рис. 17.6

в обойму через отверстие 2 заливают большой вязкости масло, а стальные зубья подвергают термообработке до высокой твердости — не ниже 45HRC<sub>3</sub>.

Зубчатые муфты получили широкое распространение в транспортных и стационарных машинах благодаря следующим достоинствам: высокая нагрузочная способность при малых габаритах, обусловленные передачей нагрузки большим числом одновременно работающих пар зубьев; технологичность изготовления и возможность использования в широких диапазонах частот вращения и передаваемых моментов. Муфты подбирают по ГОСТ 5006—83 в диапазоне диаметров валов  $d=40...200$  мм.

В последние годы изготавливают муфты, в которых отдельные зубчатые элементы из стали заменены пластмассовыми для придания им дополнительно упругих и демпфирующих свойств, повышения износостойкости и уменьшения силового воздействия на валы и подшипники.

Муфта цепная (рис. 17.6) состоит из двух полумуфт-звездочек с одинаковым числом зубьев, охватывающей их однорядной, двухрядной роликовой или зубчатой цепью и защитного кожуха, заполненного пластичным смазочным материалом. Так как в шарнирах самой цепи и в сопряжении ее со звездочками имеются зазоры, эти муфты не применяют в реверсивных приводах (реверс будет сопровождаться ударами), а также высокоскоростных приводах (увеличиваются динамические нагрузки).

Несоосность осей соединяемых валов компенсируется за счет относительной податливости деталей цепи и их деформации. Муфты допускают смещения осей валов: угловые  $\Delta\alpha \leq 1^\circ$  (за счет выбора зазоров), а также радиальные  $\Delta_r = 0,15...0,7$  мм при значении передаваемых моментов от 63 до 8000 Н·м.

Достоинства цепных муфт: простота конструкции и обслуживания; удобство монтажа и демонтажа; технологичность изготовления и малые габариты. Получили широкое применение в сельскохозяйственном машиностроении, угольной промышленности и др. Муфты подбирают по ГОСТ 20742—81 в диапазоне диаметров валов  $d=20...140$  мм при частоте вращения  $n=1600...500$  об/мин.

**Упругие муфты** уменьшают динамические нагрузки (смягчают толчки и удары), передаваемые через соединяемые ими валы, предохраняют валы от резонансных колебаний, возникающих вследствие неравномерного вращения, и компенсируют все виды смещений валов.

По конструкции упругие муфты разнообразны. По материалу упругих элементов они делятся на две группы: *муфты с неметаллическими упругими элементами* и *муфты с металлическими упругими элементами* (различные стальные пружины, пластины или пакеты пластин).

Основной материал неметаллических упругих элементов — резина. Она обладает высокой эластичностью и демпфирующей способностью. Однако резиновые элементы менее долговечны и прочны, чем стальные, что приводит к увеличению габаритов муфт.

По сравнению с неметаллическими металлические упругие элементы более долговечны и позволяют изготавливать малогабаритные муфты с большой нагрузочной способностью. Поэтому их применяют в основном для передачи больших моментов.

#### Типовые конструкции упругих муфт.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Муфта состоит из двух полумуфт (рис. 17.7), соединительных пальцев, закрепленных в конических отверстиях одной из полумуфт и надетых на пальцы гофрированных резиновых втулок, через которые передается момент. Муфта широко распространена, особенно в приводах от электродвигателя, благодаря

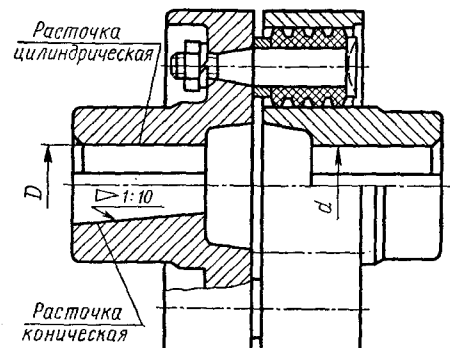


Рис. 17.7

простоте конструкции, удобству замены упругих элементов, малым габаритам и массе. Применяют для соединения валов диаметрами  $d=9\text{...}160$  мм и передачи вращающих моментов от 6,3 до 16000 Н·м в диапазоне частот вращения от 1150 до 8800 об/мин. Муфты подбирают по ГОСТ 21424—75.

