

О.В. ДЕМИН, В.Е. БУЛАНОВ

**МЕХАНИКА:  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ

УДК 531/534(075)  
ББК В2я73  
Д306

**Рецензенты:**

Доктор технических наук, профессор ТГТУ  
*В.М. Червяков*

Кандидат технических наук, доцент ТГТУ  
*М.М. Свиридов*

**Демин, О.В.**

Д306      **Механика: основы проектирования деталей машин : учебное пособие / О.В. Демин, В.Е. Буланов. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2010. – 148 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0887-9.**

Содержит основы проектирования деталей машин и механизмов, примеры решения задач, тесты, задания для курсовой работы и расчетно-проектировочных работ, справочные данные, глоссарий.

Предназначено для студентов специальностей 280202 и 200503 очной и заочной форм обучения.

УДК 531/534(075)

ББК В2я73

**ISBN 978-5-8265-0887-9**

© ГОУ ВПО «Гамбовский государственный  
технический университет» (ТГТУ), 2010

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

**О.В. ДЕМИН, В.Е. БУЛАНОВ**

**МЕХАНИКА:  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2010

Учебное издание

ДЕМИН Олег Владимирович,  
БУЛАНОВ Владимир Евгеньевич

**МЕХАНИКА:  
ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Учебное пособие

Редактор М.С. Анурьева  
Инженер по компьютерному макетированию М.А. Филатова

Подписано в печать 18.01.2010.  
Формат 60 × 84 / 16. 8,60 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 25.

Издательско-полиграфический центр  
Тамбовского государственного технического университета  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## ВВЕДЕНИЕ

Цель учебного пособия – ознакомление с основами проектирования деталей машин и механизмов, приобретение практических навыков проведения расчетов и оформления работ по курсам «Механика» и «Детали приборов (машин) и основы конструирования».

Современное развитие техники невозможно без создания точных приводов различных устройств. В общем случае привод состоит из источника энергии, редуктора и аппаратуры управления. Источником энергии служат двигатели: тепловые, электрические, пневматические, пружинные и т.д.

Редуктор может состоять из фрикционных, зубчатых, шарнирно-пружинных, кулачковых и других передач. Преимущественно это многоступенчатая понижающая передача. В некоторых приборных устройствах применяют повышающие передачи – мультипликаторы.

По назначению механические передачи разделяют на отсчетные (кинематические), скоростные и силовые. Передачи имеют большое значение для различных отраслей промышленности и их развитию уделяют много внимания: расширяют пределы передаваемой мощности и скорости, снижают габариты и массу, увеличивают долговечность и пр.

В процессе проектирования того или иного механизма необходимо в зависимости от его назначения выбрать наиболее целесообразную схему и конструкцию. Расчетом найти основные параметры, обеспечивающие выполнение механизмом заданных функций, подобрать материал, определить размеры, установить необходимую точность изготовления.

Передаточные механизмы должны обладать необходимой долговечностью, износостойкостью, высоким КПД и пр. В связи с этим при проектировании механизмов необходимо производить кинематические, прочностные расчеты и др.

В передаточных механизмах, используемых в приборах, особое значение приобретает точность передачи движения и воспроизведение заданного закона движения ведомых звеньев. На основании точностного расчета решается вопрос о принципиальной пригодности выбранной схемы механизма и точности изготовления его деталей.

### 1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ

**Качество механизма.** Качеством механизмов называется совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению. Механизмы должны удовлетворять требованиям, указываемым в техническом задании на проектирование. В общем случае качество конструкции механизма определяется:

- а) простотой конструкции;
- б) технологичностью, экономичностью;
- в) высоким КПД;
- г) габаритом и массой;
- д) надежностью и долговечностью.

Технологичность конструкции механизма определяется удобством изготовления и сборки его деталей, а также общим количеством, степенью использования стандартизованных и унифицированных деталей и сборочных единиц.

Изготовление простых деталей менее трудоемко, не требует специального сложного оборудования и инструмента. Простая конструкция всегда работоспособнее и точнее, чем сложная, легче регулируется.

Важнейшим показателем эксплуатационного качества механизма является надежность, которая характеризуется вероятностью безотказной работы с необходимой точностью на протяжении заданного времени и в заданных условиях эксплуатации, а также необходимой прочностью деталей, рациональной жесткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, теплостойкостью.

**Прочность.** Поломки и большие остаточные деформации деталей из-за их недостаточной прочности могут стать причинами отказа в работе и потери точности механизма. Опасные напряжения в деталях, приводящие к разрушению, могут возникнуть не только от рабочих усилий, но и от сил, обусловленных вибрацией, тряской при эксплуатации (например, в авиационных приборах) и транспортировке.

Недостаточная объемная прочность деталей механизма чаще всего проявляется сразу, т.е. приводит к явному отказу в работе, в то время как недостаточная поверхностная прочность большей частью является причиной постепенной потери работоспособности. Например, появление выкрашивания рабочих поверхностей в шарикоподшипниках и зубчатых передачах ведет к увеличению потерь на трение, нагреву, повышению динамических нагрузок и износа.

**Износостойкость.** Работе любого механизма сопутствует изнашивание – процесс постепенного изменения размеров и формы деталей при трении. При скольжении трущихся поверхностей нарушаются фрикционные связи, что сопровождается деформированием, отеснением материала, срезом внедрившегося материала. Износ может иметь несколько иную природу, когда между соприкасающимися поверхностями попадают твердые частицы (абразивы), царапающие и срезающие частицы металла.

Износ поверхностей подвижно соединенных деталей изменяет характер сопряжения, что приводит к ухудшению условий работы и снижению прочности деталей механизмов.

**Жесткость.** Деформации деталей механизмов возникают из-за действия сил, изменения температуры, наличия остаточных напряжений и приводят к изменению размеров и формы деталей, характера их сопряжения. Чрезмерные деформации существенно влияют на работоспособность механизма. Так, например, изгиб валов вызывает неравномерный износ, увеличение сил трения и даже заедание в подшипниках скольжения, ухудшает условия работы подшипников качения, является одной из причин неравномерного распределения нагрузки по контактным площадкам кинематических пар.

**Теплостойкость.** Для нормального функционирования многих машин и приборов необходимо обеспечить определенный температурный режим, так как обильное тепловыделение и плохой отвод тепла могут привести к различным неполадкам и неисправностям. Так, при повышении температуры стальных деталей свыше 300...400 °С, а деталей из легких сплавов и пластмасс – 100...150 °С наблюдается понижение их нагрузочной способности.

Выделяемое тепло ухудшает свойства применяемых смазок (понижается вязкость), что может привести к повышенному износу или заеданию сопряженных поверхностей

Даже небольшое изменение температуры деталей механизма вызывает температурные деформации, изменяющие размеры деталей и характер сопряжения в подвижных соединениях. Большая температурная погрешность возникает в приборах с упругими элементами, модуль упругости материала которых зависит от температуры.

**Виброустойчивость.** Под виброустойчивостью понимают способность механизма работать при воздействии вибраций. Вибрации влияют на силы трения, могут привести к усталостному разрушению детали. Особенно опасно явление резонанса, которое наступает в случае совпадения частот собственных колебаний детали и периодически действующих сил, вызывающих вибрации.

Л и т е р а т у р а : [5, гл. 1]; [7, гл. 1]; [9, гл. 1].

## 2. МАТЕРИАЛЫ

При выборе материалов необходимо учитывать механические, технологические и физико-химические свойства, а также стоимость и дефицитность их. Для изготовления деталей в машиностроении и приборостроении широко применяются чугуны и стали, а также сплавы цветных металлов, особенно на основе меди и алюминия.

**Чугуны.** Чугунами называются железоуглеродистые сплавы, содержащие больше 2 % углерода. Они обладают хорошими литейными свойствами и худшими, по сравнению со сталями, пластическими свойствами. В зависимости от структуры чугуны делятся на белые, ковкие и серые. Белые чугуны обладают высокой твердостью и хрупкостью, плохо обрабатываются резанием. Ковкие чугуны (ГОСТ 1215–79 в ред. 1993 г.) высоко пластичны, хорошо обрабатываются, имеют большую плотность. Стоимость изготовления деталей из этих чугунов на 30...100 % превышает стоимость изготовления деталей из серого чугуна.

Серые чугуны (ГОСТ 1412–85) обладают средней прочностью, малой ударной вязкостью, наилучшими литейными свойствами, хорошо обрабатываются резанием, хорошо демпфируют колебания и поэтому широко применяются.

**Стали.** В зависимости от содержания углерода стали делятся на низкоуглеродистые ( $C < 0,25$  %), среднеуглеродистые ( $C = 0,25...0,60$  %) и высокоуглеродистые ( $C > 0,6$  %). При малом содержании углерода стали обладают высокой пластичностью и свариваемостью. С увеличением содержания углерода повышается прочность, уменьшается пластичность и ухудшается свариваемость.

Для улучшения механических свойств сталей применяют легирующие присадки: никель, хром, молибден, вольфрам, титан, марганец, кремний и пр. Введение легирующих примесей увеличивает стоимость стали.

По способу производства различают стали обыкновенного качества, качественные и высококачественные; по применению – стали строительные, конструкционные, инструментальные и с особыми свойствами.

Углеродистые стали обыкновенного качества (группа Б по ГОСТ 380–94) применяются для изготовления корпусных деталей методом штамповки или сварки, а также для изготовления крепежных деталей. Качественные (ГОСТ 1050–88 в ред. 1992 г.) и легированные стали (ГОСТ 4543–71 в ред. 1990 г.) применяют для изготовления различных деталей машин: валов, осей, зубчатых колес, червяков, фрикционных катков и т.п.

**Латуни.** Применяются двойные сплавы, состоящие из меди и цинка, и многокомпонентные (ГОСТ 17711–93), имеющие в своем составе также алюминий, железо, марганец, свинец, никель и другие добавки, которые повышают механические и физические свойства. Латуни обладают хорошими механическими свойствами, коррозионной стойкостью. Стоимость латуни превышает стоимость качественной стали 45 примерно в 5–6 раз.

**Бронзы.** Различают бронзы оловянные (ГОСТ 613–79 медные сплавы, в которых основным легирующим компонентом является олово) и безоловянные (ГОСТ 493–79 двойные или многокомпонентные медные сплавы, содержащие в качестве легирующих элементов алюминий, никель, кремний и пр.). Оловянные бронзы обладают высокими антифрикционными и литейными свойствами, а также высокой коррозионной стойкостью. Применяют их в качестве антифрикционных материалов, для изготовления арматуры и т.п. Оловянные бронзы, обрабатываемые давлением, (ГОСТ 5017–74) применяют для вкладышей подшипников скольжения, венцов червячных колес, упругих элементов приборов, токопроводящих деталей. Стоимость бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

**Алюминиевые сплавы.** Эти сплавы делятся на литейные, имеющие хорошие литейные свойства, и деформируемые, хорошо обрабатываемые давлением (ГОСТ 1583–93). Алюминий-магниевые и алюминий-медные сплавы (дуралюмины) применяются для изготовления нагруженных деталей (корпусов, оснований, шасси, заклепок, трубопроводов, емкостей и т.д.), алюминий-кремнистые литейные сплавы (силумины) – для изготовления средненагруженных корпусных деталей и деталей сложной конфигурации. Стоимость алюминиевых сплавов превышает стоимость стали в среднем в четыре раза.

**Баббиты.** Для заливки вкладышей подшипников применяются легкоплавкие антифрикционные сплавы (баббиты) на оловянной или свинцовой основе (ГОСТ 1320–74 в ред. 1996 г.). Они имеют по сравнению с другими антифрикционными материалами самый малый коэффициент трения, хорошо прирабатываются, дают возможность работать при высоких скоростях и давлениях. Стоимость баббитов, в несколько раз превышающая стоимость бронз, ограничивает их применение.

**Биметаллы.** Кроме перечисленных металлов и сплавов распространение получили биметаллы и полиметаллы, состоящие соответственно из двух или нескольких различных по химическому составу металлов или сплавов, не образующих между собой сплава или химического соединения. Биметаллы – соединения из черных металлов с дефицитными металлами и сплавами – получают различными технологическими способами: отливкой, пайкой, сваркой, металлическим покрытием, плакированием, прокаткой и пр. Применение таких биметаллов существенно снижает стоимость деталей.

Соединением металлов с различными коэффициентами линейного расширения получают биметаллические пружины, широко используемые для температурной компенсации деформаций и т.п.

**Пластмассы.** Пластические массы представляют собой материалы, полученные на основе органических соединений (смола). Пластмассы, допускающие формирование при неоднократном нагреве под давлением, называют термопластическими винипласт и др.; пластмассы, формирующиеся при нагреве и давлении только в определенной стадии производства и затем теряющие эту способность, называются термореактивными текстолит и др.

Обычно пластмассы состоят из полимеров (связующей основы) и наполнителя. Полимеры существенно влияют на их механическую прочность, диэлектрические и антифрикционные свойства, водостойкость, химическую стойкость. Наполнители могут иметь органическое (древесная мука, ткани) и неорганическое (асбестовая бумага, стеклянная ткань) происхождение. Наполнители существенно влияют на механическую прочность деталей, как бы составляя ее механический каркас. Пластмассы по прочностным характеристикам могут приближаться к металлам, а по коррозионной стойкости превосходят их, имеют меньший вес, устойчивы к действию повышенных и низких температур, обладают высокой стойкостью к действию химических реагентов. Применение их взамен металлов в ряде случаев снижает стоимость изделий.

**Резина.** Свойства резины зависят от ее состава, технологии изготовления. Различают резины из натурального и синтетического каучука, саженополненные и бессажные, формованные и т.д. В зависимости от назначения они подразделяются на мягкие – для изготовления пневматических шин, жесткие – для изготовления электротехнических изделий (эбонит), пористые – для изготовления амортизаторов. Армирование резины тканями повышает ее механические свойства.

**Смазочные материалы.** Работоспособность механизмов существенно зависит от правильного выбора смазочных материалов. Пригодность масел определяется по их вязкости и маслянистости. Под вязкостью, или внутренним трением смазки, понимают свойство одного слоя жидкости сопротивляться сдвигу по отношению к другому. Оценка вязкости производится в абсолютных (динамическая вязкость) и относительных (кинематическая вязкость) единицах.

Динамическая вязкость измеряется в паскаль-секундах ( $\text{Па} \cdot \text{с}$ ). Кинематическая вязкость, представляющая собой отношение динамической вязкости к плотности масла, измеряется в стоксах или единицей, в 100 раз меньшей, – сантостоксом (сСт).

Наиболее распространенными смазочными материалами являются жидкие и пластичные смазки. К жидким смазкам относятся минеральные (нефтяные), растительные и животные масла. Для смазки механизма общего назначения применяются минеральные масла индустриальные, цилиндрическое, сепараторное и др., с вязкостью 4...60 сСт при температуре 50 °С. Из растительных масел применяют льняное и касторовое.

Пластичные смазки (мази) представляют собой смеси загущенных жидких минеральных масел с маслами животного и растительного происхождения. В качестве загустителей применяют кальциевые и натриевые мыла или углеводороды (парафин). Основные кальциевые смазки – консталин, натриевые – солидол.

При работе механизмов и приборов в химически активных средах, вакууме, при высоких температурах применяют твердые смазки (дисульфид молибдена, графит, тальк и др.), которые образуют на поверхности твердую адсорбированную смазывающую пленку толщиной 1...6 мкм.

Л и т е р а т у р а : [1, т. 1, гл. III]; [5, гл. 13].

### 3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Механическими передачами, в дальнейшем просто передачами, называют механизмы, передающие энергию двигателя исполнительному органу машины.

Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять одну или несколько из следующих функций:

- а) понижать (или повышать) частоту вращения, соответственно повышая (или понижая) вращающий момент;
- б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в поступательное, равномерное в прерывистое и т.д.);
- в) регулировать частоту вращения рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);
- д) распределять энергию двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

**Классификация передач.** В зависимости от принципа действия все механические передачи делят на две группы:

- 1) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные;
- 2) передачи трением – фрикционные, ременные. Передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев различают:

- а) передачи непосредственного контакта – зубчатые, червячные, фрикционные;
- б) передачи гибкой связью – цепные, ременные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Л и т е р а т у р а : [9, гл. 3]; [10, гл. III].

## 4. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### 4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В зубчатой передаче движение передается с помощью зацепления пары зубчатых колес (рис. 4.1, *a – в*). Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом. Термин «зубчатое колесо» относят как к шестерне, так и к колесу. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, колеса – индекс 2.

Достоинства зубчатых передач.

1. Высокая надежность.
2. Малые габариты.
3. Большой ресурс.
4. Высокий КПД.
5. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.
6. Постоянство передаточного числа.
7. Простота обслуживания.

Недостатки.

1. Относительно высокие требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при больших скоростях.

Классификация. В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: цилиндрические – при параллельных осях (рис. 4.1, *a – в*); конические – при пересекающихся осях (рис. 4.2, *a, б*); винтовые – при скрещивающихся осях (рис. 4.3). Винтовые зубчатые передачи отличаются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому они имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют реечную передачу (рис. 4.4), которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как зубчатое колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от расположения зубьев на ободе колес различают (см. рис. 4.1) передачи: прямозубые (*a*), косозубые (*б*), шевронные (*в*) и с круговыми зубьями (см. рис. 4.2, *б*).

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают: эвольвентные, с зацеплением Новикова, циклоидальные. Преимущественное применение имеет эвольвентное зацепление, которое было предложено Л. Эйлером в 1760 г.

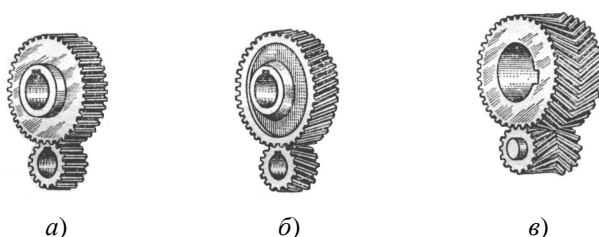


Рис. 4.1. Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления

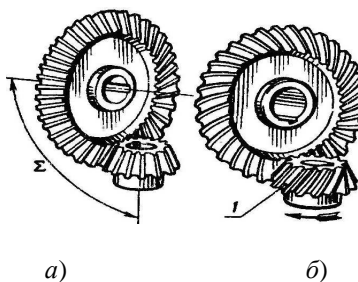


Рис. 4.2. Конические зубчатые передачи:  
*a* – прямозубая; *б* – с круговым зубом

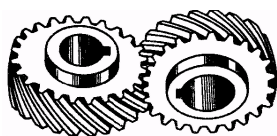


Рис. 4.3. Винтовая зубчатая передача

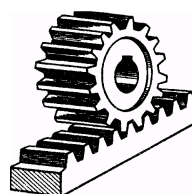
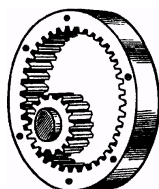


Рис. 4.4. Реечная передача





**Рис. 4.5. Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления**

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают внешнего (рис. 4.1) и внутреннего (рис. 4.5) зацепления.

В зависимости от конструктивного исполнения различают закрытые и открытые зубчатые передачи.

Закрытые передачи помещены в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до  $\frac{1}{3}$  радиуса). В открытых передачах зубья колес работают всухую или при периодическом смазывании пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды. В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают одно- и многоступенчатые.

## 4.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

### 4.2.1. Материалы зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения передачи и условий ее работы. Чаще всего применяют стали, реже – чугуны и пластмассы.

Основными материалами для изготовления зубчатых колес силовых передач служат термически обрабатываемые стали.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы.

Первая группа – зубчатые колеса с твердостью поверхностей зубьев  $H \leq 350$  НВ. Материалами для колес этой группы служат углеродистые стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН и др. Термообработку – улучшение – производят до нарезания зубьев. Твердость сердцевины зуба и его рабочей поверхности для улучшенных колес одинакова. Колеса при твердости поверхностей зубьев  $H \leq 350$  НВ хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению. Применяют в слабо- и средненагруженных передачах. Область применения улучшенных зубчатых колес сокращается.

Твердость шестерни прямозубой передачи рекомендуют принимать на (25...50) НВ больше твердости колеса. Это способствует прирабатываемости, сближению долговечности шестерни и колеса, повышению сопротивления заеданию зубчатых колес.

Вторая группа – колеса с твердостью рабочих поверхностей  $H > 45$  HRC, ( $H > 350$  НВ). При  $H > 350$  НВ твердость материала измеряется по шкале HRC. Высокая твердость поверхностных слоев материала при сохранении вязкой сердцевины достигается применением поверхностного термического или химико-термического упрочнения: поверхностной закалки, цементации и нитроцементации с закалкой, азотированием.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  при расчете зубчатых колес на прочность определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO}}{[S_H]} K_{HL}, \quad (4.1)$$

где  $\sigma_{HO}$  – предел контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний  $N_{HO}$  (числу циклов перемены напряжений), МПа;  $[S_H]$  – допускаемый коэффициент безопасности;  $[S_H] = 1,1$  при однородной структуре материала (нормализация, улучшение, объемная закалка);  $[S_H] = 1,2$  при неоднородной структуре материала (поверхностная закалка, цементация, азотирование);  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы передачи.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{\Sigma}}}; \quad K_{HL\max} \geq K_{HL} \geq 1, \quad (4.2)$$

где  $N_{HO}$  – база испытаний;  $N_{\Sigma}$  – расчетное число циклов нагружения зубьев за весь срок службы передачи.

$$N_{\Sigma} = 60nL, \quad (4.3)$$

где  $n$  – частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемое напряжение,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L$  – срок службы передачи, ч.

На практике часто  $N_{\Sigma} > N_{HO}$ , при этом  $K_{HL} = 1$ . Для случая  $N_{\Sigma} < N_{HO}$ , коэффициент  $K_{HL}$  учитывает возможность повышения допускаемого напряжения. Так  $K_{HL\max} \leq 2,6$  для нормализованных и улучшенных колес,  $K_{HL\max} \leq 1,8$  при поверхностном упрочнении.

При расчете для повышения надежности расчета в качестве допускаемого контактного напряжения принимают  $[\sigma_H]$  того зубчатого колеса, для которого оно меньше, как правило это  $[\sigma_H]_2$ , т.е. тихоходного колеса (быстроходное колесо в передаче шестерня).

Допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$ :

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO}}{[S_F]} K_{FC} K_{FL}, \quad (4.4)$$

где  $\sigma_{FO}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний  $N_{FO}$ , МПа;  $[S_F]$  – допускаемый коэффициент безопасности;  $[S_F] = 1,75$  для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок;  $[S_F] = 2,3$  – для 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

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2,1, \quad (4.5)$$

При твердости больше 350 НВ

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{\Sigma}}}; \quad 1 \leq K_{FL} \leq 1,63, \quad (4.6)$$

Здесь  $N_{FO}$  – база испытаний, соответствующая пределу выносливости зубьев при изгибе. Для всех сталей  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .  $N_{\Sigma}$  определяется также, как в случае с  $[\sigma_H]$ . При длительно работающей передаче ( $N_{\Sigma} > N_{FO}$ )  $K_{FL} = 1$ .

#### 4.2.2. Силы в зацеплении прямозубых передач

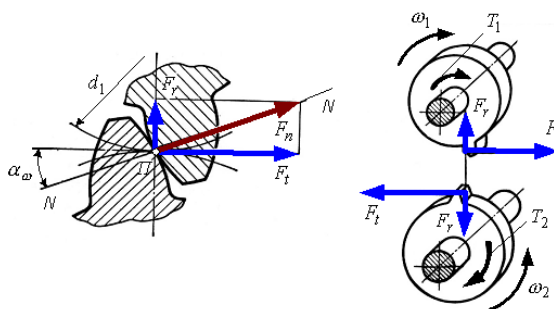
Силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления П (рис. 4.6). Распределенную по контактной площадке нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей  $F_n$ , направленной по линии зацепления  $NN$ . Силами трения в зацеплении пренебрегают, так как они малы. Для расчета валов и опор силу  $F_n$ , раскладывают на составляющие.

**Окружная сила:**

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1 = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_2 = \frac{10^3 T_2 (u + 1)}{a_w u} = \frac{10^3 T_1 (u + 1)}{a_w}. \quad (4.7)$$

**Радиальная сила:**

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (4.8)$$



**Рис. 4.6** Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

где  $T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты на шестерне и колесе, Н·м;  $d_1$ ,  $d_2$  и  $a_w$  – делительные диаметры шестерни, колеса и межосевое расстояние соответственно, мм;  $\alpha_w = 20^\circ$  – угол зацепления.

На ведомом колесе направление окружной силы  $F_t$  совпадает с направлением вращения, на ведущем – противоположно ему.

#### 4.2.3. Особенности косозубых передач

Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре, называют косозубыми. Чем больше угол наклона линии зуба  $\beta$  (рис. 4.7), тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением  $\beta$  углы равны, но противоположны направлению.

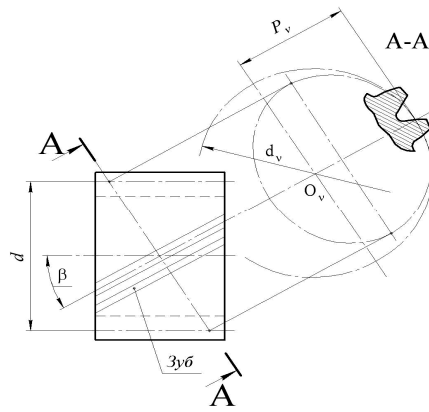
Профиль косоугольного зуба в нормальном сечении  $A-A$  (рис. 4.7) соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямозубого колеса. Расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Делительная окружность косоугольного колеса в нормальном сечении  $A-A$  образует эллипс, радиус кривизны которого в полюсе зацепления

$$p_v = d / (\cos^2 \beta).$$

Профиль зуба в этом сечении совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого

$$d_v = 2 p_v = d / \cos^2 \beta = m_t z / \cos^2 \beta = m z / \cos^3 \beta = m z_v,$$



**Рис. 4.7. Схема косозубого колеса**

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos^3 \beta,$$

где  $z$  – действительное число зубьев косозубого колеса.

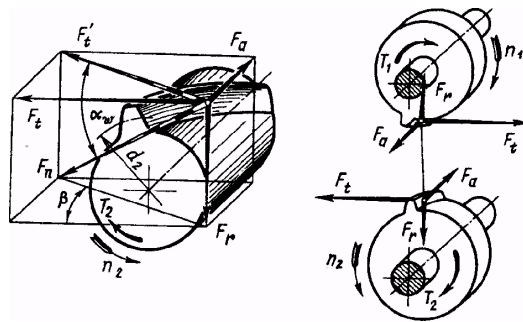
Из данной формулы следует, что с увеличением  $\beta$  возрастает  $z_v$ .

В косозубой передаче нормальная сила  $F_n$  составляет угол  $\beta$  с торцом колеса (рис. 4.8). Разложив  $F_n$  на составляющие, получим: радиальную силу

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta, \quad (4.9)$$

где  $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_1$  – окружная сила, Н;  $T_1$  – в Н·м;  $d_1$  – в мм; осевую силу

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta.$$



**Рис. 4.8. Схема сил, действующих в косозубой цилиндрической передаче**

При определении направлений сил учитывают направление вращения колес и направление наклона зуба (правое или левое).

Осевая сила  $F_a$  дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением  $\beta$ . По этой причине для косозубых колес принимают  $\beta = 8 \dots 20$ . Наличие в зацеплении осевых сил является недостатком косозубой передачи.

#### 4.2.4. Общие сведения о расчете на прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых передач

Для хорошо смазываемых зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, основными критериями работоспособности зубьев являются: контактная прочность и прочность при изгибе.

Под контактной прочностью понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания.

Расчет сводится к проверке условия прочности:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (4.10)$$

где  $\sigma_H$  – контактное напряжение в полюсе зацепления;  $[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение.

Прочность при изгибе – это способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

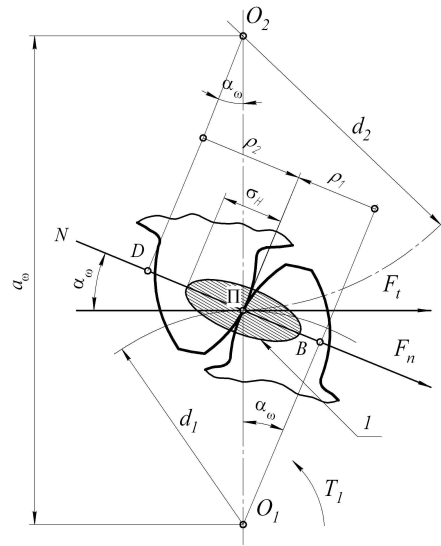
Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F, \quad (4.11)$$

где  $\sigma_F$  – напряжение изгиба в опасном сечении зуба;  $[\sigma]_F$  – допускаемое напряжение изгиба зуба.

#### 4.2.5. Расчет на контактную прочность

Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. Расчет производится в соответствии с ГОСТ 21354–87. Рассматривается соприкосновение зубьев в полюсе, где происходит однопарное зацепление и возникает выкрашивание; при этом контакт зубьев принимается как контакт двух цилиндров с радиусами  $\rho_1$  и  $\rho_2$ , равными радиусам эвольвент в полюсе зацепления (рис. 4.9).



**Рис. 4.9. Схема к расчету зубьев на контактную прочность:**

*I* – эпюра контактных напряжений

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} \frac{F_n}{l_{\Sigma}}},$$

где  $\frac{F_n}{l_{\Sigma}}$  – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии;  $F_n$  – равнодействующая сила, нормальной площадке

контакта;  $l_{\Sigma}$  – суммарная длина контактных линий;  $\rho_{\text{пр}}$  – приведенный радиус кривизны:  $\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ ;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – радиусы

кривизны в точках контакта;  $E_1$  и  $E_2$ ,  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – соответственно, модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Для получения расчетной зависимости выразим входящие в формулу Герца величины через параметры зацепления и получим формулу для проверочного расчета:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (4.13)$$

для косозубых колес:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H],$$

где  $K_{H\beta}$ ,  $K_{Hv}$  – коэффициенты нагрузки.

Формула проекторочного расчета закрытых цилиндрических стальных передач

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (4.14)$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние, мм;  $K_{H\beta}$  – коэффициент нагрузки;  $T_2$  – вращающий момент на колесе;  $[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{ba} = b_2/a_w$ .

В соответствии со стандартом:

для прямозубых передач  $K_a = 49,5$ ;

для косозубых и шевронных передач  $K_a = 43$ .

Полученное значение  $a_w$  округляют до ближайшего стандартного значения: 40; 50; 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500 мм. В данном ряду значения без скобок предпочтительны.

Модуль зубьев определяется из условия прочности зубьев на изгиб, мм:

$$m \geq \frac{C_2 T_2 (u+1)}{u a_w b_2 [\sigma_F]}, \quad (4.15)$$

где  $C_2$  – постоянная; для прямозубых колес  $C_2 = 6,8$ ; для косозубых колес  $C_2 = 5,8$  (по приведенной формуле для косозубых колес определяется нормальный модуль  $m_n$ ).

Модуль зубьев также выбирается равным  $m = (0,01 \dots 0,02) a_w$ .

Значения  $m$  округляют до стандартного: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20...

Предварительное значение минимального угла наклона зубьев для косозубых цилиндрических колес:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m_n}{b_2},$$

где  $m_n$  – нормальный модуль, мм.

Суммарное число зубьев  $z_\Sigma$ :

для прямозубых цилиндрических колес  $z_\Sigma = 2a_w / m$ ,

для косозубых цилиндрических колес  $z_\Sigma = 2a_w \cos \beta_{\min} / m_n$ .

Число зубьев шестерни и колеса

$z_1 = z_\Sigma / (u+1)$ ;  $z_2 = z_\Sigma - z_1$  ( $z_{1\min} \geq 17$ ).

Для косозубых колес уточняется угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_\Sigma}{2a_w}.$$

Фактическое передаточное число

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Допускается отклонение от заданного  $\Delta u = \pm 4\%$

$$\Delta u = \frac{u_\Phi - u}{u} 100\%.$$

Делительные диаметры:

для прямозубых колес  $d_1 = m z_1$ ;  $d_2 = m z_2$ ,

для косозубых колес  $d_1 = m_n z_1 / \cos \beta$ ;  $d_2 = m_n z_2 / \cos \beta$ .

Фактическое межосевое расстояние

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

для прямозубых колес  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ;  $d_{a2} = d_2 + 2m$ ,

для косозубых колес  $d_{a1} = d_1 + 2m_n$ ;  $d_{a2} = d_2 + 2m_n$ .

Формула для проверочного расчета на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (4.16)$$

где  $Y_\beta = \frac{1-\beta}{140^\circ}$  коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, для прямозубых колес  $Y_\beta = 1$ ;  $K_{F\alpha}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки,  $K_{Fv}$  – коэффициент дополнительных динамических нагрузок для напряжений изгиба.

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса. Этот эффект учитывается коэффициентом формы зуба  $Y_F$ . Рекомендуемые значения  $Y_F$ , в зависимости от количества зубьев  $z$  для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев  $z_v$  для косозубых, приведены ниже:

$z$  или  $z_v$ : 17; 20; 22; 24; 26; 30; 35; 40; 50;  $\geq 80$ .

$Y_F$ : 4,27; 4,07; 3,98; 3,92; 3,88; 3,8; 3,75; 3,7; 3,65; 3,6.

Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб, шестерню делают из более прочного материала, чем колесо (например, увеличенная твердость). Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} \approx \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}.$$

На практике проверочный расчет передачи на изгиб выполняют для того из колес (шестерни или колеса), для которого ниже прочность на изгиб, т.е. меньше отношение  $[\sigma_F] / Y_F$ .

Коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{ba} = b_2 / a_w$ . При расчете цилиндрических передач значением  $\psi_{ba}$  задаются. В зависимости от расположения шестерни относительно опор принимают:

при симметричном расположении  $\psi_{ba} = 0,315 \dots 0,5$ ;

при несимметричном  $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$ ;

при консольном  $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,25$ .

Большие значения  $\psi_{ba}$  – для передач с твердостью зубьев колеса  $H < 350$  НВ. Для стандартных редукторов  $\psi_{ba}$ : 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25.

Допускается расчет

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_{bd}}{(U+1)},$$

где  $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w.$$

Ширину венца шестерни  $b_1$  задают на 2...5 мм больше ширины колеса для компенсации возможного осевого смещения зубчатых колес из-за неточности сборки. Это условие важно при приработке зубьев, когда более твердая шестерня перекрывает по ширине менее твердое колесо.

### 4.3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

#### 4.3.1. Общие сведения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом  $\Sigma$  (рис. 4.10). Наибольшее распространение имеют передачи с углом,  $\Sigma = 90^\circ$ , которые и рассмотрены ниже. Конические колеса (рис. 4.2) бывают с прямыми (*a*), круговыми (*б*) и редко с шевронными зубьями.

Конические прямозубые передачи имеют начальный линейный, а передачи с круговыми зубьями – точечный контакт в зацеплении.

Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

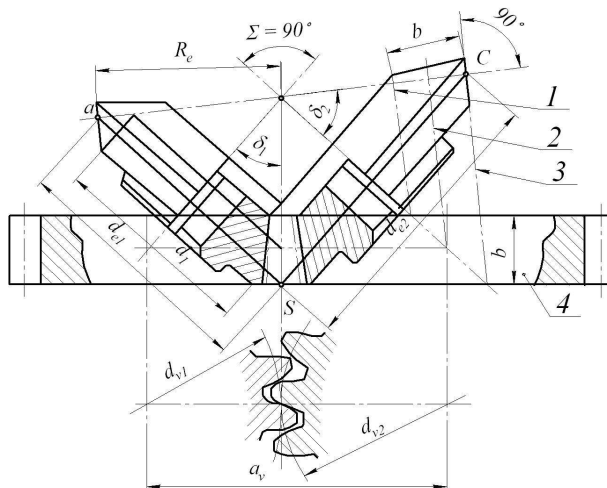
Сопряженные колеса с круговым зубом имеют противоположное направление линии зубьев – правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют с правым зубом, колеса – с левым (рис. 4.2, б).

В конических передачах шестерню располагают консольно. Согласно рис. 4.10 передаточное число

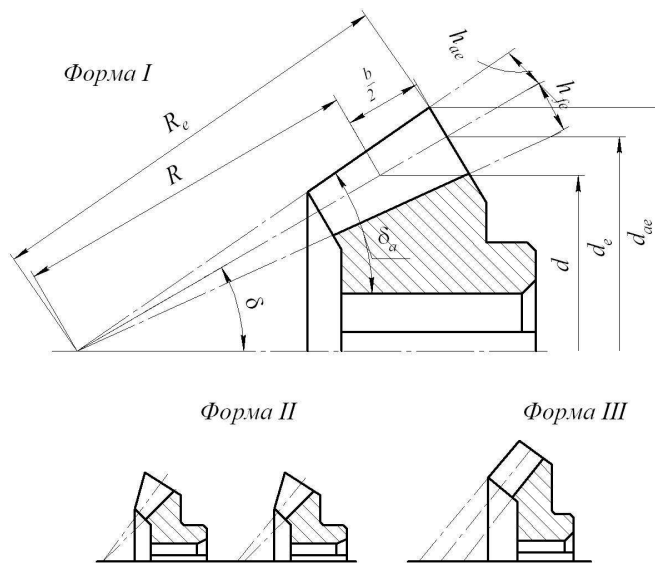
$$u = n_1/n_2 = d_{e2}/d_{e1} = \operatorname{tg}\delta_2 = 1/\operatorname{tg}\delta_1 = z_2/z_1 \operatorname{tg}, \quad (4.17)$$

где  $d_{e2}$ ,  $d_{e1}$  и  $\delta_2$ ,  $\delta_1$ , – соответственно, внешние делительные диаметры и углы делительных конусов шестерни и колеса.

Для конической прямозубой передачи рекомендуют  $u = 2 \dots 3$ , а при колесах с круговыми зубьями до 6,3.



**Рис. 4.10. Схема к геометрии зацепления конических колес:**  
**1, 2, 3 – образующие внутреннего, среднего и внешнего дополнительных конусов; 4 – эквивалентное цилиндрическое колесо**



**Рис. 4.11. К геометрическому расчету параметров конического колеса**  
**4.3.2. Основные геометрические соотношения**

В конических зубчатых колесах высота зуба, а, следовательно, и модуль зацепления, увеличиваются от внутреннего 1 к внешнему 3 дополнительному конусу (рис. 4.10, 4.11). Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом.

Максимальный модуль зубьев – внешний окружной модуль – получается на внешнем торце колеса. Его обозначают:  $m_e$  – для прямозубых колес и  $m_{te}$  – для колес с круговыми зубьями.

Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными значениями модуля, лежащими в некотором непрерывном интервале.

Основные геометрические соотношения для конических зубчатых передач с прямыми и круговыми зубьями даны в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Параметр зацепления	Геометрические соотношения для прямозубой передачи	Геометрические соотношения для передачи с круговыми зубьями
Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_e z_1; d_{te} = m_{te} z_2$
Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0,5m_k \sqrt{z_1^2 + z_2^2} =$ $= 0,5d_{e2} \sqrt{u^2 + 1/u}$	$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5d_{e2} \sqrt{u^2 + 1/u}$
Ширина зубчатого венца	$b = K_{be} R_e = 0,285 R_e$	$b = K_{be} R_e = 0,285 R_e$
Среднее конусное расстояние		$R = R_e - 0,5b$
Угол делительного конуса	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1/z_2 = 1/u$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Модуль нормальный в среднем сечении	$m = m_{te} -$ $-(b \sin \sigma_1)/z_1 \cos \beta_m =$ $= 0,702 m_k$	$m = [m_{te} -$ $-(b \sin \sigma_1)/z_1] \cos \beta_m =$ $= 0,702 m_k$
Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1 \approx 0,857 d_{e1}$ $d_2 = m z_2 \approx 0,857 d_{e2}$	$d_1 = m z_1 / \cos \beta_m \approx 0,857 d_{e1}$ $d_2 = m z_2 / \cos \beta_m \approx 0,857 d_{e2}$

### 4.3.3. Эквивалентное колесо

Для прямозубой передачи профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса (рис. 4.10) весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса, делительная окружность которого получена разверткой дополнительного конуса на плоскость. Дополнив развертку до полной окружности, получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев  $z$ .

Из треугольника OCS (рис. 4.12) делительный диаметр эквивалентного колеса

$$d_{ve} = d_e / \cos \delta = m_e z_v, \quad (4.18)$$

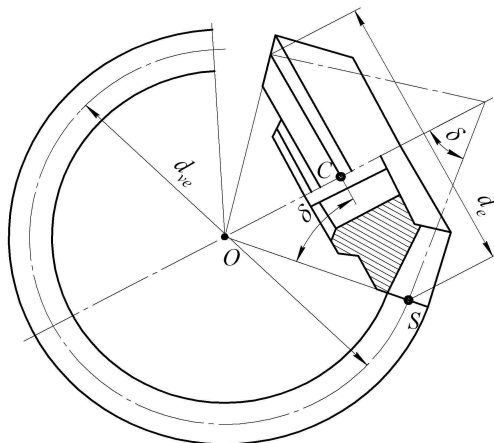
откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = z / \cos \delta. \tag{4.19}$$

Для передачи с круговыми зубьями профили зубьев конического колеса в нормальном сечении определению эквивалентного цилиндрического числа зубьев прямозубого колеса с числом зубьев  $z_{vn}$ , полученным двойным приведением: конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу:

$$Z_{vn} = z / (\cos \delta \cos^3 \beta_m). \tag{4.20}$$

В формуле (4.20)  $z$  – действительное число зубьев конического колеса.



**Рис. 4.12. Схема к определению эквивалентного числа зубьев**  
**4.3.4. Силы в зацеплении**

Силы в конической передаче определяют по размерам сечения на середине ширины зубчатого венца, в котором лежит точка приложения силы  $F$ , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 4.13). Силу  $F_n$  раскладывают на составляющие:  $F_t$ ,  $F_r$  и  $F_a$ , Н.

В прямозубой передаче:

Окружное на колесе и шестерне

$$F_t = 2T_2 / d_2. \tag{4.21}$$

Радиальное на шестерне и осевое на колесе

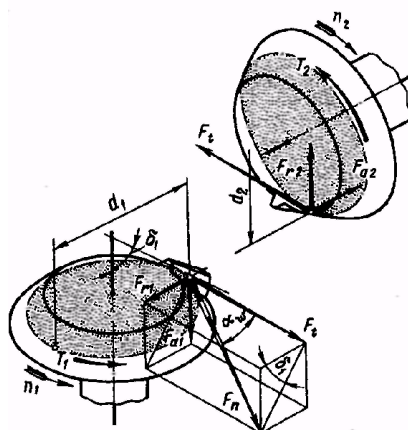
$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1. \tag{4.22}$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления.

Осевое на шестерне и радиальное на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \tag{4.23}$$

В передаче с круговым зубом во избежание заклинивания зубьев в процессе зацепления при значительных зазорах в подшипниках необходимо осевую силу  $F_{a1}$  на ведущей шестерне направить к основанию делительного конуса. Для этого направление вращения ведущей шестерни (если смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев должны совпадать.





**Рис. 4.13. Схема сил в конической прямозубой передаче  
(колеса условно раздвинуты)**

#### 4.3.5. Расчет на контактную прочность

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного цилиндрического (рис. 4.10) с той же длиной зуба  $b$  и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зуба). Практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени загрузки конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических.

Формула для проверочного расчета стальных конических зубчатых передач имеет вид:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H], \quad (4.24)$$

Для конических колес с круговыми зубьями

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{bu^2}} \leq [\sigma_H], \quad (4.25)$$

Коэффициент  $K_H$  определяется как и для цилиндрических косозубых колес.

Проектировочный расчет. Решив зависимость (4.24), получим формулу проектировочного расчета для стальных конических зубчатых передач:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H \beta u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \psi_{bRe})^2 \psi_{bRe}}}, \quad (4.26)$$

где  $d_{e2}$  – внешний делительный диаметр колеса, мм;  $T_2$  – в Н·м;  $[\sigma_H]$  – в МПа. Полученные значения  $d_{e2}$  округляют до стандартных по ГОСТ 27142–86\*: 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500. Номинальные значения передаточных чисел  $u$  желательно округлить также до стандартных значений: 1, (1,12), 1,25, (1,40), 1,60, (1,80), 2,0, (2,24), 2,5, (2,8), 3,15, (3,55), 4,0, (4,5), 5,0, (5,6), 6,3. Значения без скобок предпочтительнее.

Сравнение прочности зубьев конических шестерни и колеса проводят аналогично цилиндрическим (см. расчет цилиндрических зубчатых колес).

Эквивалентные числа зубьев конических шестерни и колеса

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

Расчетное напряжение изгиба и условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{0,85bm_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.} \quad (4.27)$$

При невыполнении условия прочности увеличивают значение  $[\sigma_H]$ ,  $[\sigma_F]$  изменяя твердости колес, или увеличивают значение  $d_{e2}$ , производя пересчет параметров колес.

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. IV]; [4, гл. 8]; [7, гл. 4]; [10, гл. III].

## 5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол скрещивания осей которых составляет  $\Theta = 90^\circ$  (рис. 5.1). В большинстве случаев ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапециевидальной или близкой к ней нарезкой.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляют по принципу винтовой пары.

#### Достоинства червячных передач.

1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени ( $u$  до 80).
2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.
3. Плавность и бесшумность работы.
4. Возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей движение только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колес (например, под действием силы тяжести поднимаемого груза).
5. Возможность получения точных и малых перемещений.

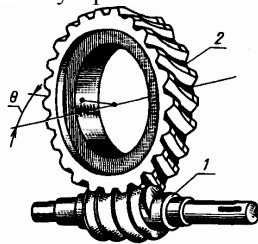
#### Недостатки.

1. Низкий КПД.
2. Необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.
3. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.
4. Необходимость регулировки зацепления.

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт.

Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи.

Червячные передачи широко применяют в транспортных и подъемно-транспортных машинах, а также с целью получения малых и точных перемещений (делительные устройства станков, механизмы настройки, регулировки и др.).



**Рис. 5.1. Червячная передача:**  
1 – червяк; 2 – венец червячного колеса

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического, а не непрерывного действия.

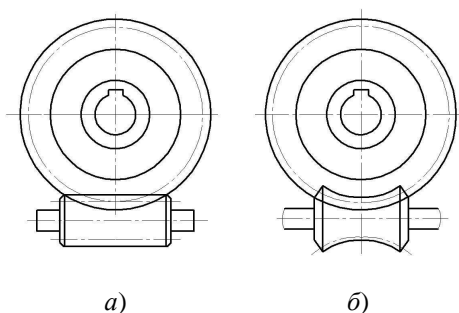
## 5.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В зависимости от формы внешней поверхности червяка (рис. 5.2) передачи бывают с цилиндрическим (а) или с глобоидным (б) червяками.

Глобоидная передача имеет повышенный КПД и более высокую (в 1,5 раза) несущую способность, но сложна в изготовлении, сборке и очень чувствительна к осевому смещению червяка, вызываемому, например, изнашиванием подшипников.

Рассмотрим передачи с цилиндрическими червяками, чаще всего применяемые на практике.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым (предпочтительнее для применения) и левым направлениями линии витка.



**Рис. 5.2. Схемы червячных передач с цилиндрическим (а) и глобоидным (б) червяками**

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 5.3) передачи бывают с нижним (а), верхним (б) и боковым (в) червяками. Расположение червяка определяет общая компоновка изделия и принятый способ смазывания зацепления. При картерном способе смазывания и окружной скорости червяка  $V_1 < 5$  м/с обычно применяют нижнее расположение червяка. При больших скоростях во избежание повышенных потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым, конволютным и эвольвентным червяками. Каждый из них требует своего способа нарезания.

Архимедов червяк в осевом сечении (сечение А–А на рис. 5.4) имеет прямолинейный профиль витка, аналогичный инструментальной рейке. Угол между боковыми сторонами профиля витка у стандартных червяков  $2\alpha = 40^\circ$ .

Если тот же резец повернуть на угол подъема винтовой линии червяка (положение 2 на рис. 5.4) так, чтобы его верхняя плоскость А–А была перпендикулярна винтовой линии, то получаемая при нарезании винтовая поверхность даст в торцовом сечении кривую – конволюту (удлиненную или укороченную эвольвенту окружности). Такой червяк называют конволютным.

Если резец установить так, чтобы его верхняя плоскость А–А (положение 3 на рис. 5.4), смещенная на некоторую величину  $e$ , была параллельна оси червяка, то получаемая при нарезании винтовая поверхность даст в торцовом сечении кривую – эвольвенту окружности. Червяк с такой винтовой поверхностью называют эвольвентным. Эвольвентный червяк представляет собой цилиндрическое косозубое колесо с эвольвентным профилем и с числом зубьев, равным числу витков червяка.

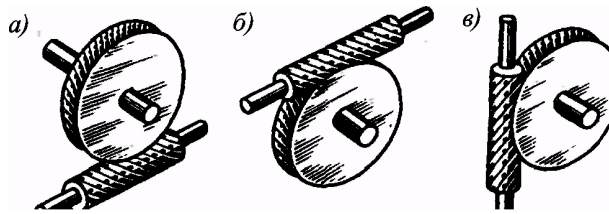


Рис. 5.3. Схемы расположения червяка относительно колеса

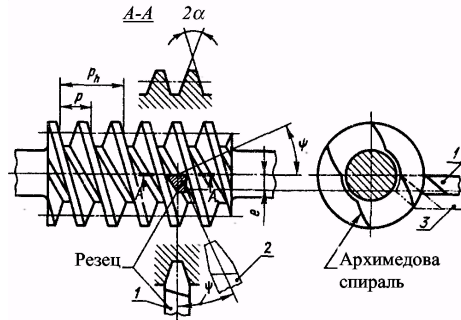


Рис. 5.4. Схема установки инструмента при нарезании червяка

На практике выбор профиля нарезки связан с возможностью последующего шлифования. Наибольшее распространение получили конволютные червяки.

### 5.3. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка  $m$ , равный торцовому модулю червячного колеса.

Значения расчетных  $m$  модулей выбирают из ряда: 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Основными геометрическими размерами червяка являются (рис. 5.5): делительный диаметр, т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины

$$d = mq, \tag{5.1}$$

где  $q$  – число модулей в делительном диаметре червяка, или коэффициент диаметра червяка. С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения  $q$  стандартизованы (табл. 5.1); расчетный шаг

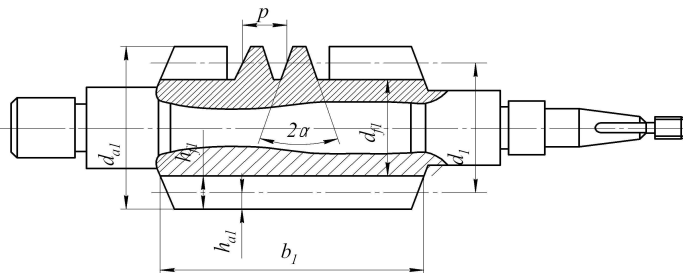


Рис. 5.5. Основные размеры цилиндрического червяка

червяка  $p = \pi m$ ; ход витка (рис. 5.6)  $p_h = pz_1$ , где  $z_1$  – число витков червяка: 1; 2 или 4 ( $z_1 = 3$  стандартом не предусмотрено); высота головки витка червяка и зуба колеса (рис. 5.5)  $h_{a1} = h_{a2} = m$ ; высота ножки витка червяка и зуба колеса  $h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$ ; угол профиля витка в осевом сечении  $2\alpha = 40^\circ$ ; диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \tag{5.2}$$

$$\text{диаметр впадин витков } d_{f1} = d - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m; \tag{5.3}$$

делительный угол подъема линии витка

$$\text{tg}\psi = p_h / (\pi d_1) = z_1 / q. \tag{5.4}$$

#### 5.1. Значения модулей $m$ и соответствующих им коэффициентов $q$ диаметров червяка (выборка)

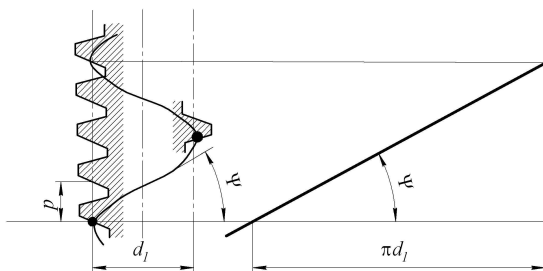
$m$	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
$q$	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Червячные передачи со смещением выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляют это, как и в зубчатых передачах, смещением фрезы относительно заготовки при нарезании зубьев колеса.

Червячные колеса передач без смещения и со смещением нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк имеют одинаковые размеры, то нарезание со смещением выполняют только у колеса. При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w/m) - 0,5(q + z_2), \quad (5.5)$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса.



**Рис. 5.6. Схема определения делительного угла подъема линии витка**

По условию неподрезания и незаострения зубьев значение  $x$  выбирают в пределах:  $-1 \leq x \leq +1$ .

Длина  $b_1$  нарезанной части червяка при коэффициенте смещения  $x \leq 0$ :

$$b_1 = m(10 + 5,5|x| + z_1). \quad (5.6)$$

При положительном смещении ( $x > 0$ ) червяк должен быть несколько короче. В этом случае размер  $b_1$ , вычисленный по формуле (5.6), уменьшают на величину  $(70 + 60x)m/z_2$ .

Для фрезеруемых и шлифуемых червяков во избежание искажения рабочей части профиля витков при входе и выходе инструмента  $b_1$  увеличивают приблизительно на  $3m$ .

Во всех случаях значение  $b_1$  затем округляют до ближайшего стандартного.

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют: диаметр начального цилиндра (начальный диаметр)

$$d_{w1} = m(q + 2x), \quad (5.7)$$

угол подъема линии витка на начальном цилиндре

$$\operatorname{tg} \psi_w = z_1 / (q + 2x). \quad (5.8)$$

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении (рис. 5.7): делительный и совпадающий с ним начальный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = mz_2; \quad (5.9)$$

диаметр вершин зубьев

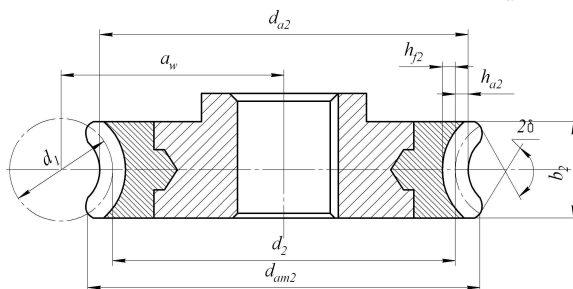
$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x); \quad (5.10)$$

диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x); \quad (5.11)$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (5.12)$$



**Рис. 5.7. Основные размеры венца червячного колеса**

Ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка: при

$$z_1 = 1 \text{ и } z_1 = 2 \quad b_2 = 0,355a_w; \quad (5.13)$$

при

$$z_1 = 4, \quad b_2 = 0,315a_w, \quad (5.14)$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние.

Червячное колесо является косозубым с углом наклона зуба  $\psi$ . Точка касания начальных цилиндров червяка и червячного колеса является полюсом зацепления.

Межосевое расстояние – главный параметр червячной передачи:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2 + 2xm). \quad (5.15)$$

Для стандартных редукторов  $a_w$ : 40, (45), 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, (280), 315, (355), 400, (450), 500 мм. Значения без скобок предпочтительнее.

#### 5.4. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Передачное число  $u$  червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на угол, соответствующий числу зубьев, равному числу витков червяка:

$$u = z_2 / z_1, \quad (5.16)$$

где  $z_1$  – число заходов червяка;  $z_2$  – число зубьев червячного колеса.

Число витков червяка  $z_1$  зависит от передаточного отношения  $u$ . Рекомендуется  $z_1 = 4$  при  $u = 8 \dots 14$ ;  $z_1 = 2$  при  $u = 16 \dots 28$ ;  $z_1 = 1$  при  $u > 31,5$ .

При выполнении этой рекомендации число зубьев червячного колеса  $z_2 \geq z_{2\min} = 28$ . Это условие обеспечивает отсутствие подрезания ножек зубьев червячного колеса. Выполнение этого условия позволяет изготавливать червячную пару без смещения.

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из ряда: 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 31,5; (35,5); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80. Значения без скобок предпочтительнее.

#### 5.5. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В приработанной червячной передаче, как и в зубчатых передачах, силу со стороны червяка воспринимают не один, а несколько зубьев колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса  $F_n$  (рис. 5.8, а) принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления  $\Pi$  по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда  $F_n$  раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие  $F_{t1}$ ,  $F_{r1}$ ,  $F_{a1}$ . Для наглядности изображения сил червячное зацепление на рис. 5.8, б раздвинуто.

Окружная сила на червяке и осевая на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1. \quad (5.17)$$

Окружная сила на колесе и осевая на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2. \quad (5.18)$$

Радиальная сила на червяке и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.19)$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления.

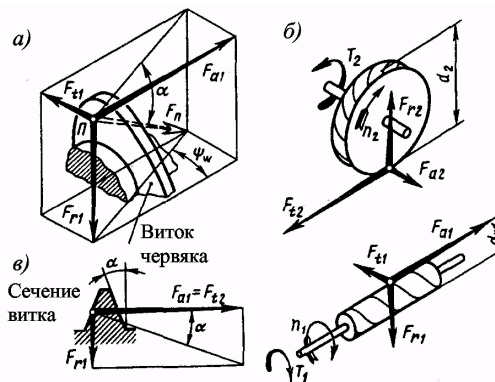


Рис. 5.8. Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка и направления линии витка. Направление силы  $F_{t2}$  всегда совпадает с направлением вращения колеса, а сила  $F_{r1}$  направлена в сторону, противоположную вращению червяка (рис. 5.8, б).

#### 5.6. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ

Червяк и колесо должны обладать достаточной прочностью и ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении образовывать антифрикционную пару с высокими износостойкостью и сопротивляемостью заеданию.

Высокие скорости скольжения 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.

Для червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колес. Наиболее часто применяют цементированные стали 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ, твердость после закалки 57...64 HRC, а также стали 45, 40Х, 40ХН с поверхностной или

объемной закалкой до твердости 46...56 HRC. Поверхность витков обязательно шлифуют и полируют, для обеспечения наибольшей стойкости зубьев червячного колеса против изнашивания и повышения КПД.

Червячные колеса для экономии изготавливают составными: венец из бронзы, а колесный центр из стали. Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ , значение которой ориентировочно определяют по приближенной зависимости

$$v_s \approx 4,3 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (5.20)$$

где  $T_2$  – момент на валу червячного колеса, Н·м;  $n_1$  – частота вращения червяка, об/мин.

При  $v_s = 5...25$  м/с применяют оловянные бронзы марок Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1. При  $v_s = 2...5$  м/с применяют более дешевые безоловянистые бронзы марок БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, а также латунь марки ЛЦ23А6ЖЗМц2.

Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы червячной пары. Ниже приведена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью поверхностей витков более 46 HRC.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из оловянных бронз определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{HO}] C_v K_{HL},$$

где  $[\sigma_{HO}] = 0,9\sigma_B$  – допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений равно  $10^7$ ;  $\sigma_B$  – предел прочности бронзы на растяжение, Н/мм<sup>2</sup> (табл. 4.1);  $C_v$  – коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ , м/с.

$v_s$ , м/с	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Коэффициент  $K_{HL}$  долговечности при расчете на контактную прочность

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma_2}}},$$

где  $N_{\Sigma_2}$  – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи

$$N_{\Sigma_2} = 60n_2L,$$

где  $n_2$  – частота вращения червячного колеса, об/мин;  $L$  – срок службы червячной пары, ч.

Если  $N_{\Sigma_2} > 25 \cdot 10^7$ , то следует в расчете  $K_{HL}$  принять  $N_{\Sigma_2} = 25 \cdot 10^7$ . Значения  $K_{HL}$  не должны превышать 1,15. Следовательно, значения  $K_{HL}$  лежат в интервале  $1,15 \leq K_{HL} \leq 0,67$ . Значения  $K_{HL}$  не входящие в интервал следует принимать равными одному из граничных значений.

Допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]_2$  для колес из безоловянных бронз и латуней определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения  $v_s$ .

Для безоловянных бронз  $[\sigma_H]_2 = 300 - 25v_s$ , МПа;

для латуни  $[\sigma_H]_2 = 275 - 25v_s$ , МПа.

Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней, МПа

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_{FL},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала колеса, МПа (табл. П 2.1);  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\Sigma_2}}},$$

где  $N_{\Sigma_2}$  – число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи (аналогично  $N_{\Sigma_2}$  при определении  $K_{HL}$ ).