Вследствие деформации резиновых втулок при работе смягчаются толчки и удары, а также компенсируются небольшие смещения осей валов (невелики объем и масса втулок):  $\Delta_r=1\text{...}5$  мм;  $\Delta_r=0,3\text{...}0,6$  мм;  $\Delta_\alpha=0^\circ 30'\text{...}1^\circ$ . С увеличением  $\Delta_r$  и  $\Delta_\alpha$  увеличивается силовое воздействие на валы и подшипники, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя. Приблизительно радиальную силу  $F_m$  от муфты, действующую на валы при радиальном смещении осей валов  $\Delta_r$ , определяют по формуле

$$F_m = C_\Delta \Delta_r, \quad (17.2)$$

где  $C_\Delta$  — радиальная жесткость муфты, Н/мм. Значения  $C_\Delta$  в зависимости от диаметра вала  $d$ , мм:

$d \dots$	16	20	25	30	40
$C_\Delta \dots$	1550	2160	2940	3920	5400

**Пример 17.1.** Определить радиальную силу  $F_m$ , действующую на валы диаметром  $d=30$  мм при соединении их муфтой МУВП.

Решение. 1. Принимаем:  $\Delta_r=0,3$  мм;  $C_\Delta=3920$  Н/мм.

2. Радиальная сила  $F_m=C_\Delta \Delta_r=3920 \cdot 0,3=1176$  Н.

Как видно, сила  $F_m$  может достигать существенных значений и ее необходимо учитывать при расчете валов и подборе подшипников. Методика определения силы  $F_m$  для других типов компенсирующих муфт дана в работах [9] и [10].

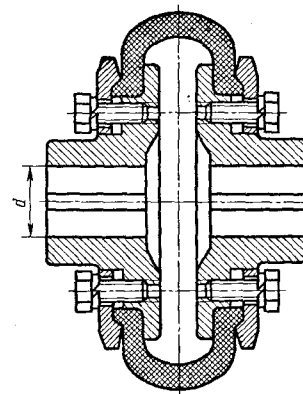


Рис. 17.8

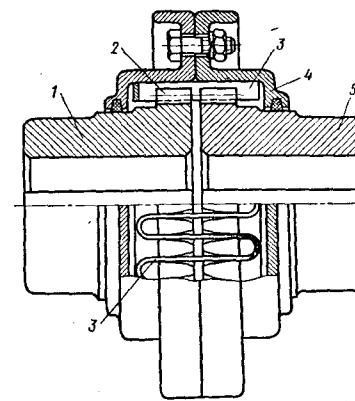


Рис. 17.9

Муфта упругая с торообразной оболочкой (рис. 17.8). Муфта состоит из двух полумуфт, упругой оболочки, по форме напоминающей автомобильную шину, и двух прижимных колец, которые с помощью винтов закрепляют оболочку на полумуфтах. Вращающий момент с полумуфт на оболочку передается силами трения, создаваемыми при затяжке винтов. Применяется при переменных и ударных нагрузках.

Достоинства: высокая надежность в эксплуатации; легкость сборки, разборки и замены упругого элемента; высокая упругость и демпфирующая способность, позволяющая компенсировать смещения валов:  $\Delta_r=1\text{...}5$  мм;  $\Delta_r=1\text{...}4$  мм;  $\Delta_\alpha \leq 1^\circ 30'$ . Применяют для соединения валов диаметром  $d=14\text{...}240$  мм. Муфты подбирают по ГОСТ 20884—82.

Муфта со змеевидной пружиной (рис. 17.9) имеет наибольшее распространение из муфт с металлическим упругим элементом. Состоит из двух полумуфт 1 и 5 с зубьями 2 специальной очертания (см. ниже), во впадины между которыми свободно заложены секции ленточной змеевидной пружины 3 прямоугольного сечения. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом 4, состоящим из двух половин, соединенных между собой болтами или резьбой. Кожух удерживает пружину в рабочем положении и предохраняет ее от выпадания, служит резервуаром для пластичного смазочного материала и защищает муфту от пыли.