Если  $N_{\Sigma_2} < 10^6$ , то принимают  $N_{\Sigma_2} = 10^6$ , тогда  $K_{FL} = 1$ .

Если  $N_{\Sigma_2} > 25 \cdot 10^7$ , то принимают  $N_{\Sigma_2} = 25 \cdot 10^7$ , тогда  $K_{FL} = 0,543$ . Следовательно значения  $K_{FL}$  лежат в интервале

$$1 \geq K_{FL} \geq 0,543.$$

При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) значение  $[\sigma_H]_2$ , рассмотренное для нереверсивной передачи с аналогичными параметрами, умножают на 0,8.

## 5.7. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В червячных передачах, аналогично зубчатым, зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. В червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые также зависят от значений контактных напряжений  $\sigma_H$ . Поэтому для всех червячных передач расчет по контактным напряжениям является основным, определяющим размеры передачи, а расчет по напряжениям изгиба – проверочным.

Расчет по контактным напряжениям. В основу вывода расчетных формул для червячных передач положены те же исходные зависимости и предположения, что и при рассмотрении зубчатых передач.

Формула проверочного расчета червячных передач по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_{H_2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2/q + 1}{a_w}\right)^3} T_2 K_H \leq [\sigma_H]_2, \quad (5.21)$$

где  $\sigma_H$  – расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков в зоне зацепления, МПа;  $a_w$  – межосевое расстояние, мм;  $T_2$  – вращающий момент на колесе.

Червячные передачи работают плавно, бесшумно, поэтому в них дополнительные динамические нагрузки невелики. Хорошая приработка зубьев колес к виткам червяков значительно уменьшает концентрацию нагрузок.

При обычной точности изготовления и выполнении условия жесткости червяка принимают:  $K = 1$  при  $v_2 \leq 3$  м/с;  $K = 1,1 \dots 1,3$  при  $v_2 > 3$  м/с, где  $v_2$  – окружная скорость червячного колеса.

Приняв из условия жесткости червяка  $q = 0,25z_2$ , а также  $K = 1$ ,  $x = 0$  и решив зависимость (5.21) относительно  $a_w$ , получаем формулу проектировочного расчета червячных передач:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{z_2/q [\sigma_H]}\right)^2} T_2 K. \quad (5.22)$$

Полученное расчетным путем значение  $a_w$  округляют в большую сторону до стандартного значения или до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. В формулу вводят поправки, связанные с представлением входящих в нее величин через параметры червячной передачи и учитывающие более высокую прочность зубьев червячного колеса на изгиб (на –30 %) вследствие их дугообразной формы.

Напряжение изгиба и условие прочности, МПа,

$$\sigma_{F_2} = 0,7Y_{F_2} \frac{F_t K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2, \quad (5.23)$$

где  $Y_{F_2}$  – коэффициент формы зуба червячного колеса, определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v_2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (5.24)$$

$z_{v_2}$	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
$Y_{F_2}$	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

При невыполнении условия прочности действия те же, что и при проверке контактной прочности.

Витки червяка прочнее зубьев червячного колеса, а потому в проверке прочности не нуждаются.

## 5.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

При работе червячных передач вследствие их невысокого КПД выделяется большое количество теплоты. Условие работы редуктора без перегрева при продолжительной работе:

$$\Delta t = t_m - t_b = \frac{P_q (1 - \eta)}{K_t A} \leq \Delta t, \quad (5.25)$$

где  $P_q$  – мощность работы на червяке;  $t_m$  – температура масла;  $t_b$  – температура воздуха;  $K_t$  – коэффициент теплопередачи (если обеспечивается достаточно хорошая циркуляция воздуха  $K_t = 17$  Вт/м<sup>2</sup>).

Допускаемый перепад температур при нижнем червяке  $[\Delta t] = 60^\circ$ , при верхнем –  $[\Delta t] = 40^\circ$ .

Поверхность днища корпуса не учитывают, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом. Приближенно поверхность  $A$  охлаждения корпуса можно принимать в зависимости от межосевого расстояния:

$a_w$ , мм	80	100	125	140
$A$ , м <sup>2</sup>	0,19	0,24	0,36	0,43
$a_w$ , мм	160	180	200	225
$A$ , м <sup>2</sup>	0,54	0,67	0,8	1,0

Если при расчете получают  $\Delta t > [\Delta t]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения  $A$ , предусмотрев охлаждающие ребра (ребра располагают вертикально, в расчете учитывают только 50 % поверхности ребер), или применить искусственное охлаждение, например, обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (ребра располагают горизонтально).

## 6. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременную передачу относят к передачам трением с гибкой связью. Она состоит из ведущего и ведомого шкивов и ремня, надетого на шкивы предварительным натяжением (рис. 6.1). Нагрузку передают силы трения, возникающие между шкивами и ремнем.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают: плоским ремнем (рис. 6.1, а), клиновым ремнем (рис. 6.1, б), круглым ремнем (рис. 6.1, в), поликлиновым ремнем (рис. 6.1, г). Наибольшее применение в машиностроении имеют клиновые и поликлиновые ремни. Передачу круглым ремнем применяют в приводах малой мощности (настольные станки, приборы).

Разновидностью ременной передачи является передача зубчатым ремнем; передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами.

#### Достоинства ременных передач.

1. Простота конструкции.
2. Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м).
3. Возможность работы с высокими частотами вращения.
4. Плавность и бесшумность работы.
5. Смягчение вибраций и толчков.
6. Предохранение механизмов от перегрузок за счет возможности проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

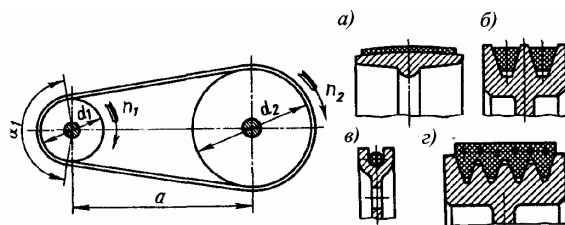


Рис. 6.1. Схема ременной передачи

#### Недостатки.

1. Большие радиальные размеры.
2. Малая долговечность ремня.
3. Большие нагрузки на валы и подшипники.
4. Непостоянство передаточного числа.

**Применение.** Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние  $a$  должно быть достаточно большим, а передаточное число  $i$  может быть не строго постоянным (приводы станков, конвейеров, дорожных и строительных машин и др.). Передачи зубчатым ремнем можно применять и в приводах, требующих постоянного значения  $i$ .

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт, хотя может достигать 2000 кВт и больше. Скорость ремня  $v = 5 \dots 50$  м/с, а в высокоскоростных передачах до 100 м/с и выше.

Ограничение мощности и скорости вызвано большими габаритами передачи, ухудшением условий работы ремня, малыми значениями долговечности и КПД.

### 6.2. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1. Межосевое расстояние  $a$  ременной передачи (рис. 6.2) определяет в основном конструкция привода машины. Рекомендуют:

$$\text{для передач плоским ремнем } a \geq 1,5(d_2 + d_1); \quad (6.1)$$

для передач клиновым и поликлиновым ремнем

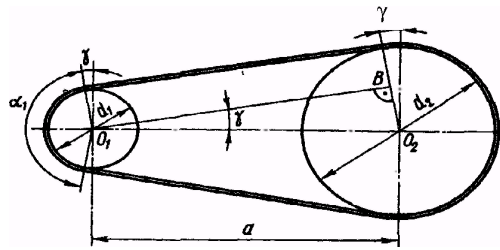
$$a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (6.2)$$

где  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры шкивов;  $h$  – высота сечения ремня.

2. Расчетная длина ремня  $L_p$  равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + 0,25(d_2 + d_1)^2/a. \quad (6.3)$$





**Рис. 6.2. Геометрические параметры ременной передачи**

По найденному значению из стандартного ряда выбирают ближайшую большую расчетную длину ремня  $L_p$ . При соединении концов длину ремня увеличивают на 30...200 мм.

3. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня  $L_p$

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}. \quad (6.4)$$

4. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a. \quad (6.5)$$

Для передачи плоским ремнем рекомендуют  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ , клиновым или поликлиновым  $\alpha_1 \geq 110^\circ$ .

### 6.3. СИЛЫ В ПЕРЕДАЧЕ

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают предварительное натяжение силой  $F_0$ . Чем больше  $F_0$ , тем выше тяговая способность передачи.

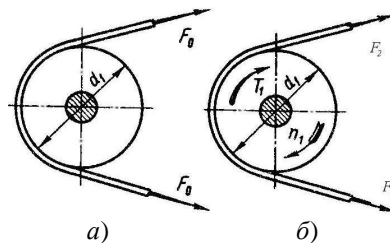
В состоянии покоя или холостого хода передачи каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой  $F_0$  (рис. 6.3, а). При приложении рабочего вращающего момента  $T_1$  происходит перераспределение сил натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы  $F_1$ , а натяжение ведомой ветви уменьшается до  $F_2$  (рис. 6.3, б). Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения

$$-T_1 + F_1 d_1/2 - F_2 d_1/2 = 0$$

или  $F_1 - F_2 = F_t$  (6.6)

где  $F_t = 2 \cdot 10^3 T_1/d_1$  (Н·м/мм) – окружная сила на шкиве, Н.

Общая геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и во время работы передачи остается неизменной. Дополнительное удлинение ведущей ветви компенсируется равным сокращением и ветви.



**Рис. 6.3 Силы в ветвях ремня**

Следовательно, насколько возрастает сила натяжения ведущей ветви ремня, настолько же снижается сила натяжения ведомой ветви, т.е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \text{ и } F_2 = F_0 - \Delta F$$

или  $F_1 + F_2 = 2F_0$  (6.7)

Решая совместно уравнения (6.6) и (6.7), получаем

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2.$$

При обегании ремнем шкивов в ремне возникает центробежная сила,  $F_v$ , Н

$$F_v = \rho A v^2, \quad (6.8)$$

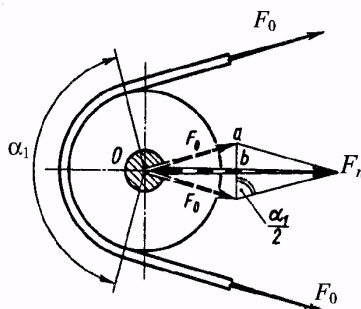
где  $A$  – площадь сечения ремня, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность материала ремня, г/м<sup>3</sup>,  $v$  – скорость ремня, м/с.

Сила  $F_v$ , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает силу предварительного натяжения  $F_0$ , понижая тем самым силы трения и нагрузочную способность передачи.

Таким образом, силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня: при работе передачи  $F_1 + F_1$  и  $F_2 + F_1$ , соответственно, а для холостого хода  $F_0 + F_1$ .

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники. Из треугольника  $Oab$  (рис. 6.4) равнодействующая сила  $F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$ , (6.9)

где  $\alpha_1$ , – угол обхвата. Направление силы  $F_n$  принимают линии центров шкивов передачи. Обычно  $F_n$  в 2...3 раза больше окружной силы  $F_t$ , что является серьезным недостатком ременных передач.



**Рис. 6.4. К определению нагрузки на валы ременной передачи**  
6.4. СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ ПО ШКИВАМ.  
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

В ременной передаче разделяют два вида скольжения ремня:

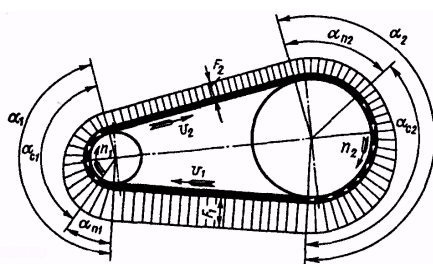
- а) упругое – неизбежное при нормальной работе передачи и происходящее на части дуги обхвата;
- б) буксование – при полной потере ремнем сцепления со шкивом и происходящее на всей дуге обхвата (возникает при перегрузке).

В процессе обегания ремнем ведущего шкива сила натяжения его уменьшается от  $F_1$  до  $F_2$  (рис. 6.5). А так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения. При этом ремень отстает от шкива – возникает упругое скольжение. На ведомом шкиве также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от  $F_2$  до  $F_1$  ремень удлиняется и опережает шкив. Упругое скольжение происходит не на всей дуге обхвата, а лишь на части ее – дуге скольжения  $a_c$ , которая всегда расположена со стороны сбегания ремня со шкива. Длину дуги скольжения определяет условие равновесия сил трения на этой дуге и окружной силы:  $F_t = F_1 - F_2$ .

Со стороны набегания ремня на шкив имеется дуга покоя  $a_n$ , на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегавшей ветви, а сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения. Сумма дуг  $a_c$  и  $a_n$  равна дуге обхвата  $a$ .

Скорости прямолинейных ветвей  $V_1$  и  $V_2$  равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости  $V_1 - V_2$  определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. мелкие стрелки на дуге  $a_{c1}$  рис. 6.5).

Таким образом, упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил  $F_1$  и  $F_2$  нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня. Упругое скольжение приводит к снижению скорости, следовательно, к потере части мощности, а также



**Рис. 6.5. Скольжение в ременной передаче**

вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его долговечность.

По мере роста окружной силы  $F_t$  уменьшается дуга покоя  $a_n$ , следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения  $a_c$  достигает значения дуги обхвата  $a$ ; и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, т.е. буксует. При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается – передача неработоспособна.

Упругое скольжение ремня характеризуют коэффициентом скольжения  $\xi$ , который представляет относительную потерю скорости на шкивах:

$$\xi = (v_1 - v_2)/v_1; v_2 = v_1(1 - \xi), \quad (6.10)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов. При нормальном режиме работы обычно  $\xi = 0,01 \dots 0,02$ .

Передаточное число. Окружные скорости шкивов передачи (рис. 6.5)

$$v_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \, 000;$$

$$v_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \, 000,$$

где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры этих шкивов, мм.

Используя приведенные для окружных скоростей зависимости с учетом формулы (6.10), получим передаточное число ременной передачи

$$u = n_1/n_2 = v_1 d_2 / (v_2 d_1) = d_2 / [d_1(1 - \xi)]. \quad (6.11)$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы  $F_t$ , является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.

Рекомендуют для передач плоским ремнем  $u \leq 5$ , клиновым  $u \leq 7$ , поликлиновым  $u \leq 8$ , зубчатым  $u \leq 12$ .

## 6.5. НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределены неравномерно (рис. 6.6). Различают следующие виды напряжений в ремне:

1. Напряжение  $\sigma_0$  от силы предварительного натяжения. В состоянии покоя или при холостом ходе (без передачи нагрузки) каждая ветвь ремня натянута силой  $F_0$ , следовательно,

$$\sigma_0 = F_0 / A,$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня.

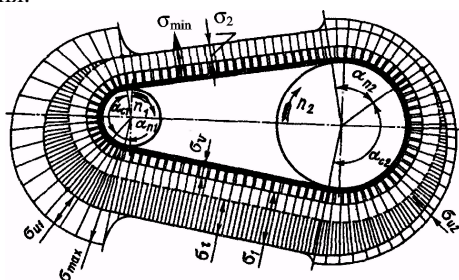


Рис. 6.6. Эпюра напряжений в ремне при работе передачи

2. Полезное напряжение  $\sigma_t$ . Отношение окружной силы в передаче (полезной нагрузки)  $F_t$  к площади поперечного сечения  $A$  называют полезным напряжением  $\sigma_t$ :

$$\sigma_t = F_t / A. \quad (6.12)$$

Так как  $F_t = F_1 - F_2$ , то полезное напряжение является разностью напряжений в ведущей  $\sigma_1$  и ведомой  $\sigma_2$  ветвях ремня при рабочем ходе на малой скорости (пока не сказывается влияние центробежных сил), т.е.

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Напряжения в ведущей  $\sigma_1$  и ведомой  $\sigma_2$  ветвях от сил  $F_1$  и  $F_2$ :

$$\sigma_1 = F_1 / A = F_0 / A + 0,5 F_t / A = \sigma_0 + \sigma_t / 2;$$

$$\sigma_2 = F_2 / A = F_0 / A - 0,5 F_t / A = \sigma_0 - \sigma_t / 2.$$

Значением  $\sigma_1$  оценивают тяговую способность ременной передачи.

3. Напряжение изгиба  $\sigma_u$  возникает в ремне при огибании им шкивов. В местах набегания ремня на шкивы и сбегания ремня не происходит резких скачков напряжений (см. рис. 6.6), так как радиус кривизны ремня изменяется постепенно.

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \delta E / d, \quad (6.13)$$

где  $\delta$  – толщина ремня;  $E$  – модуль продольной упругости материала ремня.

Из формулы (6.13) следует, что наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на малом шкиве  $d_1$  (см. рис. 6.6). Обычно, по соображениям компактности передачи, стремятся принимать небольшие значения  $d_1$ . Как видно, при этом возникают большие напряжения изгиба  $\sigma_u$ , которые могут в несколько раз превышать все другие напряжения.

На практике значение  $\sigma_{u1}$  ограничивают минимально допустимым для каждой толщины  $\delta$  значением  $d_{1\delta}$  (или отношением  $d_1 / \delta$ ).

Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является главной причиной усталостного разрушения ремня. На тяговую способность передачи  $\sigma_u$  не влияет.

4. Напряжение от центробежной силы  $\sigma_v$ ,

$$\sigma_v = F_v / A. \quad (6.14)$$

Влияние  $\sigma_v$  на работоспособность ременной передачи при  $v \leq 20$  м/с незначительно.

Наибольшее напряжение (эпюра на рис. 6.6)

$$\sigma_{\max} = \sigma_{u1} + \sigma_1 + \sigma_v = \sigma_{u1} + \sigma_0 + \sigma_t / 2 + \sigma_v. \quad (6.15)$$

Напряжение изгиба обычно значительно превышает все другие составляющие наибольшего напряжения.

Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив и сохраняет свою величину на всей дуге покоя  $a_{n1}$  (рис. 6.6).

## 6.6. ТЯГОВАЯ СПОСОБНОСТЬ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные критерии работоспособности и расчета ременных передач: тяговая способность (прочность сцепления ремня со шкивом) и долговечность ремня (его свойство сопротивляться усталостному разрушению).

Расчет по тяговой способности является основным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней и передачу ими требуемой нагрузки.

Расчет на долговечность выполняют как проверочный.

Тяговая способность ременной передачи обусловлена сцеплением ремня со шкивами. Экспериментально исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД (рис. 6.7); на их базе разработан метод расчета ременных передач. Кривые скольжения устанавливают связь между полезной нагрузкой – окружной силой (тягой)  $F_t$  и относительным скольжением  $\xi$  при постоянном предварительном натяжении ремня. При построении графика по оси абсцисс откладывают относительную нагрузку, выраженную через коэффициент тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}, \quad (6.16)$$

по оси ординат – коэффициент скольжения  $\xi$  и КПД  $\eta$  передачи. При испытании постепенно увеличивают полезную нагрузку  $F_t$  (коэффициент тяги  $\varphi$ ), сохраняя постоянным предварительное натяжение  $F_1 + F_2 = 2F_0$ , измеряют скольжение и определяют КПД.

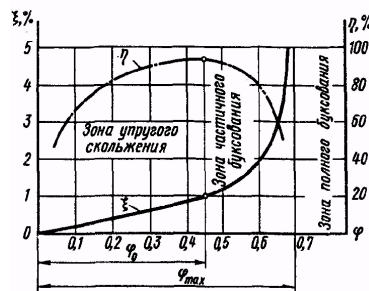


Рис. 6.7. Кривые скольжения и КПД

При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения  $\varphi_0$  наблюдается только упругое скольжение ремня по шкиву. В этой зоне упругие деформации ремня приблизительно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При  $\varphi_0$  окружная сила  $F_t$  достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя  $a_{n1}$  полностью исчезает, а дуга скольжения  $a_{c1}$  распространяется на весь угол обхвата  $\alpha_1$  (рис. 6.5).

КПД  $\eta$  передачи вначале растет с ростом окружной силы вследствие уменьшения влияния потерь холостого хода. Он достигает максимума в зоне критического значения  $\varphi_0$ .

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{max}$  работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере увеличения  $\varphi$  растет, вызывая изнашивание и нагрев ремня, резкое снижение КПД передачи вследствие увеличения потерь на скольжение. При  $\varphi_{max}$  наступает полное буксование ремня на ведущем шкиве, ведомый шкив останавливается.

Согласно кривой скольжения передаваемую силу  $F_t$  следует принимать вблизи значения  $\varphi_0$ , которому соответствует  $\eta_{max}$ . Работу передачи при  $\varphi > \varphi_0$  следует допускать только при кратковременных перегрузках, например в период пуска. Значения  $\varphi_0$  установлены экспериментально для каждого типа ремня.

Таким образом, кривая скольжения отражает явления, происходящие в ременной передаче, и совместно с кривой КПД характеризует ее работу в данных условиях. Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги  $\varphi_0$ , значение которого определяет допускаемую окружную силу  $[F]_{r0}$ . Из формулы (6.16):

$$[F]_{r0} = 2\varphi_0 F_0. \quad (6.17)$$

Для плоских ремней  $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,5$ ; для клиновых и поликлиновых  $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$ .

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. VI]; [4, гл. 12]; [7, гл. 9]; [10, гл. VII].

## 7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

### 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 7.1, а и б).

#### Достоинства цепных передач.

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 5 м).

2. По сравнению с ременными передачами: более компактны, могут передавать большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствуют скольжение и буксование).

3. Могут передавать движение одной цепью нескольким звездочкам.

#### Недостатки.

1. Значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге (этот недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях).

2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи; необходимость применения системы смазывания.

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

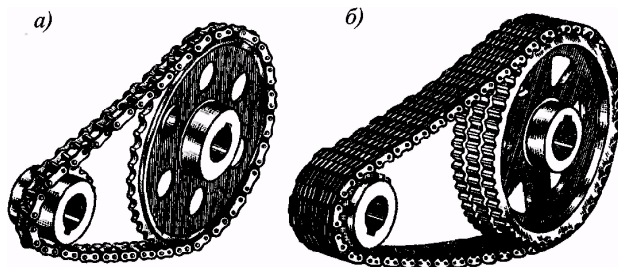


Рис. 7.1. Цепная передача:

*а* – роликовой цепью; *б* – зубчатой цепью

**Применение.** Цепные передачи применяют в станках, промышленных роботах, транспортных, сельскохозяйственных и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

## 7.2. ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ

Приводная цепь – главный элемент цепной передачи – состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев. Помимо приводных бывают тяговые и грузовые цепи, которые здесь не рассматриваются.

Основные типы стандартизованных приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые.

Роликовые приводные цепи. Состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 7.2). В наружные пластины запрессованы оси, пропущенные через втулки, запрессованные, в свою очередь, во внутренние пластины. На втулки предварительно свободно надеты закаленные ролики. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание, как втулки, так и зуба.

Роликовые цепи имеют широкое распространение. Их применяют при скоростях  $v = 15$  м/с.

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. Втулочные цепи применяют в неотчетных передачах при  $v = 1$  м/с.

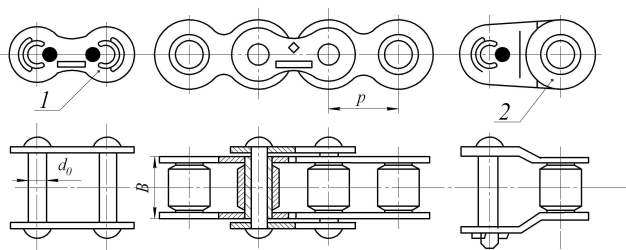


Рис. 7.2. Приводная роликовая однорядная цепь:

*1* – соединительное звено; *2* – переходное звено

Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными (рис. 7.2) и многорядными (рис. 7.3) с числом рядов 2, 3 и 4. Многорядная цепь с меньшим шагом позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче.

Пластины цепи очерчены контуром, напоминающим цифру 8, который обеспечивает равную прочность пластины во всех сечениях. Концы осей расклепывают, поэтому звенья цепи неразъемны.

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят соединительным звеном 1, при нечетном – переходным звеном 2 (см. рис. 7.3), которое менее прочно, чем основные. Поэтому стремятся применять цепи с четным числом звеньев.

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин и шарнирно соединенных между собой (рис. 7.3). Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки.

Число пластин определяет ширина цепи  $B$ , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими гранями являются плоскости пластин, расположенные под углом  $60^\circ$ . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапецевидный профиль (рис. 7.4). Благодаря этому зубчатые цепи работают более плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают более высокие скорости.

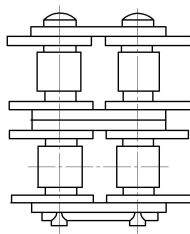


Рис. 7.3. Приводная втулочная двурядная цепь

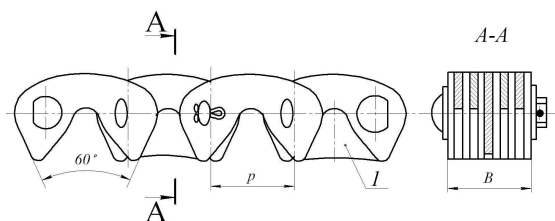


Рис. 7.4. Приводная зубчатая цепь

Однако по сравнению с другими зубчатые цепи тяжелее и дороже. Их применяют при скоростях  $v = 35$  м/с.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочек применяют направляющие пластины, расположенные в середине или по бокам цепи.

**Материал цепей.** Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40X и других с закалкой до твердости  $H = 40 \dots 50$  HRC. Оси, втулки, ролики и призмы – из цементуемых сталей 20, 15X и других с закалкой до твердости  $H = 52 \dots 65$  HRC.

**Шаг цепи  $p$**  является основным параметром цепной передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но сильней удар звена о зуб в момент набегания на звездочку, меньше плавность, сильнее шум, больше износ шарниров. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом.

В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуют цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Максимальное значение шага цепи ограничивают частотой вращения малой звездочки **по условию**  $n_1 \leq n_{1\max}$ .

### 7.3. ЗВЕЗДОЧКИ

Звездочки цепных передач отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи (рис. 7.5).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника  $Oac$  (рис. 7.5)

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)},$$

где  $z$  – число зубьев звездочки.

**Шаг  $p$**  у звездочек измеряют по хорде делительной окружности (рис. 7.5). Делительный диаметр звездочки для зубчатых цепей больше ее наружного диаметра.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность работы передачи и увеличивает изнашивание из-за большого угла поворота шарнира.

**Число зубьев малой звездочки  $z_1$**  принимают из условий обеспечения минимальных габаритов и плавного хода передачи:

для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2u \text{ при условии } z_1 \geq 13; \quad (7.1)$$

для зубчатых цепей

$$z_1 = 35 - 2u \text{ при условии } z_1 \geq 17, \quad (7.2)$$

где  $u$  – передаточное число.

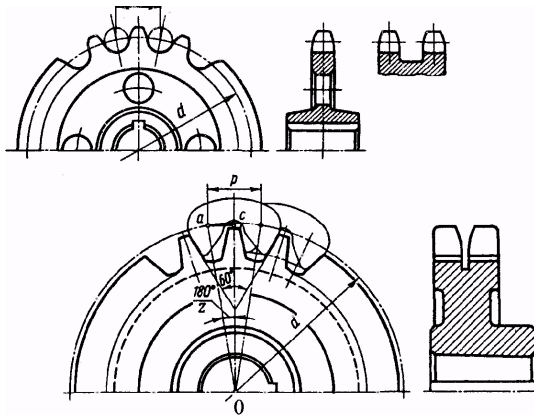


Рис. 7.5. Звездочка зубчатой цепи

Число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения  $z_{1\min} = 19...23$ ; средних  $z_{1\min} = 17...19$ ; низких  $z_{1\min} = 13...15$ . В передачах зубчатыми цепями  $z_{1\min}$  больше на 30 %.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничивают: для втулочной цепи  $z_2 \leq 90$ ; для роликовой  $z_2 \leq 120$ ; для зубчатой  $z_2 \leq 140$ .

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

**Материал звездочек** должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звездочки изготавливают из сталей 45, 40Х и других с закалкой или из цементуемых сталей 15, 20Х и др. С целью снижения уровня шума и изнашивания цепи в быстроходных передачах изготавливают зубчатый венец звездочек из пластмасс.

#### 7.4. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Из равенства скоростей цепи на звездочках следует

$$u = n_1/n_2 = z_2/z_1. \quad (7.3)$$

Передачное число цепной передачи меняется в пределах поворота звездочки на один зуб, что заметно при малом числе  $z$ . Непостоянство  $u$  не превышает 1...2 %, но вызывает неравномерность хода передачи и поперечные колебания цепи. Среднее передачное число за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуют  $u \leq 7$ .

#### 7.5. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

1. *Оптимальное межосевое расстояние передачи* (рис. 7.6) принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30...50)p, \quad (7.4)$$

где  $p$  – шаг цепи.

Меньшие значения – для  $u \approx 1...2$ , большие – для  $u \approx 6...7$ .

2. *Длину цепи  $L_p$*  в шагах вычисляют по формуле, аналогичной формуле для определения длины ремня,

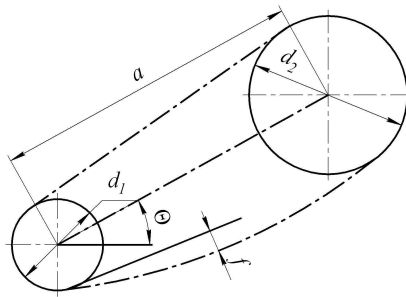
$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}.$$

Длину  $L_p$  цепи в шагах (число звеньев цепи) округляют до целого четного числа.

3. *Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов  $L_p$*

$$a = \frac{p}{4} \left[ L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left( L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (7.4)$$

Для исключения пернатяжения цепи из-за неточностей изготовления и монтажа передачи ведомая ветвь должна иметь небольшое провисание  $f$ , для чего расчетное межосевое расстояние уменьшают на  $(0,002...0,004)a$  (рис. 7.6).



**Рис. 7.6. Схема цепной передачи**  
7.6. СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ

1. *Окружная сила  $F_t, H$ , передаваемая цепью*

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T / d, \quad (5.83)$$

где  $d$  – делительный диаметр звездочки, мм;  $T$  – вращающий момент, Н·м.

2. *Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви*

$$F_0 = k_f q a g, \quad (7.6)$$

где  $k_f$  – коэффициент провисания: для горизонтальных передач  $k_f = 6$ , для наклоненных к горизонту до  $45^\circ$  –  $k_f = 3$ , для вертикальных  $k_f = 1$ ;  $q$  – масса 1 м цепи, кг/м;  $a$  – межосевое расстояние, м;  $g = 9,81$  м/с.

3. *Натяжение цепи от центробежных сил*

$$F_v = q v^2. \quad (7.7)$$

Сила  $F_v$  нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

4. *Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи*

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (7.8)$$

5. *Натяжение ведомой ветви цепи  $F_2$  равно большему из натяжений  $F_0$  или  $F_v$ .*

Вследствие того, что шарнир сбегающего звена цепи упирается в зуб, сила  $F_2$  не передается на звенья, расположенные на звездочке.

**Нагрузка на валы звездочек.** Цепь воздействует на валы звездочек с силой

$$F_n = k_b F_t + 2F_0, \quad (7.9)$$

где  $k_b$  – коэффициент нагрузки вала: наклон линии центров звездочек к горизонту  $0 \dots 45^\circ$ ,  $45 \dots 90^\circ$   $k_b$  при спокойной нагрузке 1,15; 1,05.

При ударной нагрузке  $k_b$  увеличивают на 10...15 %.

Направление силы  $F_n$  принимают по линии центров звездочек.

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. V]; [4, гл. 13]; [7, гл. 10]; [10, гл. VII].

## 8. ВАЛЫ И ОСИ

### 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

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

**Вал** предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а в некоторых случаях – дополнительно растяжение или сжатие.

**Ось** только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными или могут вращаться вместе с насаженными на них деталями.

По форме геометрической оси валы делят на прямые (рис. 8.1) и не прямые – коленчатые и эксцентриковые. Не прямые валы относят к специальным деталям и здесь не рассматриваются.

Оси, как правило, изготавливают прямыми (рис. 8.1). По конструкции прямые валы и оси мало отличаются друг от друга.

Прямые валы и оси могут быть гладкими или ступенчатыми (рис. 8.2).

Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает изготовление и установку деталей на валу.

По форме поперечного сечения валы и оси бывают сплошные и полые (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали.



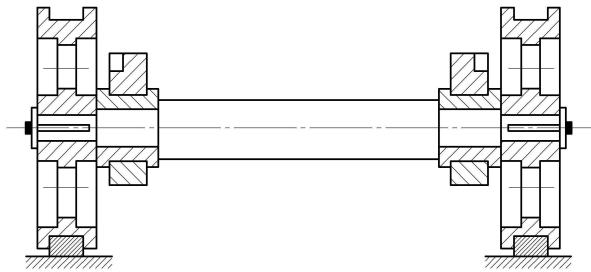


Рис. 8.1. Ось тележки

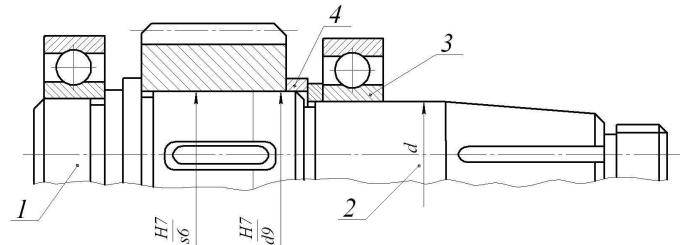


Рис. 8.2. Прямой ступенчатый вал:

1 – шип; 2 – шейка; 3 – подшипник; 4 – кольцо с поперечным пазом для размещения тяг съемника подшипника

По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на шлицевые и шпоночные, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.

## 8.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ. МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

**Цапфы** – опорные участки вала или оси. Их подразделяют на шипы, шейки и пяты.

**Шипом** называют цапфу, расположенную на конце вала или оси и передающую преимущественно радиальную силу (рис. 8.2). Шейкой называют цапфу в средней части вала или оси. Опорами для шипов и шеек валов служат подшипники. Шипы и шейки по форме могут быть цилиндрическими, коническими или сферическими. В большинстве случаев применяют цилиндрические цапфы.

**Пятой** называют цапфу, передающую осевую силу (рис. 8.3). Опорами для пят служат подпятники. Пяты по форме бывают сплошными (рис. 8.3, а), кольцевыми (рис. 8.3, б) и гребенчатыми (рис. 8.3, в). Гребенчатые пяты в настоящее время применяют редко.

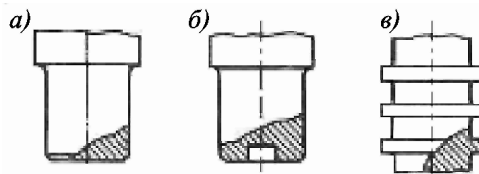


Рис. 8.3. Пяты

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют цилиндрическими и коническими (см. рис. 8.2). При посадках с натягом диаметр этих поверхностей принимают больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки и снижения концентрации напряжений (рис. 8.2). Диаметры посадочных поверхностей и диаметры под подшипники скольжения выбирают из ряда нормальных линейных размеров, диаметры под подшипники качения – по стандартам на подшипники.

Конические концы валов (рис. 8.2) изготавливают с конусностью 1:10. Их применяют для облегчения монтажа устанавливаемых на вал деталей.

Переходные участки валов и осей между двумя ступенями разных диаметров выполняют:

- а) с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. 8.4, а);
- б) с галтелью постоянного радиуса (рис. 8.4, б) галтель – поверхность плавного перехода от участка меньшего сечения к большему;
- в) с галтелью переменного радиуса (рис. 8.4, в).

Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение их податливости путем выполнения разгрузочных канавок (рис. 8.5, а), увеличения радиусов галтелей, выполнения отверстий в ступенях большего диаметра (рис. 8.5, б). Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов и осей.

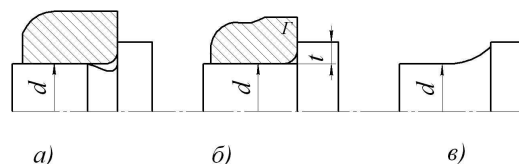


Рис. 8.4. Переходные участки вала

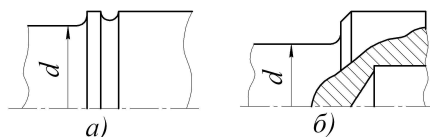


Рис. 8.5. Способы повышения уставной прочности валов

**Материалы валов и осей** должны хорошо обрабатываться, быть прочными и иметь высокий модуль упругости. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют углеродистые и легированные стали, из которых преимущественно изготавливают валы и оси. Для валов и осей без упрочняющей термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

#### Механические характеристики стали 45

Марка стали	Твёрдость НВ	МПа					
		$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\tau_{-1}$	$\sigma_{-1}$	$\Psi_\sigma$
Сталь 45	200	360	280	150	150	250	0,1

#### 8.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Основными критериями работоспособности являются **прочность и жесткость**. Валы и вращающиеся оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. **Прочность** оценивают коэффициентом запаса прочности при расчете валов и осей на сопротивление усталости, а **жесткость** – прогибом, углами поворота или закручивания сечений в местах установки деталей. Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на сопротивление усталости.

Основными расчетными силовыми факторами являются крутящие  $M_k$  и изгибающие  $M$  моменты. Влияние растягивающих и сжимающих сил на прочность мало и их в большинстве случаев не учитывают.

#### 8.4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проектировочный расчет валов производят на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров. В начале расчета известен только крутящий момент  $M_k$ . Изгибающие моменты  $M$  оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно общей компоновке выявляют его длину и места концентрации напряжений: галтели, шпоночные пазы и др. Поэтому проектировочный расчет вала производят условно только на кручение, а влияние изгиба, концентрации напряжений и характера нагрузки на прочность вала компенсируют понижением допускаемых напряжений на кручение  $[\tau]_k$ .

При проектировочном расчете обычно определяют диаметр выходного конца, а для промежуточного вала – диаметр под колесом. Диаметры других участков вала назначают при разработке конструкции с учетом технологии изготовления и сборки.

**Диаметр расчетного сечения вала вычисляют по формуле**, известной из курса сопротивления материалов:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau_k]}}, \quad (8.1)$$

где  $T_k$  – крутящий момент, действующий в расчетном сечении вала и численно равный передаваемому вращающему моменту;  $[\tau]_k$  – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца  $[\tau_k] = 20 \dots 30$  МПа; диаметра промежуточного вала под колесом  $[\tau_k] = 10 \dots 20$  МПа.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм:

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, 210, 220, 240, 250, 260, 280. Большие (меньшие) значения размеров получают умножением (делением) приведенных на 10 или 100.

При проектировании редукторов диаметр  $d$  выходного конца быстроходного вала принимают равным  $d = (0,8 \dots 1)d_3$ , где  $d_3$  – диаметр вала электродвигателя, с которым редуктор соединяют муфтой.

Форму и размеры вала уточняют после подбора подшипников, когда определяют необходимые размеры цапф.

## 8.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Проверочный расчет валов производят на сопротивление усталости и на жесткость. Его выполняют после полного конструктивного оформления вала на основе проекторочного расчета, подбора подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающего момента, разработки различных конструктивных элементов, связанных с фиксацией и регулировкой установленных на валу деталей, назначения вида механической обработки и качества поверхностей отдельных участков.

Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил и моментов принимаются по середине длины элемента, передающего эти силы и моменты на вал.

Тип опоры на расчетной схеме выбирается по воспринимаемой нагрузке. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно подвижные.

После составления расчетной схемы определяют значения реакций опор  $R_x$  и  $R_y$ , строят эпюры изгибающих моментов  $M_x$  и  $M_y$  и крутящих моментов  $M_z$ .

По эпюрам изгибающих  $M_x$ ,  $M_y$  и крутящих  $M_z$  моментов определяют опасное сечение. В опасном сечении эквивалентный момент  $M_3$  имеет максимальное значение. Эквивалентный момент определяют на основании 4-й теории прочности, Н·м

$$M_3 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2}. \quad (8.2)$$

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например в период пуска и т.д.). При этом определяют эквивалентные напряжения  $\sigma$ , по максимальному значению эквивалентного момента  $M_3$

$$\sigma_3 = \frac{M_{3\max}}{W}, \quad (8.3)$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления сечения вала;  $W = \frac{\pi d^3}{32}$ , м<sup>3</sup>. Условие статической прочности

$$\sigma_3 = [\sigma]_{\max}, \quad (8.4)$$

где  $[\sigma]_{\max}$  – предельное допускаемое напряжение.

Значение  $[\sigma]_{\max}$  при расчетах на статическую прочность принимают равным  $0,8\sigma_T$ , где  $\sigma_T$  – предел текучести материала вала. При невыполнении условия прочности следует увеличить диаметр вала или изменить характеристики материала вала.

Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае основной вид разрушения валов, как установлено практикой, – усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности  $n$  в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов и расположением зон концентрации напряжений, и сравнении их с допустимыми значениями коэффициентов запаса прочности  $[n]$ . При этом должно выполняться условие усталостной прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [S], \quad (8.5)$$

где  $[n] = 1,5 \dots 2,0$ ;  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  – запас сопротивления усталости только по изгибу и только по кручению соответственно

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma / (\beta_\sigma \epsilon_\sigma) + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a k_\tau / (\beta_\tau \epsilon_\tau) + \psi_\tau \tau_m}, \quad (8.6)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала вала, определяемые по таблицам или по приближенным формулам

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5)\sigma_B; \quad \tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3)\sigma_B,$$

где  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплитуда цикла;  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – среднее напряжение;  $k_\sigma$ ,  $k_\tau$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений по (табл. П2.11);  $\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности, ( $\beta = 0,9$ );  $\epsilon_\sigma$ ,  $\epsilon_\tau$  – масштабный фактор для нормальных и касательных напряжений по (табл. П2.12).

$\sigma_B$ , МПа	350...520	520...720	720...1000	1000...1200
$\psi_\sigma$	0	0,05	0,1	0,2
$\psi_\tau$	0	0	0,05	0,1

При расчете  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$ ,  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  необходимо прежде всего установить характер циклов нагружений.

В практических случаях можно пользоваться следующими рекомендациями:

а) при вращении вала в одну сторону или при редком его реверсировании принимают, что напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу, а напряжение кручения – по отнулевому; при этом

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma; \quad \tau_a = \tau_m = 0,5\tau,$$

где  $\sigma = \frac{M_{из}}{W} \approx \frac{M_{из}}{0,1d^3}$ ;  $\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \approx \frac{M_{кр}}{0,2d^3}$ ;  $M_{из}$ ,  $M_{кр}$  – изгибающий и крутящий моменты в расчетном сечении;  $d$  – диаметр вала;

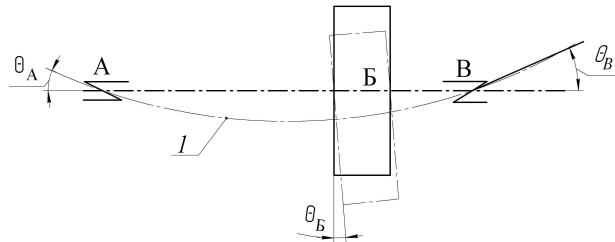
б) в случае частого реверсирования вала, что наблюдается в приводах следящих систем, принимают, что напряжения изгиба и кручения изменяются по симметричному циклу; при этом

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma; \tau_m = 0; \tau_a = \tau.$$

При невыполнении условия усталостной прочности следует добиться его выполнения коррекцией параметров вала (диаметра и механических характеристик материала).

Расчет на жесткость производят, если упругое перемещение вала влияет на работоспособность связанных с ним деталей, а также при определении точностных характеристик передачи.

Для обеспечения требуемой жесткости вала выполняют его расчет на изгибную и крутильную жесткость. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колёсами и в подшипниках. Прогиб вала  $Y$  и его поворот  $\theta$  под зубчатым колесом приводят к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывают перекося колеса, что влияет на точность передачи и концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца, вызывающую усиленное изнашивание зубьев.



**Рис. 8.6. Углы наклона сечений вала:**

$I$  – упругая линия вала

Так, наклон упругой линии  $I$  вала под зубчатым колесом от прогиба (рис. 8.6) вызывает перекося колес, концентрацию нагрузки по длине зубьев, повышенный местный износ или даже излом, а угол наклона цапф – защемление тел качения в подшипниках, повышенное сопротивление вращению и нагрев опоры.

Изгибная жесткость оценивается значениями углов поворота сечений вала  $\theta$  и значениями прогибов вала  $Y$ , которые определяют методами сопротивления материалов.

Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала:  $Y \leq [Y]$  и  $\theta \leq [\theta]$ . Значения допускаемых прогибов  $[Y]$  и углов поворота сечений  $[\theta]$  определяются назначением и условиями работы валов. Для валов передач допускаемое значение прогиба под зубчатым колесом принимают  $[Y] \leq (0,01... 0,03) m$ , где  $m$  – модуль в мм;  $[\theta] = 0,001$  рад. Допускаемый угол поворота сечений вала в радиальных шарикоподшипниках  $[\theta] = 0,0012$  рад, в конических роликовых  $[\theta] = 0,0003$  рад.

Крутильная жесткость (жесткость вала при кручении) характеризуется углом закручивания цилиндрического участка вала под действием крутящего момента  $M_{кр}$ , Н·м,

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{J_p G} = \frac{M_{кр}}{0,1d^4 G} \leq [\varphi], \quad (8.7)$$

где  $d$  – диаметр вала, м;  $G$  – модуль упругости вала при сдвиге, Па;  $[\varphi]$  – допускаемый угол закручивания, рад.

Значение допускаемого угла закручивания  $[\varphi]$  зависит от назначения и условий работы вала и изменяется в широких пределах. При проектировании можно принять  $[\varphi] \leq 5...10'$  на 1 м длины вала.

## 8.6. РАСЧЕТ ОСЕЙ

**Проектировочный расчет.** Оси работают как поддерживающие детали и поэтому нагружены только изгибающими нагрузками. Действием растягивающих и сжимающих сил пренебрегают. Проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными методами сопротивления материалов, задаваясь при этом длинами участков осей в зависимости от конструкции узла.

Расчет неподвижных осей ведут в предположении изменения напряжений изгиба по отнулевому циклу – самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. Для осей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей (Ст5, Ст6, 45 и др.), допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma] = [\sigma_0] = 100...160$  МПа.

Меньшие значения рекомендуют при значительных концентрациях напряжений.

Напряжения во вращающихся осях изменяются по симметричному циклу, для них принимают  $[\sigma] = (0,5...0,6)[\sigma_0]$ . Если ось в расчетном сечении имеет шпоночную канавку, то полученный диаметр увеличивают на 10 % и округляют до ближайшего большего стандартного значения.

**Проверочный расчет** осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость ведут аналогично расчету валов при  $M_k = 0$ .

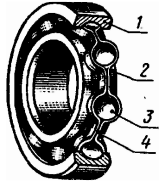
Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. I]; [4, гл. 15]; [7, гл. 11]; [10 гл. VIII].

## 9. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

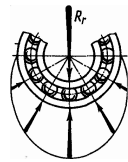
### 9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники качения (рис. 9.1) представляют собой готовый узел, основными элементами которого являются тела качения – шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 4. При работе подшипника тела качения катятся по желобам колец – дорожкам качения. Одно из колец подшипника (как правило наружное) в большинстве случаев неподвижно. Распределение радиальной нагрузки между телами качения, находящимися в нагруженной зоне (ограниченной дугой не более  $180^\circ$ ), неравномерно (рис. 9.2) вследствие неодинаковых контактных деформаций колец и различных тел качения. На размер зоны нагружения и неравномерность распределения нагрузки оказывают влияние величина радиального зазора в подшипнике и жесткость корпуса.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют, и тела качения катятся по дорожкам качения, образованным непосредственно на цапфе и в корпусе (в блоке зубчатых колес). Твердость, точность и шероховатость поверхности дорожек качения должны быть такими же, как у подшипниковых колец.



**Рис. 9.1. Шариковый радиальный однорядный подшипник**



**Рис. 9.2. Схема распределения радиальной нагрузки между телами качения в подшипнике**

Подшипники качения стандартизованы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

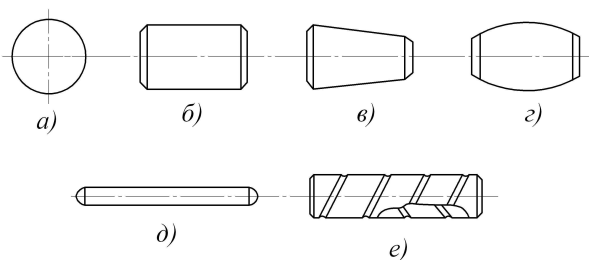
#### Достоинства подшипников качения.

1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства.
2. Малые потери на трение и незначительный нагрев при работе (потери на трение при пуске и при установившемся режиме работы практически одинаковы).
3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин.
4. Малый расход дефицитных цветных металлов при изготовлении и смазочного материала при эксплуатации.
5. Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации.

#### Недостатки.

1. Большие радиальные размеры.
2. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам.
3. Большое сопротивление вращению, шум и низкая долговечность при высоких частотах вращения.

### 9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ



**Рис. 9.3. Тела качения подшипников**

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:  
по форме тел качения (рис. 9.3) – шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;  
по направлению действия воспринимаемой нагрузки – радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;  
по числу рядов тел качения – однорядные, двухрядные и многорядные;  
по основным конструктивным признакам – самоустанавливающиеся (например, сферические самоустанавливаются при неточном угловом расположении осей вала и отверстия в корпусе) и несамоустанавливающиеся; с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца и др.

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно

применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

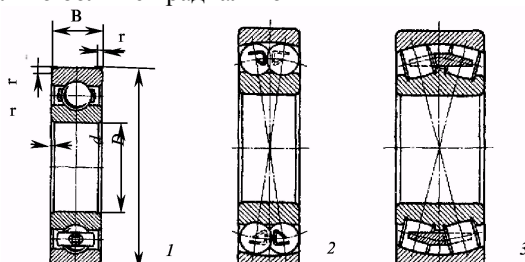
### 9.3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

**Шариковый радиальный однорядный подшипник** (рис. 9.4) самый распространенный в машиностроении. Предназначен для восприятия в основном радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях вдоль оси вала. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Он дешев, допускает достаточно большой перекос внутреннего кольца относительно наружного (до  $0^{\circ}10'$ ). При одинаковых габаритных размерах работает с меньшими потерями на трение и при большей частоте вращения вала, чем подшипники всех других конструкций.

**Шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник** (рис. 9.4) предназначен в основном для радиальной нагрузки. Одновременно с радиальной может воспринимать небольшую осевую нагрузку обоих направлений. Дорожка качения на наружном кольце обработана по сфере. Поэтому подшипник способен работать при значительном (до 2.30) перекосе внутреннего кольца относительно наружного. Способность самоустанавливаться и определяет область его применения.

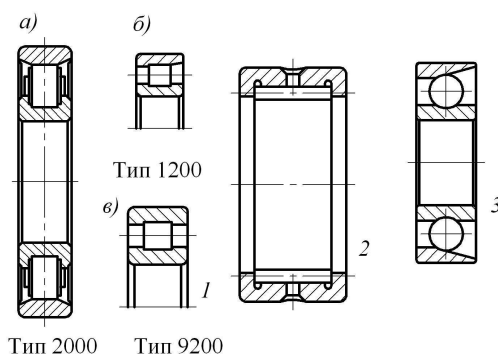
**Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник** (рис. 9.4) имеет ту же характеристику, что и шариковый сферический, но обладает наибольшей грузоподъемностью из всех других подшипников таких же габаритных размеров.

**Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами** (рис. 9.5, а) воспринимает большие радиальные нагрузки, обладает значительно большей радиальной



**Рис. 9.4. Радиальные подшипники:**

- 1 – шариковый радиальный однорядный подшипник;  
2 – шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник;  
3 – роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник



**Рис. 9.5. Подшипники:**

- 1 – роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (а, б, в); 2 – роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник; 3 – шариковый радиально-упорный подшипник

грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный равных габаритных размеров. Допускает осевое взаимное смещение колец. Чувствителен к относительному перекосу внутреннего и наружного колец (при перекосе возникает концентрация напряжений у краев ролика). Подшипник устанавливают на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют в качестве «плавающих опор» (для валов шевронных шестерен и др).

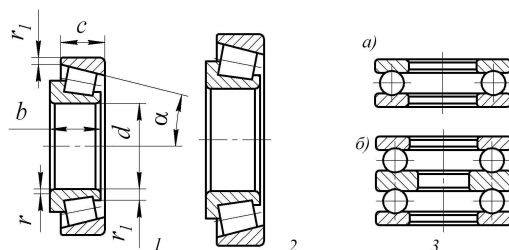
При необходимости осевой фиксации вала, нагруженного незначительной осевой силой одного направления, применяют подшипники с бортом на наружном кольце (рис. 9.5, б), а для осевой фиксации в двух направлениях – подшипники с одним бортом на внутреннем кольце и плоским упорным кольцом (рис. 9.5, в).

**Роликовый радиальный игольчатый однорядный подшипник** (рис. 9.5) воспринимает только радиальную нагрузку. При сравнительно небольших диаметральных размерах обладает высокой радиальной грузоподъемностью. Из-за отсутствия сепаратора характеризуется высокими потерями на трение между иглами и низкой предельной частотой вращения. Перекос внутреннего кольца относительно наружного недопустим. Обычно используют для работы в режиме качательного движения.

**Шариковый радиально-упорный однорядный подшипник** (рис. 9.5) предназначен для восприятия комбинированных (радиальных и осевых) нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла контакта  $\alpha$ : с увеличением угла контакта возрастает воспринимаемая подшипником односторонняя осевая нагрузка. Подшипники, смонтированные попарно, воспринимают осевые силы, действующие в обоих направлениях. При монтаже требует регулировки осевого зазора.

**Роликовый конический подшипник** (рис. 9.6) воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузки. Обладает большой грузоподъемностью. По применению в машиностроении стоит на втором месте после шариковых радиальных однорядных. Чувствителен к относительному перекоосу внутреннего и наружного колец. Подшипники устанавливают попарно на жестких коротких валах при повышенных требованиях к соосности посадочных мест. Применяют при средних и низких частотах вращения. При монтаже требует регулировки осевого зазора.

**Шариковый упорный подшипник** (рис. 9.6) воспринимает одностороннюю осевую нагрузку. Для восприятия осевых сил попеременно в обоих направлениях устанавливают двойной упорный подшипник (рис. 9.6, б). Во избежание заклинивания шариков от действия центробежных сил этот подшипник применяют при средней и низкой частоте вращения.



**Рис. 9.6.**

1 – роликовый конический подшипник; 2 – роликовый конический подшипник с бортом на наружном кольце; 3 – шариковый упорный подшипник

**Материалы деталей подшипников. Тела качения и кольца** изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, Ш20СГ, а также из цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А. Кольца имеют твердость  $H = 61...66$  HRC, тела качения  $H = 63...67$  HRC. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы.

**Материалы деталей подшипников. Тела качения и кольца** изготавливают из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей ШХ15, Ш20СГ, а также из цементуемых легированных сталей 18ХГТ, 20Х2Н4А. Кольца имеют твердость  $H = 61...66$  HRC, тела качения  $H = 63...67$  HRC. Витые ролики изготавливают навиванием из стальной полосы.

**Сепараторы** чаще всего штампуют из мягкой углеродистой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из текстолита, фторопласта, латуни, бронзы. Материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности подшипников.

#### 9.4. РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

При проектировании машин подшипники качения подбирают по таблицам каталога.

Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников на долговечность проводят по динамической радиальной грузоподъемности.

**Базовая динамическая радиальная грузоподъемность** подшипника  $C$  представляет собой радиальную нагрузку в  $H$ , которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности, составляющей  $10^6$  оборотов внутреннего кольца.

Значение  $C_r$  заранее определено и указано в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Долговечность подшипника качения  $L$  определяется усталостным выкрашиванием поверхностей качения. Показателем долговечности служит ресурс подшипника, т.е. наработка до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов (млн. об.) или в часах (ч).

Базовую долговечность  $L_{10}$  в млн. об. определяют при 90 %-ной надежности (отсюда индекс  $L_0 = 100 - 90$  в обозначении):

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^p,$$

где  $p$  – показатель степени кривой усталости;  $p = 3$  для шариковых и  $p = 10/3$  для роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника  $L_{10}$  распространяется на обычные подшипниковые стали при нормальных условиях эксплуатации (правильной установке подшипника, правильно выбранном способе смазывания, защите от проникновения инородных тел и др.). При отличии свойств материала или условий эксплуатации от обычных, а также при повышенных требованиях к надежности определяют скорректированную расчетную долговечность.

Скорректированная по уровню надежности и условиям применения подшипника расчетная долговечность (ресурс)  $L_{sah}$  радиального или радиально-упорного подшипников в часах (ч):

$$L_{sah} = a_1 a_{23} \left( \frac{C_r}{P} \right)^p \frac{10^6}{60n}. \quad (9.1)$$

Вместо индекса  $s$  в обозначении долговечности записывают цифру  $s = 100 - P_n$ , где  $P_n$  – надежность при определении ресурса. Так, при 90 %-ной надежности –  $L_{10ah}$ , при 95 %-ной –  $L_{5ah}$ , при 97 %-ной –  $L_{3ah}$ .

В формуле (9.1) обозначены:  $C_r$  – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника, Н;  $P$  – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка (см. ниже), Н;  $n$  – частота вращения кольца,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $a_1$  – коэффициент надежности. При определении ресурса, соответствующего 90 %-ной надежности, коэффициент  $a_1 = 1$ , при 95 %-ной надежности  $a_1 = 0,62$ , при 97 %-ной  $a_1 = 0,44$ ;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий совместное влияние на долговечность **особых свойств металла** колец и тел качения (обычная плавка, вакуумный или электрошлаковый переплав), условий эксплуатации (перекосы колец, наличие гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения). Для обычных условий применения подшипников (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла) значения коэффициента  $a_{23}$ :

Для шарикоподшипников (кроме сферических) .....	0,7...0,8
Для роликоподшипников конических .....	0,6...0,7
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных .....	0,5...0,6
Для роликовых радиальных двухрядных сферических подшипников	0,4

Условием пригодности подшипника является превышение расчетной долговечности  $L_{sah}$  значения требуемой долговечности  $L'_{sah}$ ,

$$L_{sah} \geq L'_{sah} \quad (9.2)$$

Обычно  $L'_{sah}$  соответствует ресурсу машины или наработке между плановыми ремонтами. В зависимости от типа машины и условий эксплуатации  $L'_{sah} = 4000...100\,000$  ч.

Формула (9.1) справедлива при эквивалентных нагрузках  $P$ , не превышающих  $0,5C_r$  и  $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ .

**Эквивалентная нагрузка.** В большинстве случаев радиальные и радиально-упорные подшипники подвержены совместному действию радиальной и осевой сил. Кроме того, условия работы подшипников разнообразны и могут различаться по величине кратковременных перегрузок, рабочей температуре, вращению внутреннего или наружного колец. Влияние всех этих факторов на работоспособность подшипников учитывают введением в расчет эквивалентной динамической радиальной нагрузки.

**Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка  $P$**  для радиальных и радиально-упорных подшипников – это такая постоянная радиальная сила, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами обеспечивает такие же ресурс и надежность, как и при действии сил в условиях эксплуатации.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников  $P$  – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка.

$$P = (XVF_r + YF_a)K_B K_T, \quad (9.3)$$

для упорных подшипников

$$P = F_a K_B K_T, \quad (9.4)$$

где  $F_r$  – радиальная сила на подшипник (суммарная опорная реакция), Н;  $F_a$  – осевая сила, Н;  $V$  – коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое из колец вращается;  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца;  $K_B$  – динамический коэффициент, учитывающий влияние эксплуатационных перегрузок на долговечность подшипника (табл. П2.21);  $K_T$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника;  $X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок (указаны в каталоге); зависят от типа и конструктивных особенностей подшипника, а также от соотношения осевой и радиальной сил (табл. П2.19–П2.20).

При $t^\circ\text{C}$	100	125	150	175	200	250
$K_T$	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

Осевая сила  $F_a$  не уменьшает ресурс подшипников пока отношение  $\frac{F_a}{F_r V}$  не превысит значения  $e$  – параметра осевого нагружения (указан в каталоге). При  $\frac{F_a}{F_r V} \leq e$  коэффициенты  $X = 1$  и  $Y = 0$ , т.е. при определении  $P$  силу  $F_a$  не учитывают [формула (9.3)] (табл. П2.18).