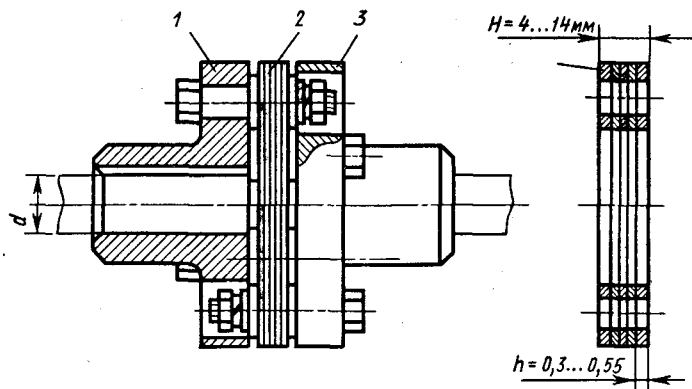


Рис. 17.10

Достоинства: высокая надежность в работе, долговечность и малые габариты. Эти свойства и обусловили довольно широкое распространение их главным образом в тяжелом машиностроении (прокатные станы, паровые турбины и т. п.), где требуется передавать большие вращающие моменты. Муфты достаточно податливы. В зависимости от размеров они допускают смещения валов: осевые  $\Delta_l = 4...20$  мм, радиальное  $\Delta_r = 0,5...3$  мм, угловое  $\Delta_\alpha \leq 1^\circ 15'$ . Размеры этих муфт принимают по нормам станкостроения для соединения диаметров валов  $d = 15...305$  мм при частоте вращения  $n = 15000...450$  об/мин.

Муфта дисковая полужесткая одинарная (рис. 17.10). Состоит из двух полумуфт 1 и 3 и пакета гибких дисков 2 (упругий элемент муфты), соединенных между собой болтами. Диски изготовляют из пружинной стали. Ширина пакета дисков ( $H = 4...14$  мм) зависит от значения передаваемой мощности. Пакетные упругие элементы вследствие трения между пластинами обладают высокой демпфирующей способностью. Вследствие гибкости упругих дисков муфта допускает смещение осей валов: осевое  $\Delta_l = 0,5...2,5$  мм и угловое  $\Delta_\alpha = 0^\circ 45'...1^\circ$ . Радиального смещения муфты не допускают.

Достоинства: высокая надежность в эксплуатации; простота конструкции; удобство монтажа и демонтажа, высокая технологичность. Получили применение в станкостроительной и других

отраслях промышленности для соединения валов диаметром  $d = 11...130$  мм с частотой вращения  $n = 2000...600$  об/мин. Муфты подбирают по ГОСТ 26455—85.

### § 17.3. УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Управляемые (цепные) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе, для этого они снабжены механизмом принудительного управления (ручным или автоматическим). Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на две группы: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые и зубчатые), и муфты, основанные на трении (фрикционные).

Муфта кулачковая сцепная (рис. 17.11) состоит из двух полумуфт 1 и 2, на торцах которых имеются кулачки 4. При включении кулачки одной полумуфты входят во впадины другой, создавая жесткое сцепление. (На рис. 17.11 муфта показана во включенном состоянии.) Для включения и выключения муфты полумуфта 1 соединена с валом неподвижно, а полумуфта 2 установлена на валу подвижно в осевом направлении. Подвижную полумуфту перемещают на направляющей шпонке или шлицах с помощью механизма управления муфтой — отводки, вилку которой располагают в пазу 3. На рисунке штриховой линией показано выключенное положение полумуфты 2. Кольцо 5 служит для центровки валов.

Профиль кулачков (рис. 17.12) выбирают в зависимости от условий работы муфты. Наиболее распространены муфты с симметричным трапециевидальным профилем (рис. 17.12, а) и углом скоса бо-

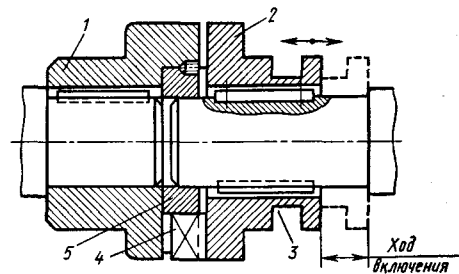


Рис. 17.11

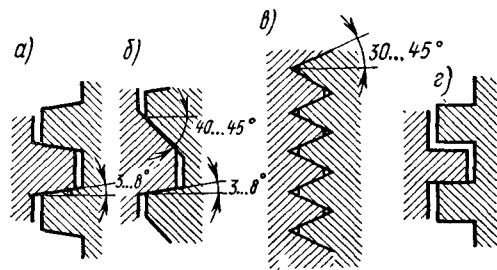


Рис. 17.12

ковой грани  $3...8^\circ$ , что обеспечивает самоторможение и снижает силу включения. Число кулачков  $z=3...15$ ; область применения — большие моменты и скорости. Неравнобокий трапецидальный профиль кулачков (рис. 17.12, б) применяют в нереверсивных приводах для облегчения включения. Треугольный профиль (рис. 17.12, в) с углом профиля к оси  $30...45^\circ$ . Число кулачков  $z=15...60$ ; область применения — малые моменты и скорости. Основное достоинство — легкость и быстрота включения, которая связана с большим числом кулачков. Прямоугольный профиль (рис. 17.12, г) не обеспечивает сцепления без зазора, поэтому плохо работает при реверсивной нагрузке, требует точного взаимного расположения полу муфт в момент включения. Включать такие муфты на ходу не допускается. Применяют при больших нагрузках. Число кулачков определяется значением расчетного момента  $M_{расч}$  и желаемым временем включения, с уменьшением которого  $z$  увеличивается.

Включение кулачковых муфт при вращении валов всегда сопровождается ударами, которые могут вызвать разрушение кулачков. Поэтому их не рекомендуется включать под нагрузкой и при разности окружных скоростей валов  $v \geq 0,8$  м/с. Выключать муфты возможно при любой скорости. Для повышения износостойкости рабочие поверхности кулачков цементируют и закаливают до твердости  $54...60$  HRC<sub>3</sub>. Муфты просты в изготовлении, малогабаритны и надежны в работе.

**Муфта зубчатая сцепная.** Простейшая муфта показана на рис. 17.13. Полу муфты ее — это зубчатые колеса с зубьями эвольвентного профиля с одинаковым модулем и числом зубьев; одна из полу-

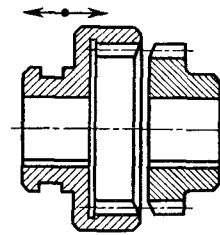


Рис. 17.13

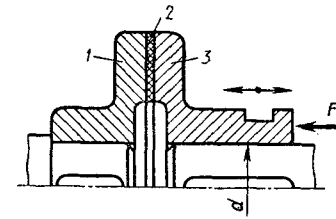


Рис. 17.14

муфт — с наружными зубьями, другая — с внутренними. Муфта включается механизмом управления при осевом перемещении одной из полу муфт (на рисунке — левой). Вторая полу муфта (правая) соединена с валом неподвижно. Для облегчения включения торцы зубьев закругляют. При частом включении зубчатых и кулачковых муфт (например, в коробках скоростей автомобилей) для устранения или уменьшения ударов и шума широко применяют синхронизаторы, которые выравнивают скорости валов перед их соединениями [9].

**Муфты фрикционные сцепные.** В отличие от кулачковых обеспечивают плавное сцепление валов под нагрузкой на ходу при любой разности окружных скоростей. Все фрикционные муфты в зависимости от формы поверхности трения делятся на дисковые, конусные и цилиндрические. Наибольшее распространение имеют дисковые муфты (плоская поверхность трения). На рис. 17.14 показана схема простейшей дисковой муфты с одной парой поверхностей трения. Полу муфта 1 укреплена на валу неподвижно, а полу муфта 3 подвижна в осевом направлении. Между полу муфтами размещена фрикционная накладка 2. Для сцепления валов к подвижной полу муфте прикладывают силу нажатия  $F$ . Передача вращающего момента осуществляется силами трения между трущимися поверхностями деталей муфты. В процессе включения муфта пробуксовывает (поверхности трения муфты проскальзывают) и разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. При установившемся движении пробуксовка отсутствует, муфта замыкается и оба вала вращаются с одинаковой частотой вращения. Фрикционная муфта регулируется на передачу максимального момента, безопасного для прочности деталей машины, т. е. муфта ограничивает