При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила  $F_a$ , нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе  $F_a$ , действующей на вал. Силу  $F_a$  воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы.

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. П]; [3, гл. 7]; [10, гл. IX].



## 10. МУФТЫ

### 10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

**Муфты** служат для соединения концов валов для передачи вращающего момента без изменения угловой скорости. Муфты также могут в определенной степени компенсировать погрешности расположения осей валов, являться демпферами крутильных колебаний, обеспечивать плавный пуск и останов механизма, предохранять механизмы от перегрузки и т. д. Муфты широко применяются практически во всех приводах общего и специального машиностроения.

По конструкции, назначению и принципу действия муфты весьма разнообразны. По признаку управляемости все механические муфты разделяются на четыре типа:

*неуправляемые* – не допускают рассоединения валов в процессе работы;

*управляемые* – позволяют принудительно соединять и рассоединять ведущий и ведомый валы в процессе работы;

*самоуправляемые* – автоматически рассоединяют валы при изменении заданного режима работы;

прочие – например, комбинированные, состоящие из неуправляемой и управляемой или самоуправляемой муфт.

**Неуправляемые муфты** по характеру соединения валов разделяются на:

глухие – для постоянного жесткого соединения строго соосных валов;

компенсирующие – для соединения валов с незначительными взаимными смещениями и перекосами осей, вызванными погрешностями изготовления и монтажа;

упругие – для предохранения от динамических нагрузок.

**Муфты управляемые** разделяются на:

кулачковые и зубчатые – для соединения и рассоединения валов при почти равных угловых скоростях;

фрикционные – для плавного соединения ведущего и ведомого валов при любой разности их угловых скоростей.

**Самоуправляемые муфты** разделяются на:

центробежные – для автоматического соединения или рассоединения валов при заданной угловой скорости ведущего вала;

обгонные – для передачи момента только в заданном направлении и только при равенстве угловых скоростей;

предохранительные – для предохранения деталей машин от перегрузок.

Большинство муфт, применяемых в общем машиностроении, стандартизировано. Основной характеристикой стандартной муфты является расчетный крутящий момент

$$T_p = K_1 K_2 T_n,$$

где  $T_p$  и  $T_n$  – расчетный и номинальный крутящие моменты;  $K_1$  – коэффициент безопасности;  $K_2$  – коэффициент режима работы. Значения  $K_1 = 1,0 \dots 1,8$  принимают в зависимости от последствий, к которым приводит поломка муфты. Коэффициент режима работы  $K_2 = 1,0$  при равномерной нагрузке,  $K_2 = 1,3 \dots 1,5$  при ударной и переменной нагрузке.

В авиационных механизмах наряду со стандартными муфтами широко используются специальные муфты в соответствии с отраслевыми стандартами.

### 10.2. НЕУПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Наиболее просты конструкции глухих втулочных (рис. 10.1, *а*, *б*) и фланцевых (рис. 10.1, *в*) муфт. Они допускают смещение осей валов не более 0,05 мм. **Глухие** муфты помимо крутящего передают изгибающие моменты, а также поперечные и осевые усилия. Для разгрузки муфт от действия изгибающего момента их располагают вблизи опор. С помощью втулочных и фланцевых муфт соединяются тихоходные валы и валы электродвигателей.

Втулочная муфта представляет собой втулку, соединяющую ведущий и ведомый валы. Передача момента осуществляется с помощью цилиндрических или конических штифтов (рис. 10.1, *а*), шпонок (см. рис. 10.1, *б*) или шлицев. При шпоночном или шлицевом соединении осевая фиксация втулочной муфты осуществляется стопорными винтами. Преимуществами втулочных муфт являются простота конструкции, малые габариты и масса. Размеры муфты выбираются в зависимости от диаметра вала:  $D \approx 1,5m$ ;  $L \approx 3d$ ;  $a \approx 0,75d$ ;  $d_{шт} \approx 0,2d$ , а затем уточняются расчетом. Расчет муфты ведется по методикам расчета на прочность соответствующих соединений вала со ступицей.

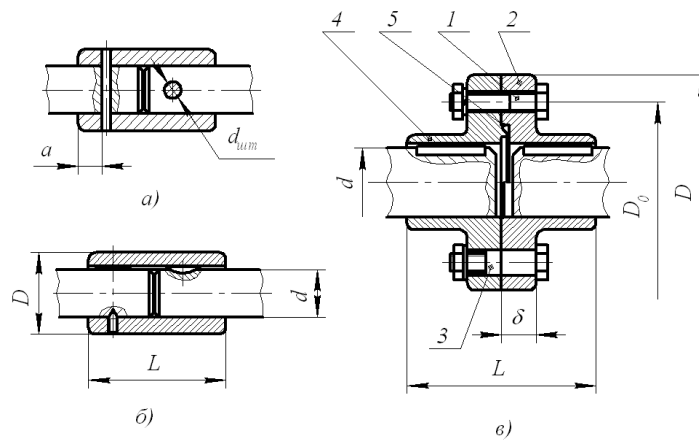


Рис. 10.1. Глухие муфты

Фланцевые муфты в авиационных приводах применяются в основном поперечно-свертные (рис. 10.1, в). Плоскость стыка полумуфт перпендикулярна к оси вала. Размеры фланцевой муфты выбираются из следующих соотношений:  $L = (2,5 \dots 4)d$ ;  $D = (3 \dots 3,5)d$ ;  $D_0 = 2,6d$ . Допускаемая окружная скорость  $v \leq 35$  м/с. Полумуфты 2 и 4 соединяются болтами 3, установленными без зазоров (под развертку) (нижняя часть рис. 10.1, в), или болтами 1, поставленными с зазором, с дополнительным центрированием полумуфт по центрирующему пояску 5 (верхняя часть рис. 10.1, в). Болты под развертку рассчитываются на срез и смятие:

$$\tau = \frac{8T_p}{\pi d_6^2 D_0 z_6} \leq [\tau],$$

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p}{D_0 z_6 d_6 \delta} \leq [\sigma]_{см},$$

где  $d_6$  – диаметр болта;  $z_6$  – число болтов,  $[\tau]$  и  $[\sigma]_{см}$  – допускаемые напряжения на срез и смятие.

Болты, поставленные с зазором, рассчитываются по усилию затяжки, найденному из условия передачи вращающего момента силами трения на поверхности контакта фланца:

$$F_{зат} = \frac{2\beta T_p}{D_{ср} z_6 f},$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса сцепления,  $\beta = 1, 2, \dots, 3,5$ ;  $f$  – коэффициент трения;  $D_{ср}$  – средний диаметр кольцевой поверхности трения.

Л и т е р а т у р а : [1, т.2, гл.Ш]; [4, гл.17]; [10, гл.ХI].

## 11. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой стальной стержень, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах – протягиванием.

Достоинства шпоночных соединений – простота конструкции и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

К недостаткам шпоночного соединения относится то, что пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали. Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом. Шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой – крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений).

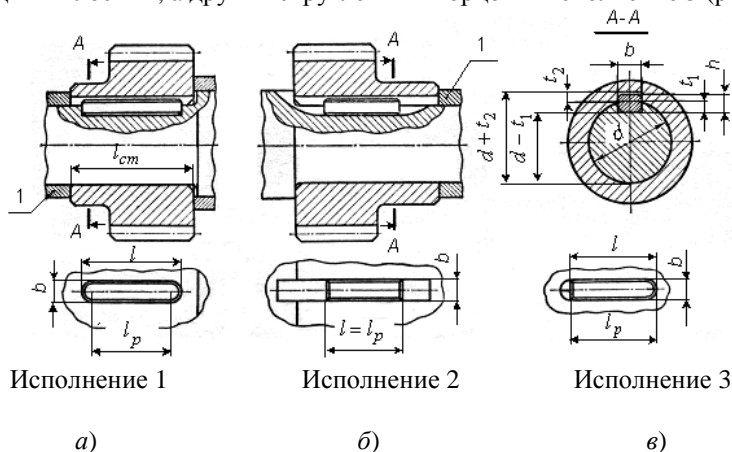
### 11.2. РАЗНОВИДНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при использовании призматических (рис. 11.1) и сегментных (рис. 11.2) шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. Напряженные соединения получают при применении клиновых (например, врезной клиновой) и тангенциальных шпонок. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Наиболее широко применяются ненапряженные соединения.

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рис. 11.1. Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой  $h$ . Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра  $d$  вала.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 11.1, а), с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 11.1, б), с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 11.1, в).

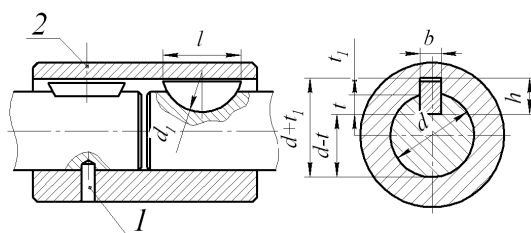


**Рис. 11.1. Соединения призматическими шпонками**

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки (1 на рис. 11.1), установочные винты (1 на рис. 11.2) и др.

Соединения сегментными шпонками (рис. 11.2). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов. Сегментные шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают). Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Соединение сегментной шпонкой технологичнее, чем призматической, но глубина паза на валу больше, что сильно ослабляет вал. Малая длина шпонки ограничивает несущую способность, поэтому сегментные шпонки применяются для передачи малых вращающих моментов.



**Рис. 11.2. Соединение сегментной шпонкой:**

1 – винт установочный; 2 – кольцо замковое пружинное

Шпонка выполняется отклонением ширины  $h9$  и ставится в паз вала с натягом, а в паз втулки – с зазором. Соответственно рекомендуются посадки в системе вала  $P9/h9$  и  $J_9/h9$  для призматической шпонки,  $N9/h9$  и  $J_9/h9$  для сегментной. Призматические шпонки могут применяться в качестве направляющих в подвижных шпоночных соединениях. В этом случае рекомендуется посадка в паз втулки  $H9/h9$ .

Соединения клиновыми шпонками (рис. 11.3). Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают без головок и с головками. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (1 на рис. 11.3). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Соединение хорошо воспринимает ударные и переменные нагрузки.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах.

Соединения тангенциальными шпонками (рис. 11.4). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. В соединении ставят две тангенциальные шпонки под углом  $120^\circ$ , каждая шпонка передает момент только в одну сторону.

Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.).

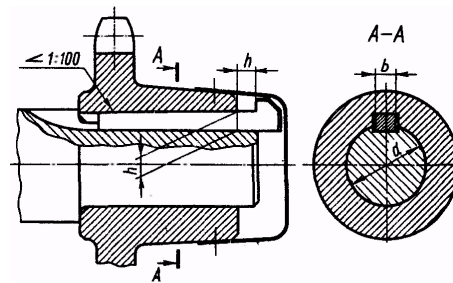


Рис. 11.3. Соединение клиновой шпонкой

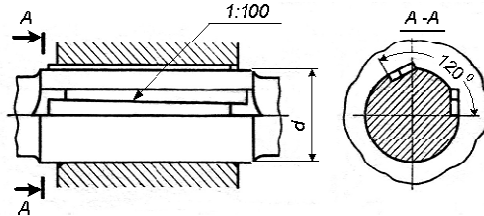


Рис. 11.4. Соединение тангенциальными шпонками

### 11.3. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений расчет на смятие. Проверку шпонок на срез проводят только по необходимости.

Соединения призматическими шпонками (рис. 11.5 и 11.1) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Сила, передаваемая шпонкой,  $F_t = 2 \cdot 10^3 T/d$ .

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

Площадь смятия

$$A_{\text{см}} = (h - t_1)l_p,$$

следовательно,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (11.1)$$

где  $T$  – передаваемый момент, Н·м;  $d$  – диаметр вала, мм;  $h$ ,  $t_1$ , – высота шпонки и глубина паза на валу, мм (табличные величины);  $[\sigma]_{\text{см}}$  – допускаемые напряжения смятия (см. ниже);  $l_p$  – рабочая длина шпонки; для шпонок с плоскими торцами  $l_p = l$ , со скругленными  $l_p = l - b$ .

При проектировочных расчетах после выбора размеров поперечного сечения шпонки  $b$  и  $h$  по таблице определяют расчетную рабочую длину  $l_p$  шпонки.

Длину шпонки со скругленными торцами  $l = l_p + b$  или плоскими торцами  $l = l_p$  назначают из стандартного ряда.

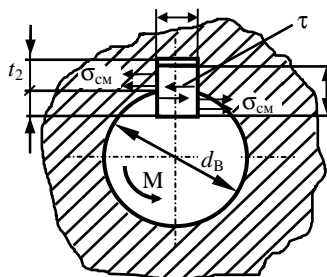


Рис. 11.5. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Длину ступицы  $l_{\text{ст}}$  принимают равной или на 8...10 мм больше длины шпонки. Если длина ступицы больше величины  $1,5d$ , то шпоночное соединение целесообразно заменить на шлицевое или соединение с натягом.

Соединения сегментными шпонками (см. рис. 11.2) применяют для относительно тонких валов (диаметром примерно до 44 мм). В этом случае соединение проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (11.2)$$

где  $l_p = l$  – рабочая длина шпонки;  $(h-t)$  – рабочая глубина в ступице.  
Сегментная шпонка узкая, поэтому ее проверяют на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dl_p b} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (11.3)$$

где  $b$  – ширина шпонки;  $[\tau]_{\text{ср}}$  – допускаемое напряжение на срез шпонки (см. ниже).

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с  $\sigma_b \geq 600$  МПа – чаще всего из сталей 45, Ст6.

Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице  $[\sigma]_{\text{см}} = 130 \dots 200$  МПа;

при чугунной –  $[\sigma]_{\text{см}} = 80 \dots 110$  МПа.

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие – при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке  $[\sigma]_{\text{см}}$  снижают в 1,5 раза.

Допускаемое напряжение на срез шпонок  $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100$  МПа.

Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. IX]; [2, гл. 10]; [4, гл. 6]; [10, гл. VIII].

Если при расчете получают  $\Delta t > [\Delta t]$ , то необходимо увеличить поверхность охлаждения  $A$ , предусмотрев охлаждающие ребра (ребра располагают вертикально, в расчете учитывают только 50 % поверхности ребер), или применить искусственное охлаждение, например, обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка (ребра располагают горизонтально).

Л и т е р а т у р а : [1, т. 2, гл. IV]; [4, гл. 9]; [7, гл. 7]; [10, гл. IV].

## 12. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифтовые соединения, как и шпоночные относятся к разъемным видам соединений и используются для передачи вращающего момента с вала на сопрягаемую с ним деталь. Они применяются для передачи вращающего момента в слабнонагруженных передачах, а также для фиксации положения одной детали относительно другой.

В соединениях используются штифты (рис. 12.1):  $a$  – цилиндрические гладкие;  $b$  – с засверленными концами;  $в$  – насечные;  $г$  – пружинные;  $д$  – конические;  $е$  – с резьбовой цапфой. Размеры штифтов характеризуются диаметром  $d$  и длиной  $l$ .

Изготавливают штифты из углеродистых сталей и цветных металлов. Для цилиндрических штифтов допуск на диаметр составляет  $n6$ ,  $h8$ , и  $u8$ .

При установке штифтов отверстия в обеих деталях сверлят и развертывают в сборе. Цилиндрические штифты устанавливают в отверстия соединяемых деталей по посадкам с натягом (H7/n6, H7/n8, U8/h8). В соединениях, требующих частой сборки и разборки, отверстия в ступице детали обрабатывают для образования посадки типа K7/h8, H8/h8. От выпадания штифты фиксируются в разборных соединениях пружинным кольцом, изготовленным из проволоки диаметром  $d = 0,5 \dots 0,8$  мм. В неразборных соединениях цилиндрические штифты кернят (рис. 12.2) или применяют штифты с засверленными концами, которые после сборки развальцовываются. Насечные штифты не требуют развертывания отверстий и дополнительной фиксации от выпадания. Применяют их в неотвественных соединениях деталей, изготовленных из пластичных материалов. Пружинные штифты устанавливают в малонагруженных соединениях; натяг создается за счет уменьшения диаметра отверстия в пределах  $(0,015 \dots 0,025) d_{\text{шт}}$ , где  $d_{\text{шт}}$  – диаметр штифта.

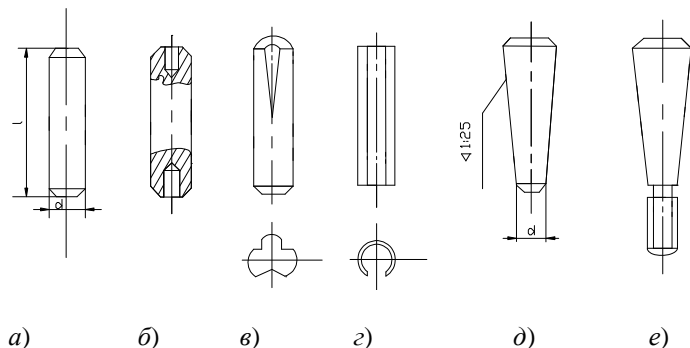
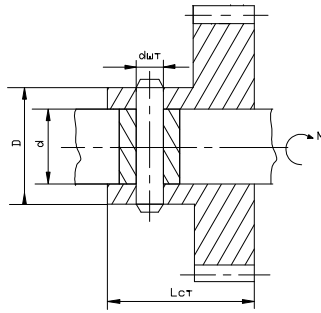


Рис. 12.1. Виды штифтов



**Рис. 12.2 Штифтовое соединение**

Соединение коническими штифтами путем создаваемого натяга обеспечивает возможность получения безлюфтового соединения. Самоторможение конических штифтов при действии поперечной силы и вращающего момента обеспечивается силами трения за счет их конусности. Однако в условиях вибраций и резких изменений температуры условие самоторможения может не выполняться, и для полной гарантии от выпадения конического штифта из отверстия необходимо его дополнительное крепление.

Диаметр штифта в соединениях типа вал – ступица в соответствии с ГОСТом назначают в зависимости от диаметра вала  $d$  в пределах  $d_{шт} < 0,3d$  (рис. 12.2.); соединение проверяют на срез  $b$  смятия. Условие прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4M}{d\pi d_{шт}^2} \leq [\tau_{ср}], \quad (12.1)$$

где  $M$  – вращающий момент;  $[\tau_{ср}]$  – допускаемые напряжение среза. Для штифтов, изготовленных из углеродистых сталей  $[\tau_{ср}]$  – 35...75 МПа (меньшие значения принимают при нагрузке с толчками и ударами). На смятие штифтовое соединение проверяется при тонкой ступице

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(D-d)d_{шт}} \leq [\sigma_{см}], \quad (12.2)$$

где  $(D-d)d_{шт}$  – условная площадь смятия;  $[\sigma_{см}] = 150...180$  МПа – допускаемые напряжения смятия (для стали).

Литература: [1, т. 1, гл. VI]; [2, гл. 10]; [5, гл. 27].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При проектировании и эксплуатации машин и приборов возникает необходимость решения вопросов механического профиля – выбор схем, кинематика и динамика, расчеты на прочность, оценка механических причин брака производимой продукции и т.д. Задачей пособия является получение студентами навыков по расчету и конструированию типовых механических устройств, используемых в машинах, измерительных приборах и средствах автоматизации.

В результате освоения учебного пособия, обучающиеся знакомятся с источниками информации по деталям машин, основам конструирования деталей машин, появлением новых и развитием известных теорий, гипотез, представлений и проверки их опытным путем, методами расчета элементов конструкций на прочность и жесткость, проблемными вопросами прочностных расчетов. Студент в результате изучения представленного материала должен уметь оценивать принципы работы, технические характеристики, конструктивные особенности разрабатываемых и используемых технических средств, оценивать работоспособность деталей по критериям прочности, самостоятельно конструировать простейшие механические узлы, при конструировании учитывать требования собираемости, технологичности, стандартизации, экономичности, самостоятельно подбирать справочную литературу, ГОСТы, необходимый вспомогательный материал. Студент получает представление об основных задачах, решаемых данной наукой, о возможностях применения знаний, полученных в данном курсе, об основных законах данного курса и навыки определения основных геометрических параметров и расчета на прочность широко распространенных деталей машин (приборов) и аппаратов, составления кинематических схем; выполнения расчетов механических передач и их элементов.

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Ануриев. – В 3 т. – М. : Машиностроение, 1999.
2. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. – М. : Колосс, 2005. – 462 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, А.П. Леликов. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
4. Иванов, М.Н. Детали машин : учебник / М.Н. Иванов ; под ред. В.А. Финогорова. – М. : Высшая школа, 2007. – 408 с.
5. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич. – М. : Высшая школа, 1989. – 351 с.
6. Олофинская, В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М. : ФОРУМ, 2008. – 208 с.
7. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для ВТУЗов / С.А. Чернавский и др. – М. : Альянс, 2008. – 590 с.

8. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. – Мн. : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
9. Тимофеев, С.И. Детали машин / С.И. Тимофеев. – Ростов н/Д : Феникс, 2005. – 416 с.
10. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский и др. – М. : Альянс, 2006. – 416 с.
11. Чернилевский, Д.В. Основы проектирования машин : учеб. пособие / Д.В. Чернилевский. – М. : Учебная литература, 2001. – 560 с.
12. Стандарт предприятия. Проекты (работы) дипломные и курсовые. Правила оформления. – Тамбов : ТГТУ, 2000. – 38 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

**Пример 1.** Выполнить кинематический и силовой расчет электромеханического привода конвейера. Принять для косозубых цилиндрических передач угол наклона зубьев  $\beta = 15^\circ$ .

Исходные данные для выполнения расчета выбираем из прилагаемых таблиц в соответствии с заданием, личным учебным шифром и первыми шестью буквами русского алфавита, которые следует расположить под шифром (см. прил. 3). Примем шифр:

шифр	1	1	1	1	1	1
буквы	а	б	в	г	д	е

Из каждого вертикального столбца таблицы, обозначенного внизу буквой (прил. 3), надо взять только одно число, стоящее в той горизонтальной строке, номер которой совпадает с номером буквы.

Схема будет состоять (рис. П1.1):

1. Электродвигатель асинхронный переменного тока (1).
2. Первая ступень – ременная передача плоским ремнем (2).
3. Вторая ступень – прямозубая зубчатая передача в открытом корпусе (3).
4. Третья ступень – червячная передача в открытом корпусе (4).

Частота вращения вала на выходе  $n_{\text{вых}} = 10 \text{ мин}^{-1}$ ; мощность на выходе  $P_{\text{вых}} = 2 \text{ кВт}$ ; вариант 1. Ременная передача плоским ремнем:  $D_{\text{min}} = 40 \text{ мм}$ ;  $D_{\text{max}} = 100 \text{ мм}$ . Прямозубая зубчатая передача в открытом корпусе:  $z_{\text{min}} = 20$ ;  $z_{\text{max}} = 40$ . Червячная передача в открытом корпусе:  $z_{\text{min}} = 1$ ;  $z_{\text{max}} = 28$ .

Валы опираются на подшипники качения (6) и соединены глухими фланцевыми муфтами (5) (допускается применение и других муфт, к примеру, глухих втулочных).

#### 1. Составление кинематической схемы привода

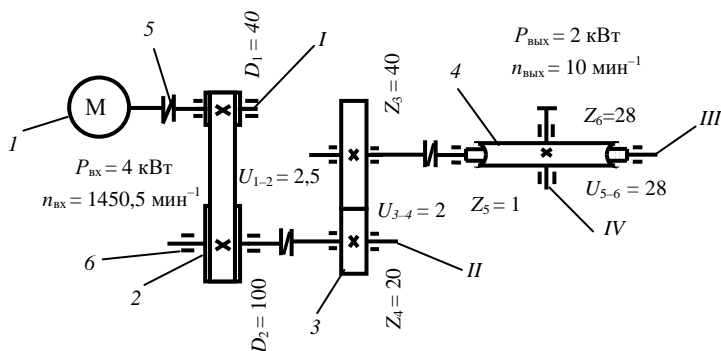


Рис. П1.1. Кинематическая схема привода

## 2. Кинематический и силовой расчет привода

### 2.1. Определение передаточного отношения каждой передачи, входящей в привод

Ременная передача плоским ремнем:

$$U_{1-2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{100}{40} = 2,5.$$

Прямозубчатая зубчатая передача в открытом корпусе:

$$U_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{40}{20} = 2$$

Червячная передача в открытом корпусе:

$$U_{5-6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{28}{1} = 28.$$

### 2.2. Определение общего передаточного отношения привода

$$U_{\text{общ}} = U_{1-6} = U_{1-2} U_{3-4} U_{5-6} = 2,5 \cdot 2 \cdot 28 = 140.$$

### 2.3. Определение общего КПД привода

Находим КПД привода. Принимаем КПД каждой ступени (табл. П2.8):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{р.п} \eta_{з.п} \eta_{ч.п} \eta_{пп}^6 \eta_{м}^3,$$
$$\eta_{\text{общ}} = 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,7 \cdot 0,99^6 \cdot 0,99^3 = 0,583,$$

где  $\eta_{р.п} = 0,95$  – КПД ременной передачи;  $\eta_{з.п} = 0,95$  – КПД зубчатой передачи;  $\eta_{ч.п} = 0,7$  – КПД червячной передачи;  $\eta_{пп} = 0,99$  – КПД пары подшипников;  $\eta_{м} = 0,99$  – КПД муфты.

### 2.4. Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_{IV}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = 140; n_{\text{вх}} = n_{\text{эл}}^{\text{тр}} = U_{\text{общ}} n_{\text{вх}} = 140 \cdot 10 = 1400 \text{ мин}^{-1}.$$

### 2.5. Определение требуемой мощности электродвигателя

$$n_{\text{общ}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} = 0,583; P_1 = P_{\text{вх}} = P_{\text{эл}}^{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{2000}{0,583} = 3430,53 \text{ Вт}.$$

### 2.6. Подбор стандартного асинхронного электродвигателя переменного тока

Выбираем электродвигатель. Ориентируясь по требуемой мощности и необходимой частоте или угловой скорости вращения вала электродвигателя, из справочной литературы выбираем (табл. П2.9): электродвигатель типа 4А100S2, мощностью  $P_{\text{эл}} = 4 \text{ кВт}$ ;  $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Номинальная частота вала двигателя:

$$n_{\text{ном}} = n_c \left(1 - \frac{s}{100}\right) = 1500 \left(1 - \frac{3,3}{100}\right) = 1450,5 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие подбора:

$$P_{\text{эл}}^{\text{ст}} \geq P_{\text{эл}}^{\text{тр}}; n_{\text{эл}}^{\text{ст}} \approx n_{\text{эл}}^{\text{тр}}.$$

### 2.7. Уточнение передаточного отношения одной из передач привода

Выбираем ременную передачу.

$$U_{\text{общ}} = U_{1-6} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1450,5}{10} = 145,05;$$

$$U_{1-2} = \frac{U_{1-6}}{U_{3-4} U_{5-6}} = \frac{145,05}{2 \cdot 28} = 2,59;$$

$$U_{1-2} = \frac{d_2}{d_1} = 2,59;$$



$$d_1 = \frac{d_2}{U_{1-2}} = \frac{100}{2,59} = 38,61 \text{ мм.}$$

## 2.8 Определение частоты вращения валов привода

Определяем число оборотов каждого вала привода:

$$n_I = n_{\text{ном}} = 1450,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{1-2}} = \frac{1450,5}{2,59} = 560 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{3-4}} = \frac{560}{2} = 280 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{5-6}} = \frac{280}{28} = 10 \text{ мин}^{-1}.$$

## 2.9. Определение угловых скоростей валов привода:

Определяем угловую скорость каждого вала:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad \omega_I = \frac{\pi n_I}{30} = 151,896 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{II} = \frac{\pi n_{II}}{30} = 58,646 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{III} = \frac{\pi n_{III}}{30} = 29,322 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_{IV} = \frac{\pi n_{IV}}{30} = 1,0472 \text{ с}^{-1}.$$

## 2.10. Определение мощности на каждом валу:

$$P_I = P_{\text{эл}} \eta_M \eta_{\text{п.п}} = 4000 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3920,4 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_{\text{эл}} \eta_M^2 \eta_{\text{п.п}}^3 \eta_{\text{р.п}} = 4000 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96 = 3651,8 \text{ Вт};$$

$$P_{III} = P_{\text{эл}} \eta_M^3 \eta_{\text{п.п}}^5 \eta_{\text{р.п}} \eta_{\text{з.п}} = 4000 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99^5 \cdot 0,96 \cdot 0,95 = 33661,17 \text{ Вт};$$

$$P_{IV} = P_{\text{эл}} \eta_M^3 \eta_{\text{п.п}}^5 \eta_{\text{р.п}} \eta_{\text{з.п}} \eta_{\text{ч.п}} = 4000 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99^5 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 0,7 = 23327,75 \text{ Вт}.$$

## 2.11. Определяем моменты на валах:

$$T_I = \frac{P_I}{\omega_I} = \frac{3920,4}{151,896} = 25,81 \text{ Н·м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II}}{\omega_{II}} = \frac{3651,8}{58,646} = 62,268 \text{ Н·м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III}}{\omega_{III}} = \frac{33661,17}{29,322} = 114,8 \text{ Н·м};$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV}}{\omega_{IV}} = \frac{2332,75}{1,0472} = 2227,61 \text{ Н·м}.$$

## 3. Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых напряжений для зубчатых колес

Будем рассчитывать вторую ступень привода. Частота нагружения зубьев шестерни в  $u$  раз больше, чем у колеса, поэтому для шестерни материал выбирают более качественный. Твердость материала шестерни должна быть на 20 – 30 единиц выше твердости колеса  $HВ_1 = HВ_2 + (20 \dots 30)$ .

Более технологично для шестерни и колеса выбирать один и тот же материал, только с разной твердостью.

Пределы выносливости по контактным напряжениям вычисляются по формулам:

$$\sigma_{HO_1} = 2HВ_1 + 70; \quad \sigma_{HO_2} = 2HВ_2 + 70.$$

Пределы выносливости по изгибным напряжениям:

$$\sigma_{FO_1} = 1,8HВ_1; \quad \sigma_{FO_2} = 1,8HВ_2.$$

Эти зависимости получены для базового числа циклов нагружения  $N_6 = 10^7$  циклов (рис. П1.2).