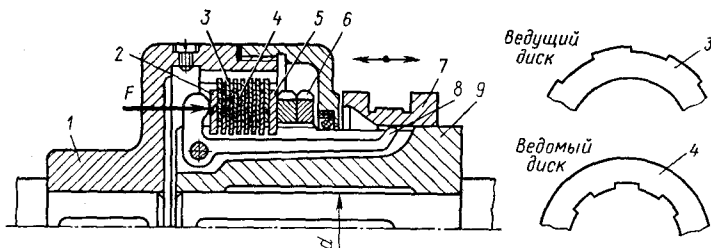


Рис. 17.15

передаваемый момент. При перегрузках муфта пробуксовывает, предохраняя машину от поломок.

Для уменьшения габаритов муфты, повышения плавности включения и уменьшения силы натяжения  $F$  применяют муфту не с одной, а с многими парами поверхностей трения — *многодисковую фрикционную муфту* (рис. 17.15), которая получила преимущественное распространение в машиностроении. Муфта состоит из двух неподвижных полумуфт в виде корпуса 1 и втулки 9, ведущих (наружных) 3 и ведомых (внутренних) 4 дисков, упорных колец 2 и 5, регулировочных гаек 6, нажимного рычага 7 и отводки 8 механизма управления муфтой. В продольные пазы на внутренней поверхности корпуса свободно входят зубья ведущих дисков, а в пазы на наружной поверхности втулки — зубья ведомых дисков. При включении муфты все диски зажимаются между упорными кольцами силой натяжения  $F$  от механизма управления. Эта сила передается на все поверхности трения. Между дисками возникают силы трения. Происходит сцепление полумуфт (замыкание муфты) и соединяемых муфтой валов, что обеспечивает передачу вращающего момента.

По условиям смазывания муфты бывают *масляные* (рис. 17.15) и *сухие*. Масло служит для уменьшения износа, улучшения расцепляемости дисков и отвода теплоты. В масляных муфтах диски изготовляют из комбинации материалов: закаленная сталь по закаленной стали или по чугуну, металлокерамика по закаленной стали; в сухих — сталь или чугун по фрикционному материалу (накладки из асбестопроволочной прессованной ткани — феррадо, фрикционные пластмассы, металлокерамические покрытия и др.).

Все диски в муфте должны быть параллельными и соосными во избежание их местного повышенного износа и нагрева. По этой причине ведущие и ведомые диски устанавливаются на одной полумуфте, расположенной на ведомом валу.

Фрикционные многодисковые муфты с механическим управлением применяют для передачи малых и средних вращающих моментов.