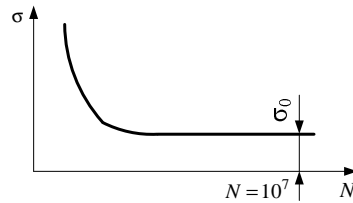


Рис. П1.2

Принимаем материал – сталь 45. Шестерня:  $D_{\text{зар}} \leq 90$  мм;  $HV_1 = 230$ ; улучшение (табл. П2.1).

Колесо:  $D_{\text{зар}} > 120$  мм;  $HV_2 = 200$ ; улучшение.

$$\sigma_{HO_1} = 2HV_1 + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HO_2} = 2HV_2 + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_1} = 1,8HV_1 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO_2} = 1,8HV_2 = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{ МПа}.$$

Вычисляем допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{HO_1} K_{HL}}{S_H} = \frac{530 \cdot 1}{1,2} = 442 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{HO_2} K_{HL}}{S_H} = \frac{470 \cdot 1}{1,2} = 391,667 \text{ МПа};$$

где  $S_H = 1,1 \dots 1,2$  – требуемый коэффициент безопасности. При улучшении или нормализации  $S_H = 1,2$ ;  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима передачи. Для базового числа циклов ( $N = 10^7$ )  $K_{HL} = 1$ .

Расчет прямозубых передач ведут по меньшему значению  $[\sigma]_H$ .

Вычисляем допускаемые изгибные напряжения:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{FO_1} K_{FL}}{S_F} = \frac{414 \cdot 1}{2,3} = 180 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{FO_2} K_{FL}}{S_F} = \frac{360 \cdot 1}{2,3} = 156,52 \text{ МПа};$$

где –  $S_F = 1,8$  для литых колес;  $S_F = 2,3$  для поковки;  $K_{FL} = 1$  для базового числа циклов.

#### 4. Проектный и проверочный расчет зубчатого зацепления второй ступени привода

Для закрытых зубчатых передач основным является расчет на контактную прочность. Расчет на изгибную прочность зубьев является проверочным.

Дано:  $U_{3-4} = U = 2$ ;  $P_{II} = P_1 = 3651,8$  Вт;

$$P_{III} = P_2 = 3366,17 \text{ Вт};$$

$$T_{II} = T_1 = 62,268 \text{ Н·м};$$

$$T_{III} = T_2 = 114,8 \text{ Н·м}; \omega_1 = \omega_{II} = 58,646 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \omega_{III} = 29,322 \text{ с}^{-1} \text{ (рис. П1.3)}.$$

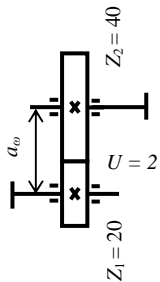


Рис. П1.3. Схема зубчатой передачи

##### 4.1. Коэффициент ширины венца колеса.

Коэффициент ширины венца колеса  $\psi_{ba}$  выбирают из ряда по ГОСТ 2185–66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

При симметричном расположении шестерни относительно опор и постоянной нагрузке принимаем коэффициент ширины венца колеса по делительному диаметру  $\psi_{bd} = 1,2$  (табл. П2.2). Коэффициент ширины венца колеса по межосевому расстоянию вычисляется по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{2\psi_{ba}}{U+1} = \frac{2 \cdot 1,2}{2+1} = 0,8.$$

По табл. П3, П4 находим коэффициенты  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta}$ , учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

При симметричном расположении шестерни и  $\psi_{bd} = 1,2$ ;  $K_{F\beta} = 1,14$ ;  $K_{H\beta} = 1,07$  (табл. П2.3 и

П2.4)

4.2. Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 u^2 \psi_{ba}}};$$

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 u^2 \psi_{ba}}} = 49,5(2+1) \sqrt[3]{\frac{114,8 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 391,667^2 \cdot 2^2}} = 93,5 \text{ мм.}$$

Округляем межосевое расстояние, желательно до 1 ряда (т.е. числа, заканчивающиеся на 0 или 5 или иное рекомендуемое). Принимаем  $a_w = 95$  мм.

4.3. Определяем модуль зубьев:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w; m = (0,95 \dots 1,9) \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9563–60 (табл. П2.5) принимаем  $m = 1,5$  мм.

4.4. Вычисляем суммарное число зубьев:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 95}{1,5} = 126,667; Z_{\Sigma} = 126.$$

Число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{126}{3} = 42; Z_1 = 42; z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 126 - 42 = 84.$$

4.5. Вычисляем передаточное число цилиндрической передачи (отклонение от  $u$  до 2 %):  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{42} = 2$ , что допустимо.

4.6. Вычисляем основные геометрические размеры передачи:

а) диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = z_1 m = 42 \cdot 1,5 = 63 \text{ мм}; d_2 = z_2 m = 84 \cdot 1,5 = 126 \text{ мм};$$

б) фактическое межосевое расстояние

$$a'_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{63 + 126}{2} = 94,5 \text{ мм, что допустимо.}$$

Расхождение  $a'_w$  с  $a_w$  до 2 %;

в) диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 1,5 = 66 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 126 + 2 \cdot 1,5 = 129 \text{ мм.}$$

Полученные диаметры  $d_{a1}$  и  $d_{a2}$  должны соответствовать принятым диаметрам заготовок;

г) ширина венца колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} a'_w = 0,8 \cdot 94,5 = 75,6 \text{ мм,}$$

$$\text{шестерни } b_1 = b_2 + (3 \dots 5) \text{ мм} = 76 + 4,4 = 80 \text{ мм.}$$

е) Диаметр окружности впадин  $d_f = d - 2,5m$ .

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 59,25 \text{ мм}; d_{f2} = d_2 - 2,5m = 122,25 \text{ мм.}$$

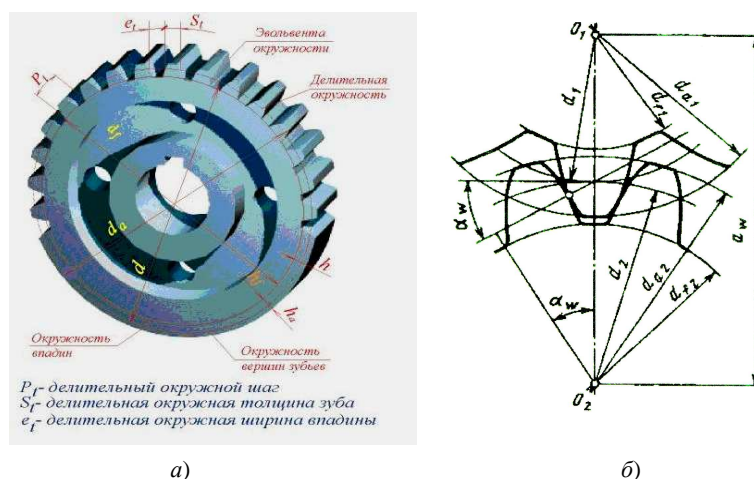


Рис. П1.4. Геометрия зубчатого колеса (а) и зубчатого зацепления (б)

4.7. Окружная скорость зубчатых колес:

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{58,646(63 \cdot 10^{-3})}{2} = 1,847 \text{ м/с,}$$

по табл. П2.6 принимаем 9 степень точности.

4.8. Вычисляем окружную силу:  $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 114,8}{126 \cdot 10^{-3}} = 1822,22 \text{ Н}$ .

4.9. Принимаем коэффициенты динамической нагрузки:  $K_{Hv} = 1,2$ ;  $K_{Fv} = 1,4$ . Для прямозубой передачи при  $v < 5 \text{ м/с}$  и твердости зубьев  $\leq 350 \text{ НВ}$ ,  $K_{Hv} = 1,2$ ;  $K_{Fv} = 1,4$ ; при твердости зубьев  $> 350 \text{ НВ}$ ,  $K_{Hv} = 1,1$ ;  $K_{Fv} = 1,2$ . Для косозубых передач при  $v < 10 \text{ м/с}$  и твердости зубьев  $\leq 350 \text{ НВ}$ ,  $K_{Fv} = K_{Hv} = 1,2$ ; при  $> 350 \text{ НВ}$ ,  $K_{Hv} = 1,2$ ;  $K_{Fv} = 1,1$ .

4.10. Расчетное контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{310}{a'_w} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma]_H ;$$

$$\sigma_H = \frac{310}{94,5} \sqrt{\frac{114,8 \cdot 1,2 \cdot 1,07(2+1)}{0,0756 \cdot 2^2}} = 376,33 < [\sigma]_H = 391,667 \text{ МПа}.$$

Перенапряжение допустимо до 5 %, недонапряжение допустимо до 10 %.

$$\frac{391,677 - 376,33}{391,667} \cdot 100 \% = 3,92 \%, \text{ что допустимо.}$$

4.11. Выбираем коэффициент формы зуба по табл. П2.7 линейным интерполированием.

Для шестерни:  $z_1 = 42$ ;  $Y_{F1} = 3,684$ ;

$z$	40	45
$Y_{F1}$	3,7	3,66

$$3,7 - \frac{3,7 - 3,66}{45 - 40} \cdot (42 - 40) = 3,63$$

Для колеса:  $z_2 = 84$ ;  $Y_{F2} = 3,6$ .

$z$	80	100
$Y_{F1}$	3,6	3,6

Сравнительная характеристика прочности зубьев на изгиб:

шестерни:  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{180}{3,684} = 48,86 \text{ МПа}$ ;

колеса:  $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{156,52}{3,6} = 43,477 \text{ МПа}$ .

Проверочный расчет необходимо вести по колесу, зубья которого менее прочны на изгиб.

4.12. Вычисляем расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба колеса:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_F ;$$

$$\sigma_F = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{1822,22}{75,6 \cdot 1,5} \cdot 1 \cdot 1,14 \cdot 1,2 = 79,14 < [\sigma]_F = 156,52 \text{ МПа},$$

где  $Y_\beta = \frac{1 - \beta}{140^\circ}$  коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, для прямозубых колёс  $Y_\beta = 1$ ;  $K_{F\alpha}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки  $K_{F\alpha} = 1$ ,  $K_{Fv}$  – коэффициент дополнительных динамических нагрузок для напряжений изгиба.

Прочность зубьев колеса на изгиб обеспечена.

4.13. Схема сил в зацеплении (рис. П1.5):

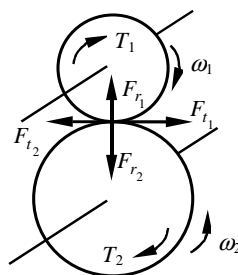


Рис. П1.5

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 1822,22 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = 1822,22 \operatorname{tg} 20^{\circ} = 663,23 \text{ Н}.$$

$$F_a = 0,$$

где  $\alpha_{\omega}$  – угол зацепления для некорректированных передач  $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$ .

В результате получаем уточненную кинематическую схему электромеханического привода (рис. П1.6).

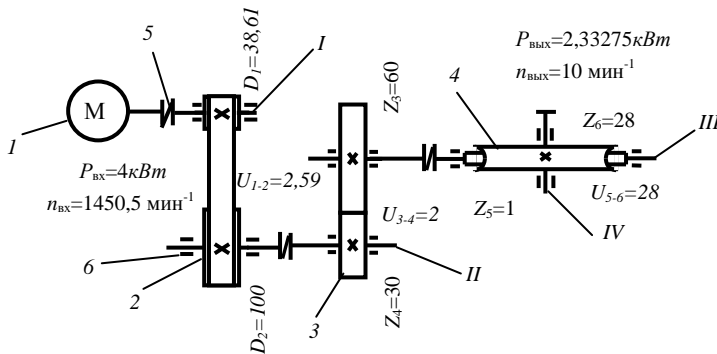


Рис. П1.6. Кинематическая схема привода

## Примеры решения задач

### Пример 2. Расчет и конструирование вала

Расчет и конструирование выходного вала зубчатой передачи (см. пример 1, вторая ступень, рис. П1.6). Срок службы не менее  $L'_{10ah} = 5000$  ч.

Дано:  $T_{III} = T_k = T = 114,8$  Н·м;  $\omega = \omega_{III} = 29,322$  с<sup>-1</sup>; диаметр делительной окружности зубчатого колеса  $d = d_2 = 126$  мм;  $n_{III} = n = 280$  мин<sup>-1</sup>,  $m = 1,5$  мм,  $b_2 = 90$  мм,  $d_{f2} = 122,25$  мм.

### 1. Предварительный расчет вала

Диаметр расчетного сечения вала вычисляют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau_k]}}$$

где  $T_k$  – крутящий момент, действующий в расчетном сечении вала и численно равный передаваемому вращающему моменту;  $[\tau_k]$  – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца  $[\tau_k] = 20 \dots 30$  МПа; диаметра промежуточного вала под колесом  $[\tau_k] = 10 \dots 20$  МПа.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда R40 нормальных линейных размеров, мм:

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, 210, 220, 240, 250, 260, 280.

Большие (меньшие) значения размеров получают умножением (делением) приведенных на 10 или 100.

Принимаем материал вала сталь 45. Определяем диаметр выходного конца вала

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{114,8}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,0306 \text{ м} = 32 \text{ мм}.$$

### 2. Конструирование вала

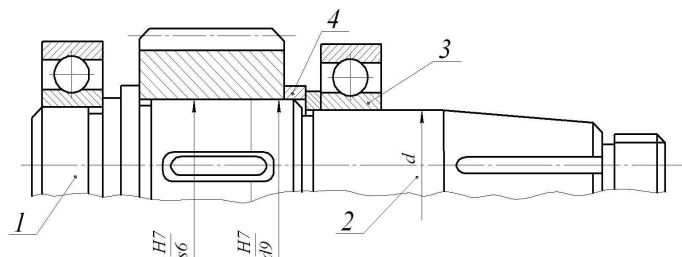
#### 2.1. Определение основных геометрических размеров вала.

Конструктивная форма вала (оси) зависит от нагрузки, способа фиксирования насаживаемой детали и условий сборки (разборки). Для осевого фиксирования деталей (подшипников, зубчатых колес и др.) на валах выполняют упорные буртики или заплечики. Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров выполняют радиусной галтелью или в форме канавки (рис. П1.7). Высота упорных буртиков для фиксирования подшипников должна обеспечивать их демонтаж и подход смазочного материала. Фиксирование в окружном направлении насаживаемой детали (колеса, шкива и т.п.) на валу часто осуществляют соединением с натягом (за счет сил трения). В таких соединениях диаметр подступичной части вала следует увеличивать на 5...10 % против соседних участков для снижения напряжений в зонах концентрации (на краях соединения).

При средних значениях вращающего момента и менее высоких требованиях к точности центрирования применяют шпоночные соединения, а при высоких вращающих моментах и повышенных требованиях к центрированию применяют шлицевые соединения. Принимаем шпоночное соединение.

Для снижения напряжений на шлицевых и шпоночных участках валов целесообразно увеличивать диаметр подступичной части на 15...20 % по сравнению с диаметрами соседних участков вала. Если соединение (шлицевое или шпоночное) передает также осевое усилие, то насаженную на вал деталь (например, зубчатое колесо) фиксируют в осевом направлении с помощью буртика и резьбового соединения. Чаще буртик выполняют на гладкой части вала. Диаметры посадочных поверхностей (под ступицы колес, шкивов, звездочек т.п.) следует выбирать из стандартного ряда посадочных размеров, а диаметры посадочных поверхностей под подшипники качения из стандартного ряда внутренних диаметров подшипников. Технические условия на изготовление валов зависят от требований к конструкции. Наиболее жесткие требования по точности и шероховатости поверхности предъявляются к шейкам валов, на которые устанавливают подшипники качения.

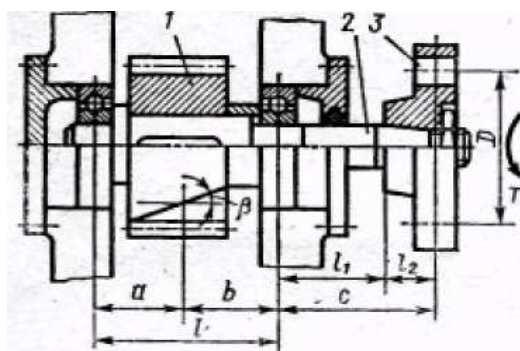
Определимся с внешним видом вала и расположением основных деталей на нем.



**Рис. П1.7. Прямой ступенчатый вал:**

1 – шип; 2 – шейка; 3 – подшипник; 4 – кольцо с поперечным пазом для размещения тяг съемника подшипника

Выделим необходимые нам для расчетной схемы размеры и определим их (рис. П1.8.).



**Рис. П1.8. Схема вала:**

1 – зубчатое колесо; 2 – вал; 3 – фланцевая полумуфта

Фланцевая полумуфта  $l_2 = (1,25...2)d_B = 1,94 \cdot 32 = 62$  мм;

$$D = 2,6d_B = 2,6 \cdot 32 = 83,2 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный роликовый радиальный подшипник (осевая нагрузка отсутствует) по таблицам П2.13-П2.19. Подшипник 107 (ГОСТ 8338-75).

Диаметр внутреннего кольца  $d = 35$  мм;

Диаметр наружного кольца  $D_n = 62$  мм;

Ширина подшипника  $b_n = 14$  мм;

Статическая грузоподъемность  $C_0 = 8495,5$  Н;

Динамическая грузоподъемность  $C_r = 1250$  кг;  $C = 12263$  Н.

$$\text{Длина } l_1 = \frac{b_n}{2} + (2...3)d_B = \frac{14}{2} + 2 \cdot 32 = \frac{14}{2} + 64 = 71 \text{ мм;}$$

$$c = l_1 + l_2 = 62 + 71 = 133 \text{ мм;}$$

$$a = \frac{b_n}{2} + \frac{b_2}{2} + 10...15 \text{ мм} = \frac{14}{2} + \frac{75,6}{2} + 10,2 = 55 \text{ мм;}$$

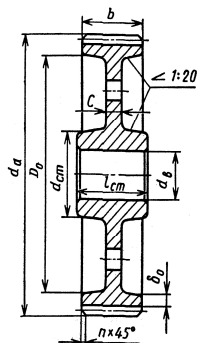
$$b_2 = 90 \text{ мм – ширина венца колеса;}$$

$$b = \frac{b_n}{2} + \frac{b_2}{2} + 10...15 \text{ мм} = \frac{14}{2} + \frac{75,6}{2} + 10,2 = 55 \text{ мм.}$$

В примере 1 мы приняли симметричное расположение зубчатого колеса, поэтому  $a = b = 55$ .

Диаметр в месте посадки подшипника  $d_n = 35$  мм.

Диаметр в месте посадки зубчатого колеса (подступичная часть) на 15 % больше, т.е.



**Рис. П1.9. Конструктивные размеры колеса**

$$d_B = d(1,15...1,2) = 35(1,15...1,2) = 42 \text{ мм.}$$

Длину ступицы либо принимают равной ширине зубчатого венца  $b_2$ , либо назначают  $l_{\text{ст}} = (1,2...1,7)d_B$ . В нашем случае  $l_{\text{ст}} = b_2 = 76 \text{ мм.}$

Длину шпоночного паза под зубчатым колесом принимаем равной  $l_{\text{ш}} = l_{\text{ст}} - (6...10) = 76 - 10 = 66 \text{ мм.}$  Это необходимо для обеспечения легкого монтажа и демонтажа шпонки.

Длину шпоночного паза под фланцевой полумуфтой принимаем равной  $l_{\text{ш}} = l_2 - (6...10) = 64 - 6 = 58 \text{ мм.}$

Конструктивные размеры колеса определяются по следующим зависимостям (рис. П1.9).

Диаметр ступицы

$$d_{\text{ст}} = 1,6d_B; d_{\text{ст}} = 67,2 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = (0,2...0,3)b; C = 18 \text{ мм.}$$

Толщина обода колеса  $\delta_0 = (2,5...4,0)m; \delta_0 = 9 \text{ мм.}$

Диаметр  $D_0 = d_f - 2\delta_0 = 122,5 - 12 = 110,25 \text{ мм.}$

## 2.2. Подбор и расчет шпоночных соединений вала (штифтовых соединений)

### 2.2.1 Шпоночные соединения.

На валу имеется два шпоночных соединения: с зубчатым колесом и фланцевой полумуфтой.

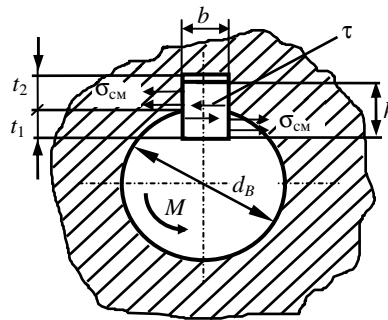
Передающий вращающий момент  $T = T_2 = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$

#### Зубчатое колесо и вал

$l_{\text{ш}} = 66 \text{ мм;}$

$d_{\text{ст}} = 42 \text{ мм.}$

Выбираем стандартную призматическую шпонку с размерами (рис. П1.10):



**Рис. П1.10** Схема шпоночного соединения:

$$b = 12 \text{ мм; } h = 8 \text{ мм; } t_1 = 5 \text{ мм; } t_2 = 3,3 \text{ мм}$$

1. Напряжение смятия. На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)(l_{\text{ш}} - b)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 114,8}{42 \cdot 3 \cdot (66 - 12)} = 33,77 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа.}$$

2. Напряжения среза в продольном сечении шпонки

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(l_{\text{ш}} - b)b} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 114,8}{42 \cdot 12 \cdot (66 - 12)} = 8,44 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 70 \text{ МПа.}$$

Условия прочности на смятие и срез шпонки соблюдаются.

#### Фланцевая полумуфта и вал.

$l_{\text{ш}} = 58 \text{ мм;}$

$d_B = 32 \text{ мм.}$

Выбираем стандартную призматическую шпонку с размерами (рис. П1.8):

$b = 10 \text{ мм; } h = 8 \text{ мм; } t_1 = 5 \text{ мм; } t_2 = 3,3 \text{ мм.}$

1. Напряжение смятия. На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{dK(l_{\text{ш}} - b)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 114,8}{32 \cdot 3 \cdot (58 - 10)} = 49,83 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа.}$$

2. Напряжения среза в продольном сечении шпонки.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(l_{\text{ш}} - b)b} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 114,8}{32 \cdot 10 \cdot (58 - 10)} = 15 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 70 \text{ МПа.}$$

Условия прочности на смятие и срез шпонки соблюдаются.

### 3. Проверочный расчет вала

#### 3.1. Составление расчетной схемы

Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил и моментов принимаются по середине длины элемента, передающего эти силы и моменты на вал.

Тип опоры на расчетной схеме выбирается по воспринимаемой нагрузке. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно подвижные. Обычно одну опору конструируют и изображают как шарнирно-неподвижную, т.е. жестко фиксированную, а другую как шарнирно подвижную, т.е. плавающую, чтобы компенсировать возможные погрешности монтажа и сборки.

Рассмотрим переход от реальной конструкции к расчетной схеме с действующими на зубчатое колесо и соответственно на вал силами (рис. П1.11). Вместо вала изображаем его геометрическую ось в виде тонкой сплошной линии, на которую, согласно правил, переносим всю внешнюю нагрузку (рис. П1.12). Таким образом вал испытывает изгиб с кручением (сложное сопротивление). После составления расчетной схемы определим значения реакций опор  $R_A$  и  $R_C$ , построим эпюры изгибающих моментов  $M_x$  и  $M_y$  (рис. П1.13 и рис. П1.14) и крутящих моментов  $M_z$  (рис. П1.15).

Консольная нагрузка, приложенная посередине посадочной части вала в месте соединения со звеньями цепной, ременной передач или муфтой, определяется как  $F_M = 125 \sqrt{T} = 125 \sqrt{114,8} = 1340$  Н;

$$T = T_2 = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м}, F_{t1} = F_{t2} = F_t = 1822,22 \text{ Н}; F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega = 1822,22 \operatorname{tg} 20^\circ = 663,23 \text{ Н}.$$

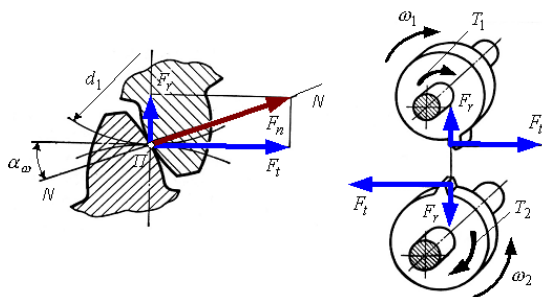


Рис. П1.11. Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

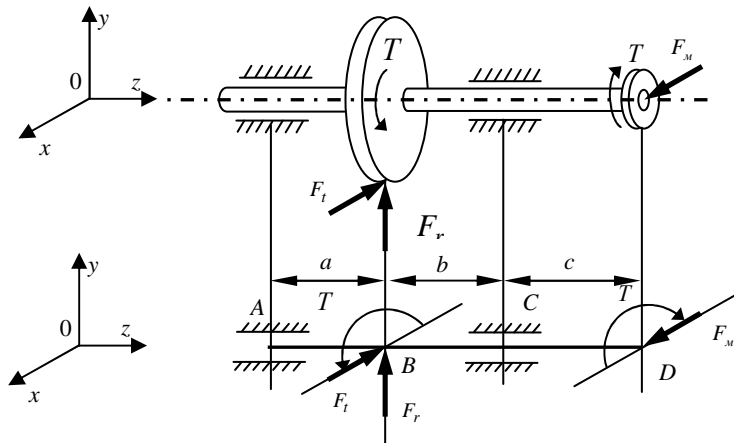


Рис. П1.12. Переход от реальной конструкции к расчетной схеме

#### 3.2. Расчет на статическую прочность

Используя принцип независимости действия сил рассмотрим вертикальную плоскость (рис. П1.13). Определим реакции связей.

$$\begin{aligned} \sum m_A = 0; F_r a - C_y (a + b) &= 0; \\ \sum m_c = 0; -F_r b + A_y (a + b) &= 0; \\ \sum z = 0; A_z &= 0; \\ A_y = 331,62 \text{ Н}; C_y &= 331,62 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Проверка:  $\sum y = 0;$



$$F_r - C_y - A_y = 0;$$

$$663,23 - 331,62 - 331,62 = -0,01 \approx 0.$$

Реакции опор найдены верно.

Участок  $AB$ :

$$z_1 \in [0; 0,055]; M(z_1) = -A_y z_1;$$

$$M(0) = 0;$$

$$M(0,06) = -18,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Участок  $CB$ :

$$z_2 \in [0; 0,055]; M(z_2) = -C_y z_2;$$

$$M(0) = 0;$$

$$M(0,06) = -18,24 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

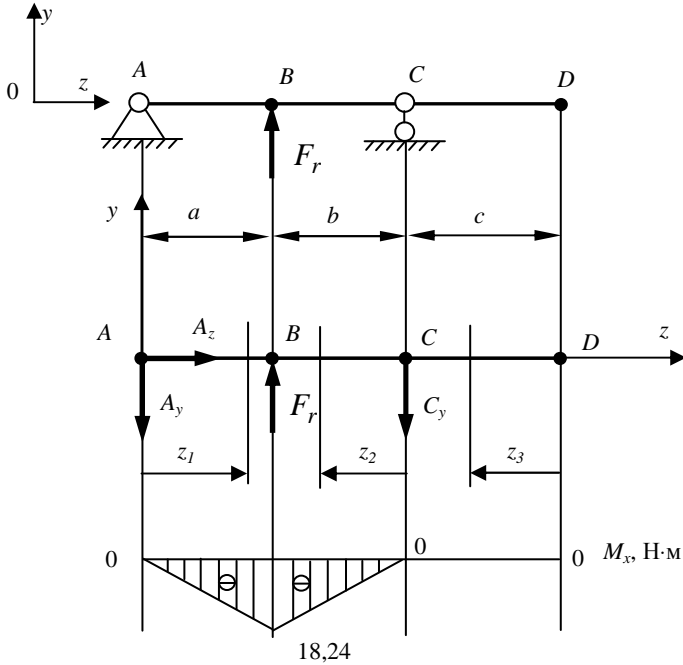


Рис. П1.13. Изгиб в вертикальной плоскости ( $zOy$ )

Участок  $DC$ :

$$z_3 \in [0; 0,133]; M(z_3) = 0;$$

По найденным значениям строим эпюру  $M_x$  (рис. П1.13).

Используя принцип независимости действия сил рассмотрим горизонтальную плоскость (рис. П1.14). Определим реакции связей.

$$\sum m_A = 0; -F_t a - C_x(a+b) + F_M(a+b+c) = 0;$$

$$\sum m_c = 0; F_t b + F_M c - A_x(a+b) = 0;$$

$$\sum z = 0; A_z = 0;$$

$$A_x = 2531,3 \text{ Н}; C_x = 2049,07 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$\sum x = 0; -F_t - C_x + F_M + A_x = 0;$$

$$-1822,22 - 2049,07 + 1340 = 2531,3.$$

Реакции опор найдены верно.

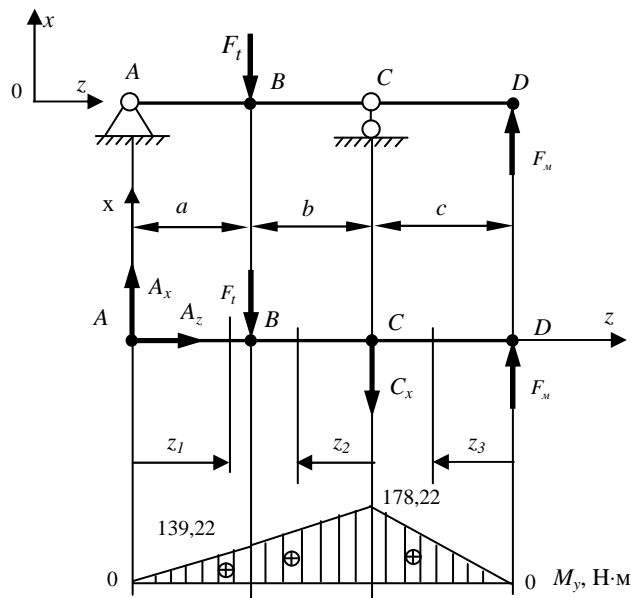


Рис. П 1.14 Изгиб в горизонтальной плоскости ( $zOx$ )

Участок AB:

$$z_1 \in [0; 0,055]; M(z_1) = -A_x z_1;$$

$$M(0) = 0;$$

$$M(0,06) = -139,22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Участок CB:

$$z_2 \in [0; 0,055]; M(z_2) = F_m(c + z_2) - C_x z_2;$$

$$M(0) = 1787,22 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(0,06) = 139,22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Участок DC:

$$z_3 \in [0; 0,133]; M(z_3) = F_m z_3;$$

$$M(0,133) = 178,22 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(0) = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По найденным значениям строим эпюру  $M_y$  (рис. П1.14).