Самодействующие (самоуправляемые) муфты обеспечивают автоматическое сцепление и расцепление валов при изменении заданного режима работы машины (передаваемого момента, направления вращения или частоты вращения). Применяются при строгой соосности валов. Различают следующие самодействующие муфты: предохранительные, обгонные и центробежные.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аркуша А. И. Техническая механика. М., 1989.
2. Березовский Ю. Н., Чернилевский Д. В., Петров М. С. Детали машин. М., 1983.
3. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Н. Подшипники качения: Справочник. М., 1975.
4. Боков В. Н., Чернилевский Д. В., Будько П. П. Детали машин: Атлас. М., 1983.
5. Воробьев И. И. Ременные передачи. М., 1979.
6. Гжиров Р. И. Краткий справочник конструктора. Л., 1984.
7. Гузенков П. Г. Детали машин. М., 1982.
8. Дубейковский Е. Н., Саввушкин Е. С., Цейтлин Л. А. Техническая механика. М., 1980.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Детали машин: Курсовое проектирование. М., 1984.
10. Иванов М. Н. Детали машин. М., 1984.
11. Иосилевич Г. Б., Лебедев П. А., Стелляев В. С. Прикладная механика. Л., 1985.
12. Кудрявцев В. Н. Детали машин. Л., 1980.
13. Куклин Н. Г., Куклина Г. С. Детали машин. М., 1984.
14. Проектирование механических передач/Чернавский С. А., Снесарев Г. А., Козинцев Б. С. и др. М., 1984.
15. Расчет и проектирование деталей машин/Жуков К. П., Кузнецова А. К., Масленкина С. И. и др. М., 1978.
16. Решетов Д. Н. Детали машин. М., 1974.
17. Романов М. Я., Константинов В. А., Покровский Н. А. Сборник задач по деталям машин. М., 1984.
18. Техническая механика/Эрдеди А. А., Атикян И. В., Медведев Ю. А., Чуйков А. С. М., 1980.
19. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М., 1974.
20. Подшипники качения и свободные детали: Каталог. М., 1983.
21. Подшипники качения: Каталог-справочник. М., 1972.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	§ 5.2. Шлицевые соединения .....	99			
	<b>Глава 6. Основные понятия о передачах .....</b>	<b>104</b>			
	§ 6.1. Назначение передач .....	104			
	§ 6.2. Кинематические и силовые соотношения в передачах .....	105			
	<b>Глава 7. Фрикционные передачи .....</b>	<b>110</b>			
	§ 7.1. Общие сведения .....	110			
	§ 7.2. Нерегулируемые фрикционные передачи .....	111			
	§ 7.3. Вариаторы .....	113			
	<b>Глава 8. Ременные передачи .....</b>	<b>117</b>			
	§ 8.1. Общие сведения .....	117			
	§ 8.2. Приводные ремни, шкивы и натяжные устройства .....	120			
	§ 8.3. Геометрические зависимости .....	129			
	§ 8.4. Силы и напряжения в ветвях ремня .....	131			
	§ 8.5. Скольжение ремня и передаточное число .....	136			
	§ 8.6. Критерии работоспособности ременных передач .....	138			
	§ 8.7. Расчет ременных передач .....	141			
	<b>Глава 9. зубчатые передачи .....</b>	<b>149</b>			
	§ 9.1. Общие сведения .....	149			
	§ 9.2. Основы теории зубчатого зацепления .....	151			
	§ 9.3. Зацепление двух эвольвентных колес .....	155			
	§ 9.4. Зацепление зубчатого колеса с рейкой .....	158			
	§ 9.5. Краткие сведения об изготовлении зубчатых колес .....	160			
	§ 9.6. Понятие о зубчатых колесах со смещением .....	164			
	§ 9.7. Материалы зубчатых колес .....	166			
	§ 9.8. Цилиндрические зубчатые передачи .....	170			
	§ 9.9. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых передач .....	177			
	§ 9.10. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач .....	180			
	§ 9.11. Допускаемые напряжения .....	187			
	§ 9.12. Основные параметры и расчетные коэффициенты .....	190			
	§ 9.13. Конические зубчатые передачи .....	201			
	§ 9.14. Конструкция зубчатых колес .....	216			
	§ 9.15. Понятие о зубчатых передачах с зацеплением Новикова .....	218			
	§ 9.16. Планетарные зубчатые передачи .....	221			
	§ 9.17. Волновые зубчатые передачи .....	226			
	<b>Глава 10. Передача винт—гайка .....</b>	<b>233</b>			
	§ 10.1. Общие сведения .....	233			
	§ 10.2. Расчет передачи винт—гайка .....	236			
	<b>Глава 11. Червячные передачи .....</b>	<b>239</b>			
	§ 11.1. Общие сведения .....	239			
	§ 11.2. Основные параметры и передаточное число .....	242			
	§ 11.3. Особенности рабочего процесса и КПД червячной передачи .....	246			
					351
					350
	<b>Предисловие .....</b>	<b>3</b>			
	<b>Глава 1. Основные положения .....</b>	<b>4</b>			
	§ 1.1. Основы развития машиностроения .....	4			
	§ 1.2. Механизм и машина .....	6			
	§ 1.3. Основные требования к машинам и их деталям .....	9			
	§ 1.4. Краткие сведения об основах стандартизации .....	11			
	§ 1.5. Циклы переменных напряжений .....	12			
	§ 1.6. Понятие об усталости материалов .....	15			
	§ 1.7. Предел выносливости .....	16			
	§ 1.8. Факторы, влияющие на предел выносливости .....	19			
	§ 1.9. Определение коэффициента запаса прочности .....	25			
	§ 1.10. Контактная прочность и контактные напряжения .....	26			
	<b>Глава 2. Основы проектирования деталей машин .....</b>	<b>29</b>			
	§ 2.1. Критерии работоспособности и расчета деталей машин .....	29			
	§ 2.2. Понятие о надежности машин .....	33			
	§ 2.3. Особенности расчета деталей машин .....	35			
	§ 2.4. Краткие сведения о некоторых основных материалах для деталей машин .....	38			
	§ 2.5. Краткие сведения о шероховатости поверхностей деталей машин .....	42			
	<b>Глава 3. Неразъемные соединения .....</b>	<b>44</b>			
	§ 3.1. Сварные соединения .....	45			
	§ 3.2. Клеевые соединения .....	54			
	§ 3.3. Соединения с натягом .....	55			
	<b>Глава 4. Резьбовые соединения .....</b>	<b>65</b>			
	§ 4.1. Резьбы .....	65			
	§ 4.2. Конструктивные формы резьбовых соединений .....	73			
	§ 4.3. Надежность резьбового соединения .....	76			
	§ 4.4. Стопорение резьбовых соединений .....	80			
	§ 4.5. Расчет на прочность при постоянной нагрузке .....	82			
	§ 4.6. Материалы и допускаемые напряжения .....	89			
	<b>Глава 5. Шпоночные и шлицевые соединения .....</b>	<b>94</b>			
	§ 5.1. Шпоночные соединения .....	94			