Рассмотрим действие вращающих моментов на вал (плоскость  $yOx$ , рис. П1.15).

Участок AB:

$$z_1 \in [0; 0,055]; M(z_1) = -A_x z_1;$$

$$M(z_1) = 0;$$

Участок CB:

$$z_2 \in [0; 0,055]; M(z_2) = T;$$

$$M(0) = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(0,06) = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Участок DC:

$$z_3 \in [0; 0,133]; M(z_3) = T;$$

$$M(0) = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M(0,06) = 114,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

По найденным значениям строим эпюру  $M_z$  (рис. П1.15).

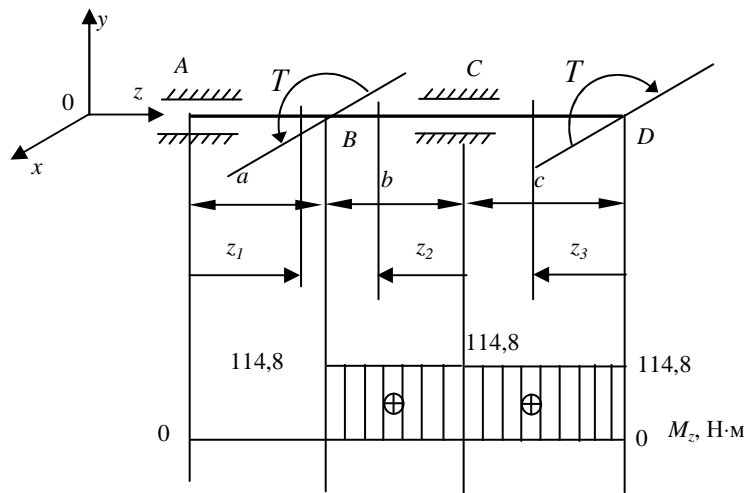


Рис. П 1.15 Кручение в плоскости ( $yOx$ )

Реакции опор в точках А и С:

$$R_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{253,3^2 + 331,62^2} = 2553 \text{ Н};$$

$$R_C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{2049,07^2 + 331,62^2} = 2075,7 \text{ Н}.$$

Наиболее нагруженной опорой является опора в точке А.

По эпюрам изгибающих  $M_x$ ,  $M_y$  и крутящих  $M_z$  моментов определяют опасное сечение. В опасном сечении эквивалентный момент  $M_3$  имеет максимальное значение. Эквивалентный момент определяют на основании 4-й теории прочности.

$$\text{точка B: } M_3 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2};$$

$$M_3 = \sqrt{18,24^2 + 139,22^2 + 0,75 \cdot 114,8^2} = 172 \text{ Н·м}.$$

$$\text{точка C: } M_3 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2};$$

$$M_3 = \sqrt{0^2 + 178,22^2 + 0,75 \cdot 114,8^2} = 204,07 \text{ Н·м}.$$

Опасное сечение находится в точке С.

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например в период пуска и т.д.). При этом определяют эквивалентные напряжения  $\sigma_3$  по максимальному значению эквивалентного момента  $M_3$ :

$$\sigma_3 = \frac{M_{3\max}}{W} = \frac{204,07}{0,000004209} = 48,5 \text{ МПа},$$

где  $W$  – осевой момент сопротивления сечения вала,  $\text{м}^3$ ,

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 0,035^3}{32} = 0,000004209.$$

Условие статической прочности

$$\sigma_3 \leq [\sigma]_{\max},$$

где  $[\sigma]_{\max}$  – предельное допускаемое напряжение.

Значение  $[\sigma]_{\max}$  при расчетах на статическую прочность принимают равным  $0,8\sigma_T$ , где  $\sigma_T$  – предел текучести материала вала. При невыполнении условия прочности следует увеличить диаметр вала или изменить характеристики материала вала. Для стали 45  $\sigma_T = 280$  МПа.  $[\sigma]_{\max} = 0,8 \cdot 280 = 224$  МПа. Условие статической прочности выполняется.

### 3.3. Расчет на сопротивление усталости

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности  $n$  в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов и расположением зон концентрации напряжений, и сравнении их с допустимыми значениями коэффициентов запаса прочности  $[n]$ . При этом должно выполняться условие усталостной прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где  $[n] = 1,5 \dots 2,0$ ;  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  – коэффициенты запаса сопротивления усталости только по изгибу и только по кручению соответственно

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_{\sigma} / (\beta_{\sigma} \varepsilon_{\sigma}) + \psi_{\sigma} \sigma_m};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a k_{\tau} / (\beta_{\tau} \varepsilon_{\tau}) + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба и кручении, соответственно;  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$  – амплитуда цикла;

$\sigma_m$ ,  $\tau_m$  – среднее напряжение;  $k_{\sigma}$ ,  $k_{\tau}$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений по (табл. П2.11);  $\beta_{\sigma}$ ,  $\beta_{\tau}$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности, ( $\beta = 0,9$ );  $\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  – масштабный фактор для нормальных и касательных напряжений по (табл. П2.12);  $\psi_{\sigma}$  и  $\psi_{\tau}$  – коэффициенты, корректирующие влияние средних напряжений циклов напряжений на сопротивление усталости (их значения принимают в зависимости от предела прочности материала вала).

Для стали 45  $\sigma_{-1} = 250$  МПа;  $\tau_{-1} = 150$  МПа;  $\sigma_b = 360$  МПа

$\sigma_b$ , МПа	350...520	520...720	720...1000	1000...1200
$\psi_{\sigma}$	0	0,05	0,1	0,2
$\psi_{\tau}$	0	0	0,05	0,1

Принимаем:  $\beta = 0,9$ ;  $k_{\sigma} = 1,6$ ;  $k_{\tau} = 1,5$ ;  $\varepsilon_{\sigma} = 0,865$ ;  $\varepsilon_{\tau} = 0,75$ .

При расчете  $\sigma_a$ ,  $\tau_a$ ,  $\sigma_m$  и  $\tau_m$  необходимо прежде всего установить характер циклов нагружений.

При вращении вала в одну сторону или при редком его реверсировании принимают, что напряжение изгиба изменяется по симметричному циклу, а напряжение кручения – по отнулевому; при этом

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma; \tau_a = \tau_m = 0,5\tau,$$

где  $\sigma = \frac{M_n}{W} \approx \frac{M_n}{0,1d^3}$ ;  $\tau = \frac{M_k}{W_p} \approx \frac{M_k}{0,2d^3}$ ;  $M_n$ ,  $M_k$  – изгибающий и крутящий моменты в расчетном сечении;  $d$  – диаметр вала,

$$M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2};$$

$$\text{точка } A \quad M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{18,24^2 + 139,22^2} = 140,41 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$\text{точка } C \quad M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 178,22^2} = 178,22 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

В сечении точки  $C$ :  $M_n = 178,22$  Н·м;

$$\sigma = \frac{M_n}{W} \approx \frac{M_n}{0,1d^3} = \frac{178,22}{0,1 \cdot 0,035^2} = 41567346 \text{ Па;}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_p} \approx \frac{M_k}{0,2d^3} = \frac{114,8}{0,2 \cdot 0,035^2} = 13387755 \text{ Па;}$$

$$\sigma_a = \sigma = 41,6 \text{ МПа; } \tau_a = \tau_m = 0,5\tau = 13,4 \text{ МПа;}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_{\sigma} / (\beta_{\sigma} \varepsilon_{\sigma}) + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{250000000}{41567346 \cdot 1,6 / 0,9 \cdot 0,865} = 2,93;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a k_{\tau} / (\beta_{\tau} \varepsilon_{\tau}) + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{150000000}{13387755 \cdot 1,5 / 0,9 \cdot 0,75} = 5,04;$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{2,93 \cdot 5,04}{\sqrt{2,93^2 + 5,04^2}} = 2,533 > [n] = 2.$$

Условие усталостной прочности соблюдается.

#### 4. Расчет подшипника качения

Расчет радиальных и радиально-упорных подшипников на долговечность проводят по динамической радиальной грузоподъемности.

**Базовая динамическая радиальная** грузоподъемность подшипника  $C_r$  представляет собой радиальную нагрузку в  $H$ , которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности, составляющей  $10^6$  оборотов внутреннего кольца.

Долговечность подшипника качения  $L$  определяется усталостным выкрашиванием поверхностей качения. *Показателем долговечности* служит ресурс подшипника, т.е. наработка до предельного состояния, выраженная в миллионах оборотов (млн. об.) или в часах (ч).

Базовую долговечность  $L_{10}$  в млн. об. определяют при 90 %-й надежности (отсюда индекс  $L_0 = 100 - 90$  в обозначении):

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^p,$$

где  $p$  – показатель степени кривой усталости;  $p = 3$  для шариковых и  $p = 10/3$  для роликовых подшипников.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников  $P$  – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка.

$$\text{при } \frac{F_a}{F_r V} \geq e$$

$$P = (XVF_r + YF_a)K_B K_T ;$$

при  $\frac{F_a}{F_r V} \leq e$  и для подшипников с цилиндрическими роликами

$$P = VF_r K_B K_T ,$$

где  $F_r$  – радиальная сила на подшипник (суммарная опорная реакция), Н;  $F_a$  – осевая сила, Н;  $V$  – коэффициент вращения, учитывающий зависимость долговечности подшипника от того, какое из колец вращается:  $V = 1$  при вращении внутреннего кольца подшипника относительно направления радиальной нагрузки и  $V = 1,2$  при вращении наружного кольца;  $K_B$  – динамический коэффициент, учитывающий влияние эксплуатационных перегрузок на долговечность подшипника (табл. П2.21);  $K_T$  – коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника:

При $t$ °С	100	125	150	175	200	250
$K_T$	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,4

$X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок (указаны в каталоге); зависят от типа и конструктивных особенностей подшипника, а также от соотношения осевой и радиальной сил (табл. П2.18 – П2.20).

Радиальная сила на наиболее нагруженный подшипник (точка А, рис. П1.10) определяется  $F_r = R_A = 2553$  Н;  $F_a = 0$  Н . Принимаем нормальные температурные условия, т.е.  $t = 20$  °С. Соответственно  $K_T = 1, K_B = 1$ .

$$P = VF_r K_B K_T ; P = 1 \cdot 2553 \cdot 1 \cdot 1 = 2553 \text{ Н};$$

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P} \right)^p = \left( \frac{12263}{2553} \right)^3 = 110,83 \text{ млн.об.}$$

где  $C_r$  – базовая динамическая радиальная грузоподъемность подшипника, Н.

Скорректированная по уровню надежности и условиям применения подшипника расчетная долговечность (ресурс)  $L_{\text{сah}}$  радиального или радиально-упорного подшипников в часах (ч):

$$L_{10\text{ch}} = a_1 a_{23} L_{10} \frac{10^6}{60n} = 1 \cdot 0,8 \cdot 110,83 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 280} = 5277,62 \text{ ч} > L'_{10\text{ch}} = 5000 \text{ ч},$$

где  $n$  – частота вращения кольца,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_{\text{ш}} = n = 280 \text{ мин}^{-1}$ ,  $a_1$  – коэффициент надежности. При определении ресурса, соответствующего

90 %-ной надежности, коэффициент  $a_1 = 1$ , при 95 %-ной надежности  $a_1 = 0,62$ , при 97 %-ной  $a_1 = 0,44$ ;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий совместное влияние на долговечность особых свойств металла колец и тел качения (обычная плавка, вакуумный или электрошлаковый переплав), условий эксплуатации (перекосы колец, наличие гидродинамической пленки масла в контакте колец и тел качения). Для обычных условий применения подшипников (материал обычной плавки, наличие перекосов колец, отсутствие надежной гидродинамической пленки масла) значения коэффициента  $a_{23}$ :

Для шарикоподшипников (кроме сферических) ..... 0,7...0,8

Для роликоподшипников конических ..... 0,6...0,7

Для роликоподшипников цилиндрических,  
шарикоподшипников сферических двухрядных ..... 0,5...0,6

Для роликовых радиальных двухрядных  
сферических подшипников ..... 0,4

Условие динамической грузоподъемности выполняется.

## 5. Выбор смазки деталей редуктора

Смазка зацепления и подшипников производится разбрызгиванием жидкого масла. По таблицам [10] устанавливаем вязкость масла и принимаем необходимую марку. В нашем случае передача в открытом корпусе, в связи с чем смазка не назначается.

## 6. Выбор и обоснование посадок основных деталей редуктора

Посадки назначаем в соответствии с указаниями [10]. Посадка зубчатого колеса на вал Н7/р6. Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала к6. Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

## 7. Изобразим сборочный чертеж сконструированного вала с подшипниками, полумуфтой и зубчатым колесом

## Справочные данные

Таблица П2.1

## Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, $\sigma_b$ , МПа	Предел текучести, $\sigma_t$ , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св. 180	835	540	250	
40Л		520	290	160	Нормализация
45Л		540	310	180	
35ГЛ		590	340	190	Улучшение
35ХГСЛ		790	590	220	
Марка стали				Твердость HRC	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40 ХН, 12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ, 20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х, 30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х, 40Х, 40ХН, 35ХМ				45-55 50-63 56-63 56-63 45-63	Закалка Цементация, закалка Нитроцементация Азотирование Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

Таблица П2.2

Значения  $\psi_{bd}$ 

Расположение шестерни относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев колеса	
	НВ <sub>2</sub> ≤ 350	НВ <sub>2</sub> > 350
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25
Симметричное	0,8...1,4	0,4...0,9
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,6

Примечание. Большие значения при постоянной нагрузке.

Таблица П2.3

Значения  $K_{F\beta}$ 

Расположение шестерни относительно опор	Твердость зубьев колеса	$\varphi_{bd} = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	≤ 350	1,16	1,37	1,64	–	–	–
	> 350	1,33	1,7	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликоподшипники	≤ 350	1,10	1,22	1,38	1,57	–	–
	> 350	1,2	1,44	1,71	–	–	–
Симметричное	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	> 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,3	–
Несимметричное	≤ 350	1,05	1,1	1,17	1,25	1,42	1,61

Таблица П2.4

### Значения $K_{H\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость, $HV$	$\varphi_{bd} = b_2/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	$\leq 350$	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	$> 350$	1,2	1,44	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликподшипники	$\leq 350$	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	$> 350$	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симметричное	$\leq 350$	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	$> 350$	0,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	$\leq 350$	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	$> 305$	1,06	1,12	1,2	1,29	1,48	–

Таблица П2.5

Ряды	Модули, мм										
1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Таблица П2.6

Виды передач	Виды зубьев	Степень точности			
		6-я	7-я	8-я	9-я
		Предельная окружная скорость, м/с			
Цилиндрическая	Прямые	15	10	6	3
	Косые	30	15	10	6
Коническая	Прямые	9	6	4	2,5

Таблица П2.7

$z$ или $z_v$	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,7
$z$ или $z_v$	45	50	65	80	100	150	300	Рейка	
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,6	3,6	3,6	3,6	3,6	3,63

Таблица П2.8

### Значения КПД механических передач

Передача	КПД
Зубчатая в закрытом корпусе (редуктор): цилиндрическими колесами коническими колесами	0,97...0,98
	0,96...0,97
	0,95...0,96
Зубчатая открытая	0,95...0,96
Червячная в закрытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$	0,70...0,75
	0,80...0,85
	0,65...0,7
Червячная в открытом корпусе при числе витков (заходов) червяка: $Z_1 = 1$ $Z_1 = 2$	0,7...0,75
	0,95...0,97
	0,90...0,95
Цепная закрытая	0,95...0,97
Цепная открытая	0,90...0,95
Ременная: плоским ремнем	0,96...0,98

клиновым ремнем	0,95...0,97
с натяжным роликом	0,94...0,95

Примечание. Потери на трение в опорах каждого вала учитываются множителем  $\eta_0 = 0,99...0,995$ .

Таблица П2.9

**Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые  
(по ГОСТ 19523–81)**

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, мин <sup>-1</sup>											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	S, %	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>	Типоразмер	S, %	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>	Типоразмер	S, %	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>	Типоразмер	S, %	T <sub>п</sub> /T <sub>н</sub>
0,55	63B2	8,5	2,0	71A2	7,3	2,0	71B6	10	2,0	80B8	9	1,6
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3		90L4	5,1		100L6	5,1		112M	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		A8	5,8	
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		112M8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132S8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		132M8	2,5	
11,0	132M2	2,3		132M4	2,8		160S6	2,7		160S8	2,5	
15	160S2	2,1	1,6	160S4	2,3	160M6	2,6	160M8	2,5	1,4		
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2	180M6	2,7	180M8	2,3			
22	180S2	2,0		180S4	2,0	200M6	2,8	200M8	2,7			
30	180M2	1,9		180M4	1,9	200L6	2,1	200L8	1,8			
37	200M2	1,9		200M4	1,7	225M6	1,8	225M8	1,5			
45	200L2	1,8		200L4	1,6	250S6	1,4	250S8	1,4			
55	225M2	1,8		1,4	225M4	1,4	250M6	1,3	250M8		2,2	1,2
75	250S2	1,4			250S4	1,2	280S6	2,0	280S8		2,2	
90	250M2	1,4			250M4	1,3	280M6	2,0	280M8		2,0	
110	280S2	2,0			280S4	2,3	315S6	2,0	315S8		2,0	
								315M8	2,0	1,0		

Примечания: 1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup>

*Электродвигатель 4А132М4У3.*

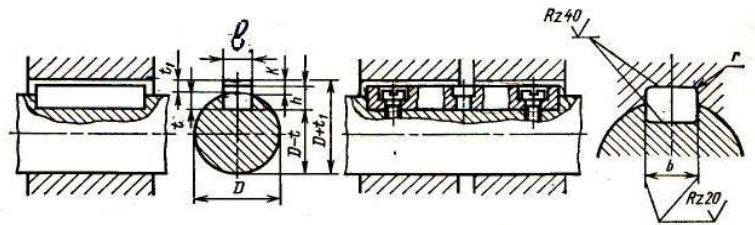
2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А – род двигателя – асинхронный. Следующие за буквой А числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы L, S и M относятся к установочным размерам по длине станины; буквы А и В – условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака УЗ показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе S указано скольжение, %; в графе T<sub>п</sub>/T<sub>н</sub> даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

4. Номинальная частота вала двигателя  $n_{ном} = n_c(1 - s/100)$ ,  $n_c$  – синхронная частота вращения, мин<sup>-1</sup>.

Таблица П2.10





Диаметр вала D	ГОСТ 8788-68						ГОСТ 10748-68					
	Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления паза r		Размеры сечений шпонок		Глубина паза		Радиус закругления паза r	
			вала	втулки					вала	втулки		
	b	h	t	t <sub>1</sub>	наим. *	наиб.	b	h	t	t <sub>1</sub>	наим.	наиб.
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0								
Св. 8 » 10	3	3	1,8	1,4	0,08	0,16						
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8								
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3								
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	0,16	0,25						
» 22 » 30	8	7	4	3,3								
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3			10	9	5,5	3,8		
» 38 » 44	12	8	5	3,3			12	11	7	4,4		
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	14	12	7,5	4,9	0,25	0,4
» 50 » 58	16	10	6	4,3			16	14	9	5,4		
» 58 » 65	18	11	7	4,4			18	16	10	6,4		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9			20	18	11	7,4		
» 75 » 85	22	14	9	5,4			22	20	12	8,4		
» 85 » 95	25	14	9	5,4	0,4	0,6	25	22	13	9,4	0,4	0,6
» 95 » 110	28	16	10	6,4			28	25	15	10,4		
» 110 » 130	32	18	11	7,4			32	28	17	14,4		

\* Должен соблюдаться в ответственных шпоночных соединениях.

Таблица П2.11

Коэффициенты	σ <sub>B</sub> , МПа				Примечание
	600	700	800	900	
k <sub>σ</sub>	1,60	1,75	1,80	1,90	$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d};$ $W_{\text{к.нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
k <sub>τ</sub>	1,50	1,60	1,70	1,90	

Таблица П2.12

Значения ε<sub>σ</sub> и ε<sub>τ</sub>

Сталь		Диаметр вала d, мм						
		20	30	40	50	70	100	200
Углеродистая	ε <sub>σ</sub>	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε <sub>τ</sub>	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легированная	ε <sub>σ</sub> , ε <sub>τ</sub>	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица П2.13

Шариковые радиальные однорядные подшипники, размеры мм.						
Обозначение подшипников	d	D	B	r	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>0</sub> , кгс
Сверхлегкая серия диаметров 9, нормальная серия ширин 1						
1000093	3	8	3	0,3	44	20
1000094	4	11	4	0,3	75	35
1000095	5	13	4	0,4	85	40
1000096	6	15	5	0,4	116	57
1000097	7	17	5	0,5	158	79
1000098	8	19	6	0,5	175	90
1000099	9	20	6	0,5	210	107
1000900	10	22	6	0,5	262	138
1000901	12	24	6	0,5	266	138
1000902	15	28	7	0,5	253	151
1000903	17	30	7	0,5	285	168
1000904	20	37	9	0,5	514	312
1000905	25	42	9	0,5	574	375
1000906	30	47	9	0,5	595	406
1000907	35	55	10	1	816	576
1000908	40	62	12	1	954	706
1000909	45	68	12	1	1230	829
1000911	55	80	13	1,5	1250	1020
1000912	60	85	13	1,5	1230	1080
1000915	75	105	16	1,5	1910	1720
Особолегкая серия диаметров 1, узкая серия ширин 7						
7000101	12	28	7	0,5	400	227
7000102	15	32	8	0,5	406	227
7000103	17	35	8	0,5	468	266
7000105	25	47	8	0,5	657	424
7000106	30	55	9	0,5	756	540
7000107	35	62	9	0,5	774	579
7000108	40	68	9	0,5	1030	806
7000109	45	75	10	1	1050	857
7000110	50	80	10	1	1080	907

Продолжение табл. П2.13

7000111	55	90	11	1	1290	1080
7000112	60	95	11	1	1320	1150
7000113	65	100	11	1	1350	1210
7000114	70	110	13	1	1580	1420
Особолегкая серия диаметров 1, нормальная серия ширин 0						
17	7	19	6	0,5	224	118
18	8	22	7	0,5	260	138
100	10	26	8	0,5	360	200
101	12	28	8	0,5	400	227
104	20	42	12	1	736	454
105	25	47	12	1	790	504
106	30	55	13	1,5	1040	702
107	35	62	14	1,5	1250	866
Шариковые радиальные однорядные подшипники, размеры мм.						
Обозначение подшипников	d	D	B	r	C <sub>r</sub> ,кгс	C <sub>0</sub> ,кгс
108	40	68	15	1,5	1320	945
109	45	75	16	1,5	1650	1240
110	50	80	16	1,5	1630	1240
111	55	90	18	2	2220	1730
112	60	95	18	2	2410	1850
113	65	100	18	2	2400	2000
114	70	110	20	2	3030	2460
115	75	115	20	2	3010	2460
116	80	125	22	2	3740	3190
117	85	130	22	2	3710	3190
118	90	140	24	2,5	4110	3570
120	100	150	24	2,5	4230	3830
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0						
23	3	10	4	0,3	50	22
24	4	13	5	0,4	92	43
25	5	16	5	0,5	150	76
26	6	19	6	0,5	221	118
27	7	22	7	0,5	256	138

Таблица П2.14

Шариковые радиальные однорядные подшипники, размеры мм.						
Обозначение подшипников	d	D	B	r	C <sub>r</sub> , кгс	C <sub>0</sub> , кгс
200	10	30	9	1	469	266
201	12	32	10	1	478	270
202	15	35	11	1	597	354
203	17	40	12	1	752	447
204	20	47	14	1,5	1000	630
205	25	52	15	1,5	1100	709
206	30	62	16	1,5	1530	1020
207	35	72	17	2	2010	1390
208	40	80	18	2	2560	1810
209	45	85	19	2	2570	1810
210	50	90	20	2	2750	2020
211	55	100	21	2,5	3400	2560
212	60	110	22	2,5	4100	3150
213	65	120	23	2,5	4490	3470
214	70	125	24	2,5	4480	3810
215	75	130	25	2,5	5190	4190
216	80	140	26	3	5700	4540
217	85	150	28	3	6540	5410
218	90	160	30	3	7530	6170
220	100	180	34	3,5	9580	8060
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0						
34	4	16	5	0,5	148	76
35	5	19	6	0,5	217	118
300	10	35	11	1	636	383
301	12	37	12	1,5	763	473
302	15	42	13	1,5	890	551
303	17	47	14	1,5	1090	680
304	20	52	15	2	1250	794
305	25	62	17	2	1760	1160
306	30	72	19	2	2200	1510
307	35	80	21	2,5	2620	1790
308	40	90	23	2,5	3190	2270
309	45	100	25	2,5	3780	2670
310	50	110	27	3	4850	3630
311	55	120	29	3	5600	4260
312	60	130	31	3,5	6410	4940
313	65	140	33	3,5	7240	5670
314	70	150	35	3,5	8170	6450
315	75	160	37	3,5	8900	7280

Продолжение табл. П2.14

316	80	170	39	3,5	9650	8170
317	85	180	41	4	10400	9100
318	90	190	43	4	11200	10100
320	100	215	47	4	13600	13300
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширин 0						
403	17	62	17	2	1780	1210
405	25	80	21	2,5	2920	2080
406	30	90	23	2,5	3720	2720
407	35	100	25	2,5	4360	3190
408	40	110	27	3	5030	3700
409	45	120	29	3	6040	5300
410	50	130	31	3,5	6850	5300
411	55	140	33	3,5	7870	6370
412	60	150	35	3,5	8560	7140
413	65	160	37	3,5	9260	7960
414	70	180	42	4	11300	10700
416	80	200	48	4	12800	12700
417	85	210	52	5	13600	13800

Таблица П2.15

Шариковые радиально - упорные однорядные подшипники								
Обозначения подшипников типа		d	D	b=T	r	r1	C <sub>r</sub> ,кгс	C <sub>0</sub> ,кгс
36000	46000							
Особолегкая серия диаметров 1, нормальная серия ширин 0								
36100		10	26				417	
36101		12	28	8	0,5	0,3	427	250
36103		17	35	10	0,5		571	358
36104		20	42	12	1	0,3	830	542
	46106	30	55	13			1120	803
	46108	40	68	15			1460	1130
	46109	45	75	16	1,5	0,5	1730	1370
	46111	55	90				2520	2150
	46112	60	95	18			2880	2500
	46114	70	110				3560	
	46115	75	115	20			3530	3230
	46116	80	125				4230	4090
	46117	85	130	22	2	1	4430	4300
	46118	90	140				4740	4590
	46120	100	150	24	2,5	1,2	5020	4850

Таблица П2.16

Шариковые радиально - упорные однорядные подшипники										
Обозначения подшипников типа		d	D	b=T	r	r1	C <sub>r</sub> ,кгс, для типа		C <sub>0</sub> ,кгс, для типа	
36000	46000						36000	46000	36000	46000
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0										
36201		12	32	10			558		340	
36202	46202	15	35	11			638	607	390	358
36203	46203	17	40	12	1	0,3	943	900	624	573
36204	46204	20	47	14			1230	1160	847	779
36205	46205	25	52	15			1310	1240	924	850
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	1820	1720	1330	1220
36207	46207	35	72	17			2400	2270	1810	1660
36208	46208	40	80	18			3060	2890	2370	2710
36209	46209	45	85	19			3230	3040	2500	2360
36210	46210	50	90	20	2	1	3390	3180	2760	2540
36211	46211	55	100	21			4190	3940	3490	3210
36212	46212	60	110	22			4820	4540	4010	3680
36213	46213	65	120	23				5440		4680
36214	46214	70	125	24			6300	5910	5590	5140
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2		6150		5480
36216	46216	80	140	26			7350	6890	6660	6120
36217	46217	85	150	28			7900	7400	7220	6640
36218	46218	90	160	30	3	1,5	9280	8170	8460	7770
36220	46220	100	180	34	3,5	2	12400	11600	11800	10900

Таблица П2.17

Шариковые радиально - упорные однорядные подшипники								
Обозначения подшипников		d	D	b=T	r	r1	C <sub>r</sub> ,кгс	C <sub>0</sub> ,кгс
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0								
46305		25	62	17			2110	1490
46306		30	72	19	2	1	2560	1870
46307		35	80	21			3340	2520
46308		40	90	23			3920	3070
46309		45	100	25	2,5	1,2	4810	3770
46310		50	110	27	3	1,5	5630	4480
46312		60	130	31			7880	6660
46313		65	140	33			8900	7640
46314		70	150	35	3,5		9330	7830
46318		90	190	48			12900	12500
46320		100	215	47	4	2	16700	18000
Тяжелая серия диаметров 4, узкая серия ширин 0								
66407		35	100	25	2,5	1,2	4540	3370
66408		40	110	27			5270	3880
66409		45	120	29	3	1,5	6400	4820

Таблица П2.18

Типы подшипников	Динамическая грузоподъемность
Однорядные радиальные и радиально-упорные шарико- и роликоподшипники	$P = (XVF_r + YF_a)K_6K_T$ , при $\frac{F_a}{F_rV} \geq e$ $P = VF_rK_6K_T$ , при $\frac{F_a}{F_rV} \leq e$ и для подшипников с цилиндрическими роликами

Таблица П2.19

## Шарикоподшипники радиальные однорядные

$\frac{F_a}{C_o}$	$e$	$X$	$Y$
0,014	0,19	0,56	2,3
0,028	0,22		1,99
0,056	0,26		1,71
0,084	0,28		1,55
0,11	0,30		1,45
0,17	0,34		1,31
0,28	0,38		1,15
0,42	0,42		1,04
0,56	0,44		1,00

Таблица П2.20

## Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные

$\frac{F_a}{C_o}$	$e$	$X$	$Y$
0,014	0,30	0,45	1,81
0,029	0,34		1,62
0,057	0,37		1,46
0,086	0,41		1,34
0,11	0,45		1,22
0,17	0,48		1,13
0,29	0,52		1,04
0,43	0,54		1,01
0,57	0,54		1,00

Таблица П2.21

Характер нагрузки на подшипник	$K_6$
Спокойная нагрузка	1
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 %	1 – 1,2
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка. Кратковременная перегрузка до 150 %	1,3 – 1,5
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией. Кратковременные перегрузки до 200 %	1,8 – 2,5

## Приложение 3

## ЗАДАНИЯ ДЛЯ РПР И КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Исходные данные для выполнения расчета выбираются студентом из прилагаемых таблиц в соответствии с заданием, личным учебным шифром и первыми шестью буквами русского алфавита, которые следует расположить под шифром, например:

шифр	2	8	7	0	5	2
буквы	а	б	в	г	д	е

Из каждого вертикального столбца таблицы, обозначенного внизу буквой, надо взять только одно число, стоящее в той горизонтальной строке, номер которой совпадает с номером буквы.