§ 11.4. Силы в зацеплении .....	249
§ 11.5. Материалы червячной пары .....	250
§ 11.6. Виды разрушения зубьев червячных колес .....	251
§ 11.7. Расчет на прочность червячных передач .....	252
§ 11.8. Тепловой расчет .....	257
<b>Глава 12. Редукторы .....</b>	<b>261</b>
§ 12.1. Общие сведения и обозначения .....	261
§ 12.2. Основные типы редукторов .....	262
§ 12.3. Мотор-редуктор .....	267
<b>Глава 13. Цепные передачи .....</b>	<b>268</b>
§ 13.1. Общие сведения .....	268
§ 13.2. Детали цепных передач. Смазывание цепи. КПД передачи .....	269
§ 13.3. Основные параметры, кинематика и геометрия ...	274
§ 13.4. Силы в ветвях цепи. Силы, действующие на валы	277
§ 13.5. Расчет цепной передачи .....	278
<b>Глава 14. Валы и оси .....</b>	<b>281</b>
§ 14.1. Общие сведения .....	281
§ 14.2. Расчет валов .....	284
§ 14.3. Расчет осей .....	294
<b>Глава 15. Подшипники скольжения .....</b>	<b>296</b>
§ 15.1. Общие сведения .....	296
§ 15.2. Конструкции и материалы .....	297
§ 15.3. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников скольжения .....	302
§ 15.4. Расчет подшипников скольжения .....	303
§ 15.5. Смазочные материалы. Смазывание подшипни- ков. КПД .....	305
<b>Глава 16. Подшипники качения .....</b>	<b>308</b>
§ 16.1. Общие сведения .....	308
§ 16.2. Основные типы подшипников качения .....	311
§ 16.3. Условные обозначения подшипников качения .....	313
§ 16.4. Особенности рабочего процесса подшипников качения .....	315
§ 16.5. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников качения .....	318
§ 16.6. Основы расчета на долговечность .....	319
§ 16.7. Подбор подшипников качения .....	320
§ 16.8. Краткие сведения о конструировании подшипни- ковых узлов .....	329
§ 16.9. Смазывание подшипников. КПД .....	333
<b>Глава 17. Муфты .....</b>	<b>335</b>
§ 17.1. Общие сведения .....	335
§ 17.2. Нерасцепляемые муфты .....	337
§ 17.3. Управляемые муфты .....	345
<b>Список литературы .....</b>	<b>349</b>