Расчетно-проектировочная работа 3

### РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Выполнить кинематический и силовой расчет электромеханического привода конвейера. Порядок расчета:

1. Составление кинематической схемы привода.
2. Кинематический и силовой расчет привода.
  - 2.1. Определение передаточного отношения каждой передачи, входящей в привод.
  - 2.2. Определение общего передаточного отношения привода.
  - 2.3. Определение общего КПД привода.
  - 2.4. Определение требуемой частоты вращения вала электродвигателя.
  - 2.5. Определение требуемой мощности электродвигателя.
  - 2.6. Подбор стандартного асинхронного электродвигателя переменного тока.
  - 2.7. Уточнение передаточного отношения одной из передач привода.
  - 2.8. Определение частоты вращения валов привода.
  - 2.9. Определение угловых скоростей валов привода.
  - 2.10. Определение мощностей на валах привода.
  - 2.11. Определение вращающих моментов на валах привода.
3. Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых напряжений для зубчатых колес.
4. Проектный и проверочный расчет зубчатого зацепления второй ступени привода.

Таблица ПЗ.1

Цифра	Первая ступень	Вторая ступень: цилиндрическая зубчатая передача:	Третья ступень	$P_{\text{вых.}}$ , МВт	$P_{\text{вых.}}$ , кВт.	вариант
1	ременная передача плоским ремнем	прямозубая в открытом корпусе	червячная передача в открытом корпусе	10	2	1
2	ременная передача с натяжным роликом	косозубая в открытом корпусе	червячная передача в закрытом корпусе	5	3	2
3	ременная передача клиновым ремнем	прямозубая в закрытом корпусе	коническая зубчатая передача в открытом корпусе	40	6	3
4	ременная передача плоским ремнем	косозубая в закрытом корпусе	коническая зубчатая передача в закрытом корпусе	80	7	4
5	ременная передача с натяжным роликом	прямозубая в открытом корпусе	цилиндрическая прямозубая в открытом корпусе	30	4	5
6	ременная передача клиновым ремнем	косозубая в открытом корпусе	червячная передача в закрытом корпусе	7	5	6
7	ременная передача плоским ремнем	прямозубая в закрытом корпусе	коническая зубчатая передача в открытом корпусе	50	8	7
8	цепная передача	косозубая в закрытом корпусе	коническая зубчатая передача в закрытом корпусе	60	9	8
9	цепная передача	прямозубая в открытом корпусе	цилиндрическая косозубая в открытом корпусе	70	6	9
0	цепная передача	косозубая в открытом корпусе	цилиндрическая прямозубая в открытом корпусе	50	7	10
буква	а	б	в	г	д	е

Таблица ПЗ.2

Исходные данные	параметры звеньев(диаметр шкивов Dmin/Dmax, мм, числа зубьев Zmin/Zmax)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ремennая передача	передача/вариант									
	плоским ремнем	40/100	45/90	50/100	40/160	50/200	90/180	100/315	112/224	125/355
	с натяжным роликом	140/315	160/355	180/500	200/560	250/900	280/710	112/400	400/800	90/315
	клиновым ремнем	45/90	40/160	90/180	100/315	125/355	160/500	180/500	250/900	140/315
цепная передача	30/75	40/80	40/120	20/80	20/50	30/60	40/160	20/80	20/80	20/40

Таблица ПЗ.3

Исходные данные	параметры звеньев(диаметр шкивов Dmin/Dmax, мм, числа зубьев Zmin/Zmax)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
линейно-цилиндрическая зубчатая передача	передача/вариант									
	прямозубая в открытом корпусе	20/40	20/80	30/75	40/80	40/120	20/80	20/50	30/60	40/160
	косозубая в открытом корпусе	20/80	30/75	40/80	40/120	20/80	20/50	30/60	40/160	20/80
	прямозубая в закрытом корпусе	30/75	40/80	40/120	20/80	20/50	30/60	40/160	20/80	20/80
косозубая в закрытом корпусе	40/80	40/120	20/80	20/50	30/60	40/160	20/80	20/40	20/40	30/75

Таблица ПЗ.4

Исходные данные	параметры звеньев(диаметр шкивов Dmin/Dmax, мм, числа зубьев Zmin/Zmax)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
червячная передача	передача/вариант									
	в открытом корпусе	1/28	2/64	2/32	1/28	1/32	1/40	1/32	2/32	1/28
	в закрытом корпусе	1/32	1/40	1/28	2/32	1/28	2/40	1/28	2/64	2/32

Таблица ПЗ.5

Исходные данные		параметры звеньев(диаметр шкивов Dmin/Dmax, мм, числа зубьев Zmin/Zmax)									
передача/вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
коническая зубчатая передача	в открытом корпусе	30/60	40/100	20/80	20/60	20/40	30/120	40/126	20/60	20/60	40/160
	в закрытом корпусе	20/40	30/120	40/126	20/60	20/60	40/160	30/60	40/100	20/80	20/60

Таблица ПЗ.6

Условные обозначения передач

Ременная	с плоским ремнем	
Цилиндрическая	прямозубая в открытом корпусе	



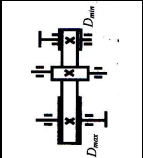
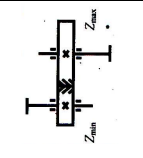
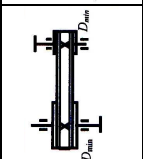
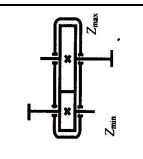
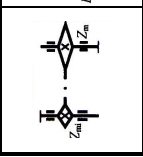
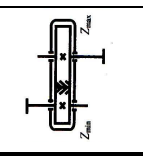
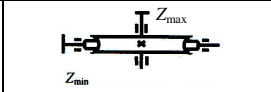
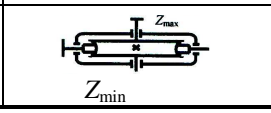
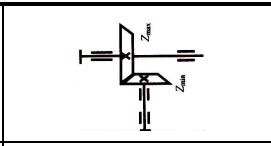
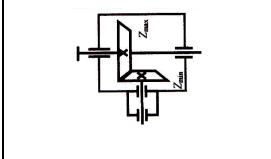
с натяжным роликом		косозубая в открытом корпусе	
клиновым ремнем		прямозубая в закрытом корпусе	
цепная передача		косозубая в закрытом корпусе	

Таблица ПЗ.7

### Условные обозначения передач

червячная передача	в открытом корпусе	
	в закрытом корпусе	
коническая зубчатая передача	в открытом корпусе	
	в закрытом корпусе	

Продолжение табл. ПЗ.7

Расчетно-проектировочная работа 4

### РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛА

Расчет и конструирование выходного вала зубчатой передачи (см. РПР 3, вторая ступень). Срок службы не менее 2000 ч.

1. Предварительный расчет вала.
2. Конструирование вала.
3. Проверочный расчет вала.
4. Расчет подшипников качения.
5. Изобразить чертеж сконструированного вала; сборочный чертеж вала с подшипниками, полумуфтой и зубчатым колесом.

### Курсовая работа

### РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Исходные данные выдаются преподавателем, согласно индивидуального шифра, из табл. ПЗ.1 – ПЗ.7 (прил. 3).

Курсовая работа «Расчет электромеханического привода» должна содержать следующие разделы:

1. Составление кинематической схемы привода.
2. Расчет силовых и кинематических характеристик привода.
3. Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых напряжений для зубчатых колес (вторая ступень привода).
4. Проектный и проверочный расчет зубчатого зацепления второй ступени привода.
5. Расчет и конструирование валов зубчатой передачи второй ступени привода.
6. Расчет шпоночных соединений валов второй ступени привода.

7. Расчет подшипников качения второй ступени привода.
8. Расчет цепной или ременной передачи (по индивидуальному указанию преподавателя).
9. Подбор и расчет муфты (по индивидуальному указанию преподавателя).

*Графическая часть* курсовой работы должна содержать чертежи, подшиваемые в виде приложения к пояснительной записке. В нее входит: сборочный чертеж зубчатой передачи (редуктор), спецификация; чертеж первого и второго вала; расчетные схемы валов с эпюрами изгибающих и крутящих моментов.

## ВОПРОСЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

1. Назовите основные результаты полученные в работе.
2. Условие подбора стандартного электродвигателя?
3. Основные кинематические параметры механического привода?
4. Основные геометрические параметры зубчатого зацепления?
5. В чем заключается конструирование вала?
6. В чем заключается проверочный расчет вала на прочность?
7. Гипотезы прочности применяемые при расчете?
8. Назовите основные виды подшипников и их применение?
9. Назовите основные виды шпонок, их конструкции и применение?
10. На какие виды делятся механические передачи?
11. Назовите основные передачи трением.
12. Назовите основные передачи зацеплением.
13. Каким образом определяется общий КПД механического привода?
14. Каким образом определяется общее передаточное отношение привода?
15. Назовите основные этапы проектирования вала?
16. В чем сущность метода сечений?
17. Правила знаков для построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов?

Приложение 4

## ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВЫХ РАБОТ

Курсовая работа – самостоятельная работа студента, основной целью и содержанием которой является развитие навыков теоретических и экспериментальных исследований, инженерных расчетов, составление технико-экономического обоснования различных решений или обобщений, оценка результатов исследований, способствующих успешной подготовке к будущей практической деятельности инженера.

Пояснительная записка курсовой работы должна содержать:

- титульный лист;
- задание;
- аннотацию;
- содержание;
- перечень условных обозначений, символов, единиц и терминов (при необходимости);
- основные разделы в соответствии с утвержденным заданием на курсовую работу;
- заключение;
- список используемых источников;
- приложения (при необходимости).

*Титульный лист* выполняется на белой бумаге формата А4 или на белой бумаге потребительского формата, близкого к формату А4, чертежным шрифтом. Перенос слов на титульном листе и в заголовках по тексту на разрешается. Точка в конце заголовка не ставится. Бланк титульного листа заполняется студентом самостоятельно черной или синей пастой. После титульного листа располагают задание на курсовую работу (выдается индивидуально каждому студенту преподавателем).

*Аннотация.* Аннотация является заключительным этапом работы. Она должна содержать общие сведения и краткую характеристику работы: название темы, фамилию студента и руководителя работы, название объекта проектирования, краткие характеристики важнейших материалов, оборудования, конструкций, приведенные в основных разделах работы. В аннотации указывается объем пояснительной записки и графической части в листах, а также приводится краткая характеристика иллюстративных материалов (количество рисунков, графиков, плакатов и т.д.).

*Содержание.* Включает введение, наименование всех разделов, подразделов, пунктов, заключение, список используемых источников, приложение с указанием страниц, с которых начинаются эти элементы работы (рис. П4.1 и рис. П4.2).

*Перечень сокращений, условных обозначений, символов, единиц и терминов.* Принятые в пояснительной записке сокращения, условные обозначения, символы, единицы и термины должны быть представлены в виде отдельного списка.

*Введение.* Должно содержать актуальность разрабатываемой темы, оценку современного состояния решаемой проблемы, характеристику отрасли промышленности, перспективы их развития, краткое изложение ожидаемых результатов.

*Основные разделы* состоят из задания, схем и расчетов по пунктам.

*Заключение* должно содержать окончательные выводы, характеризующие итоги работы в решении поставленных перед студентом задач. Выводы должны быть сделаны на основе полученных теоретических знаний и практических навыков.

*Общие требования к оформлению текста.* Текст документа должен быть набран на персональном компьютере (ПК), или напечатан машинописным способом, или написан от руки, аккуратно чернилами или пастой одного цвета (черной, синей, фиолетовой) на одной или двух сторонах листа белой бумаги формата А4 или потребительского формата, близкого к формату А4. Допускается применять листы формата А3, которые помещают как приложения к тексту. Текстовые документы работы должны быть сброшюрованы в папки. Каждый лист текстового документа, кроме титульного листа, должен быть выполнен по ГОСТ 2.106-96, при этом основную надпись и дополнительные графы выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.104-68. Необходимо соблюдать установленные поля: 20 мм от левой границы формата и 5 мм от остальных границ.

*Нумерация страниц* сквозная, начиная с титульного листа, включая приложения, должна быть в правом верхнем углу относительно текста без сокращенного слова «страница» (с). Независимо от этого каждый отдельный документ имеет свою нумерацию листов, начиная с заглавного листа этого документа. На титульном листе номер страницы не ставится.

*Правила оформления графических документов.* К графическим документам относятся чертежи деталей, общего вида, сборочные, габаритные, схемы изделий и т.д. Чертежи должны быть выполнены на стандартных форматах с основной надписью в правом нижнем углу (рис. П4.3 рис. П4.4).

*Работам* присваивается обозначение, состоящее из кода университета – ТГТУ, кода специальности и специализации, номера по списку автора работы из распоряжения по кафедре или номера по списку учебной группы. Пояснительная записка и графические документы подшиваются в папку с этикеткой (рис. П4.5).

**Пример** – ТГТУ.280202.013.

**Сборочный чертеж зубчатого редуктора** (рис. П4.6) сопровождается спецификацией (рис. П4.7 и рис. П4.8).

*Литература:* [12].

### ОБРАЗЕЦ ПЕРВОГО ЛИСТА СОДЕРЖАНИЯ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

СОДЕРЖАНИЕ		
Введение .....		7
1 Анализ исходных данных .....		9
1.1 Условия эксплуатации .....		9
1.2 Предельные параметры внешнего воздействия .....		10
1.3 Анализ базовой конструкции .....		11
1.4 Блок-схема проектируемого БУ .....		12
1.5 Описание работы электрической схемы .....		18
1.6 Подбор элементной базы .....		18
1.7 Предварительный расчет надежности .....		19
1.8 Анализ теплового режима .....		20
2 Конструирование блока управления .....		24
2.1 Выбор конструкции блока и способа охлаждения .....		24
2.2 Компановка блока .....		25
2.2.1 Расчет показателей .....		27
2.3 Разработка несущей конструкции .....		30
2.3.1 Расчет элементов шасси .....		31
2.3.2 Выбор покрытий .....		33
2.4 Конструирование передней панели .....		33
2.4.1 Требования к конструированию изделий из пластмасс, выбор пластмассы и клея .....		34
2.5 Конструирование печатного узла .....		37
2.5.1 Выбор типа печатной платы .....		38
2.5.2 Базисный материала для ПП .....		39
2.6 Применение САПР .....		41

ТГТУ.208800.066 ПЗ			
Изм	Лист	№ докум.	Пооп. Дата
Разраб.	Полов		10.5.96
Провер.	Орлов		15.5.96
Н.контр.	Орлов		15.5.96
Утв.	Серов		17.5.96

Приставка СТВ1 Пояснительная записка		
Литера	Лист	Листов
		130
КРЭМС, гр. Р-51		

**Рис. П4.1. Бланк содержания**

**ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ОСНОВНОЙ НАДПИСИ  
ПЕРВОГО ЛИСТА ТЕКСТОВОГО ДОКУМЕНТА  
ПРОЕКТА (РАБОТЫ)**

					ТГТУ. 230300.013 ПЗ			
(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(2)			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Приставка СТВ1 Пояснительная записка (1)	Литер.	Лист	Листов
Разраб.	Попов			10.5.96			1	130
Провер.	Орлов			15.5.96		КРЭМС, гр. Р-51		
(10)	(11)	(12)	(13)			(9)		
Н.контр.	Орлов			15.5.96				
Утв.	Серов			17.5.96				

**ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ОСНОВНОЙ НАДПИСИ  
ПОСЛЕДУЮЩИХ ЛИСТОВ ДЛЯ ЧЕРТЕЖЕЙ (СХЕМ)  
И ТЕКСТОВОГО ДОКУМЕНТА ПРОЕКТА (РАБОТЫ)**

					ТГТУ. 230300.013 ПЗ		Лист
(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(2)		59
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			(1)

Примечание: Расположение и размеры граф основных надписей последующих листов для чертежей (схем) и текстового документа проекта (работы) в соответствии с ГОСТ 2.104-68.

Рис. П4.2. Бланк углового штампа первого и последующих листов

**ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ОСНОВНОЙ НАДПИСИ  
ДЛЯ ЧЕРТЕЖЕЙ И СХЕМ**

					ТГТУ. 230300.013 ВО			
(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(2)			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Кран-стрела Чертеж Общие виды (3)	Литер.	Масса	Масш.
Разраб.	Попов			10.5.96				
Провер.	Орлов			15.5.96		Лист 1   Листов 4		
Т.контр.	Яшин					ТММ и ДМ, гр.М-31		
(10)	(11)	(12)	(13)			(9)		
Н.контр.	Орлов			15.5.96				
Утв.	Серов			17.5.96				

Примечание: Расположение и размеры граф основной надписи, дополнительных граф, рамки листа в соответствии с ГОСТ 2.104-68 (форма 1).

Рис. П4.3 Бланк углового штампа на чертежах

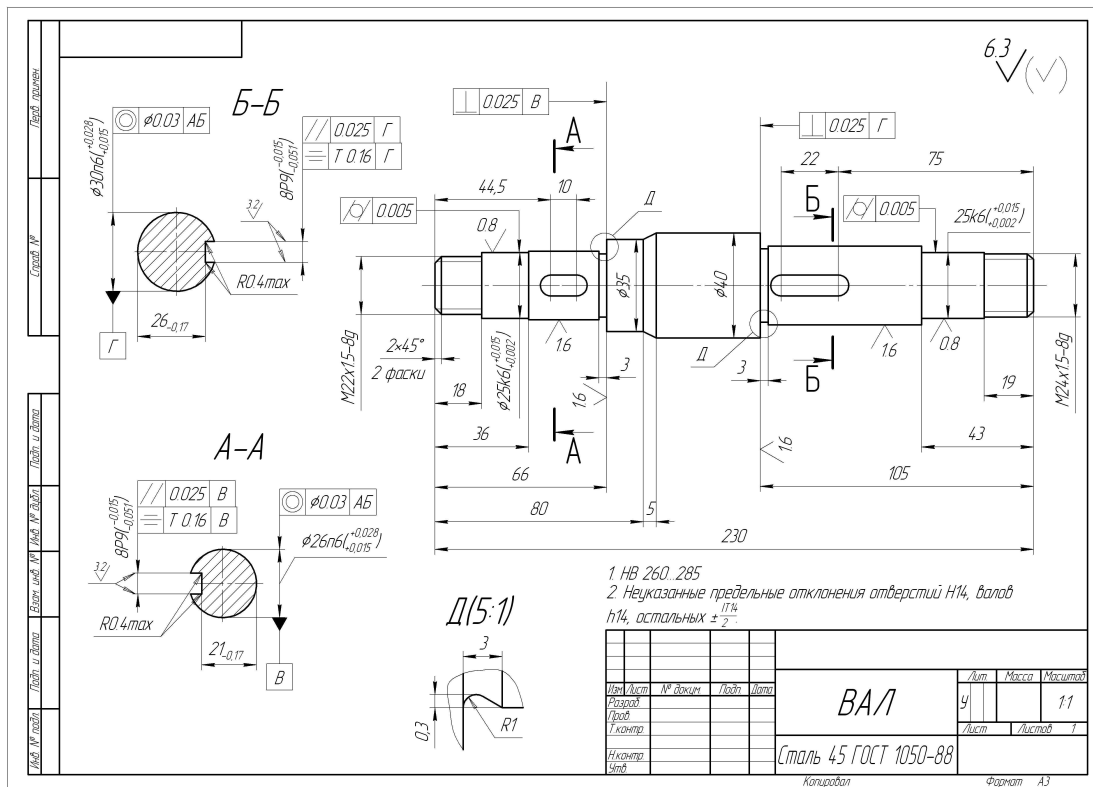


Рис. П4.4. Чертеж вала

ОБРАЗЦЫ ОФОРМЛЕНИЯ ЭТИКЕТОК

- 1)
 

ТГТУ.170506.012 ПЗ ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к дипломному проекту Линия для производства пленок на базе червячных машин Иванов Б.Н., группа П-52 Тамбов 2000	62
100	
- 2)
 

ТГТУ.170506.012 АЛЬБОМ ЧЕРТЕЖЕЙ к дипломному проекту Линия для производства пленок на базе червячных машин Иванов Б.Н., группа П-52 Тамбов 2000
---
- 3)
 

ТГТУ.081100.022 КУРСОВОЙ ПРОЕКТ Механизмы насоса Иванов Б.Н., группа П-52 Тамбов 2000
---

Рис. П4.5. Бланки этикеток

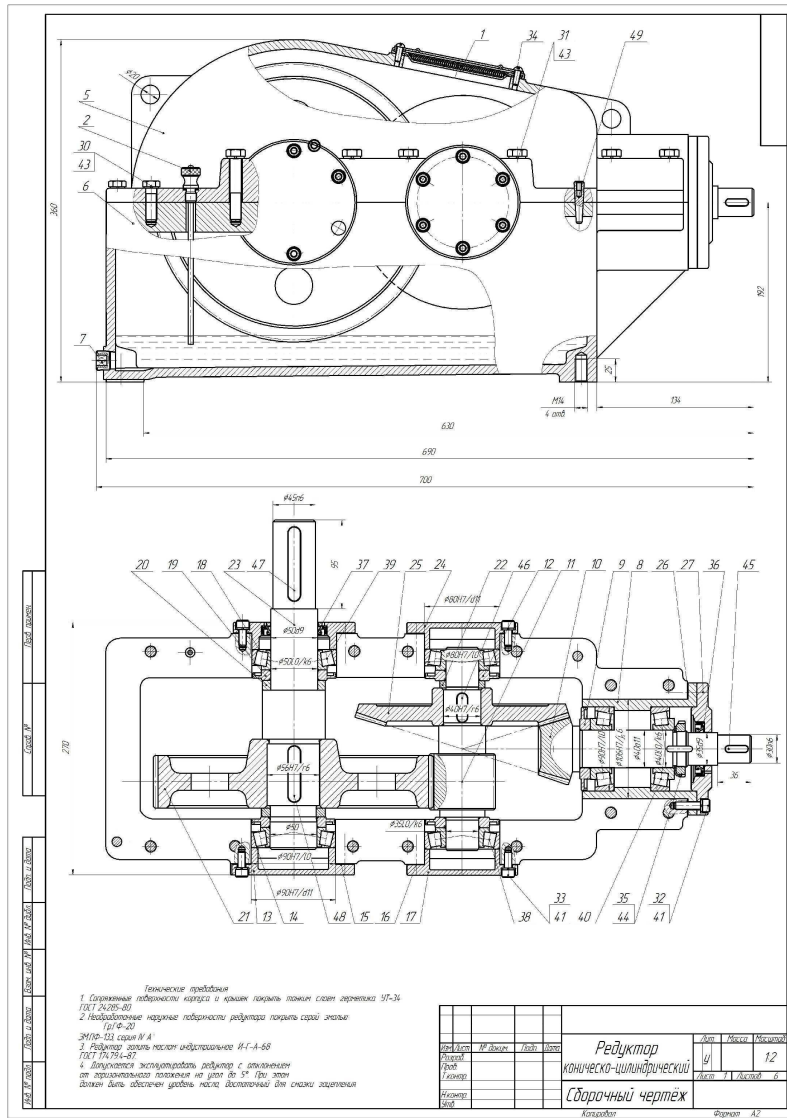


Рис. П4.6 Сборочный чертёж редуктора

Формат		Этап	Лист	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание	
Лист	Лист							
Лист 1					Документация			
	A1		XXXXXX XXXXXXXX XX СБ	Общий вид редуктора	1			
	A4		XXXXXX XXXXXXXX XX ПЗ	Пояснительная записка	1			
Состав №					Сборочные единицы			
		1			Крышка смотровая	1		
		2			Маслоуказатель жезловый	1		
Лист 1					Детали			
		5			Крышка редуктора	1	СЧ12	
		6			Корпус редуктора	1	СЧ12	
		7			Пробка	1	Ст3	
		8			Стакан	1	СЧ15	
		9			Кольца мазеудерживающее	1	Ст3	
		10			Вал-шестерня	1	Сталь 40Х	
		11			Вал-шестерня	1	Сталь 40Х	
		12			Кольца мазеудерживающее	2	Ст3	
		13			Крышка подшипника	2	СЧ15	
		14			Втулка	2	Ст3	
		15			Шайба регулировочная (комплект)	2	Сталь 10	
		16			Шайба регулировочная (комплект)	2	Сталь 10	
					XXXXXX XXXXXXXX XX			
	Лист 1	Изм	Лист	№ док-м	Подп	Дата		
		Разработ					Лист	Лист
Проект						1	3	
Н.контр								
Чтб								
Редуктор коническо-цилиндрический								
Копировал						Формат А4		

Рис. П4.7. Бланк спецификации первого листа





- в) вычислительные машины;  
 г) транспортные машины.
- 5) Контролируют и корректируют технологические процессы – это ...  
 а) технологические машины;  
 б) машины-двигатели;  
 в) транспортные машины;  
 г) контрольно-управляющие машины.
- 6) Математическое исследование всякого объекта начинается с его \_\_\_\_\_, при которой опускаются все частности, не оказывающие влияния на решение поставленной задачи.  
 а) идеализации;  
 б) усложнения;  
 в) абстракции;  
 г) урбанизации.
- 7) Совокупность связанных твердых тел, совершающих механическое движение, называют \_\_\_\_\_ машины.  
 а) сборочной единицей;  
 б) кинематической цепью;  
 в) агрегатом;  
 г) прибором.
- 8) Совокупность двух связанных звеньев называют \_\_\_\_\_ .  
 а) соединением звеньев;  
 б) парой звеньев;  
 в) кинематической парой;  
 г) сборочной единицей.
- 9) Поверхности, которыми соприкасаются в процессе движения звенья кинематической пары называются ...  
 а) элементом звена;  
 б) сборочными поверхностями;  
 в) поверхностями контакта;  
 г) элементом пары.
- 10) Кривошипно-ползунные механизмы применяются для ...  
 а) преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот;  
 б) преобразования вращательного движения во вращательное;  
 в) преобразования поступательного движения в поступательное;  
 г) преобразования вибрационного движения в поступательное или наоборот.
- 11) Во фрикционных механизмах передача движения осуществляется за счет сил \_\_\_\_\_ между прижатыми друг к другу звеньями (двумя катками, катком и плоскостью и т.д.).  
 а) инерции;  
 б) трения;  
 в) тяжести;  
 г) скольжения.
- 12) Механизмы, в которых вращательное движение от ведущего звена к ведомому звену осуществляется через гибкие элементы называются: 1) ременными; 2) цепными; 3) зубчатыми; 4) винтовыми; 5) червячными  
 а) 2; 3; б) 3; 5; в) 1; 2; г) 4; 5.
- 13) Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на: 1) плоские; 2) клиновые; 3) поликлиновые; 4) круглые; 5) квадратные; 6) конусные; 7) линейные.  
 а) 1; 2; 3; 4; 5;  
 б) 2; 3; 4; 5; 6;  
 в) 3; 4; 5; 6; 7;  
 г) 1; 4; 5; 6; 7.
- 14) Червячная передача относится к передачам зацепления со скрещивающимися осями валов. Угол скрещивания обычно равен ...  
 а) 45°;  
 б) 90°;  
 в) 20°;  
 г) 180°.
- 15) В зависимости от характера относительного движения винта и гайки различают пять типов \_\_\_\_\_ механизмов.  
 а) винтовых;  
 б) гаечных;  
 в) волновых;  
 г) комбинированных.
- 16) Изделие, изготовленное без применения сборочных операций называют ...  
 а) сборочной единицей;  
 б) деталью;  
 в) прибором;  
 г) аппаратом.

- 17) Изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций называют ...
- а) прибором;
  - б) аппаратом;
  - в) деталью;
  - г) сборочной единицей.
- 18) Законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения называется ...
- а) узлом;
  - б) прибором;
  - в) аппаратом;
  - г) агрегатом.
- 19) Детали машин классифицируют на типовые группы: передают движение от источника к потребителю – это ...
- а) передачи;
  - б) валы и оси;
  - в) опоры;
  - г) муфты.
- 20) Детали машин классифицируют на типовые группы: несут на себе вращающиеся детали передач – это ...
- а) опоры;
  - б) валы и оси;
  - в) муфты;
  - г) передачи.
- 21) Детали машин классифицируют на типовые группы: служат для установки валов и осей – это ...
- а) опоры;
  - б) муфты;
  - в) передачи;
  - г) валы и оси.
- 22) Детали машин классифицируют на типовые группы: соединяют между собой валы и передают вращающий момент – это ...
- а) передачи;
  - б) муфты;
  - в) валы и оси;
  - г) опоры.
- 23) Детали машин классифицируют на типовые группы: смягчают вибрацию и удары, накапливают энергию, обеспечивают постоянное сжатие деталей – это ...
- а) упругие элементы;
  - б) корпусные детали;
  - в) опоры;
  - г) соединения.
- 24) Детали машин классифицируют на типовые группы: организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту – это ...
- а) опоры;
  - б) корпусные детали;
  - в) соединения;
  - г) упругие элементы.
- 25) Совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению называют ...
- а) качеством;
  - б) работоспособностью;
  - в) износостойкостью;
  - г) теплостойкостью.
- 26) \_\_\_\_\_ конструкции механизма определяется удобством изготовления и сборки его деталей, а также общим количеством, степенью использования стандартизованных и унифицированных деталей и сборочных единиц
- а) надежность;
  - б) работоспособность;
  - в) технологичность;
  - г) прочность.
- 27) Свойство изделия выполнять свои функции в течение заданного срока или наработки, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели, называют ...
- а) надежностью;
  - б) работоспособностью;
  - в) прочностью;
  - г) технологичностью.
- 28) Отношение числа деталей выдержавших испытание к числу деталей испытываемых называют ...
- а) работоспособностью;
  - б) прочностью;
  - в) технологичностью;
  - г) безотказностью.

29) Критериями работоспособности являются: 1) прочность; 2) износостойкость; 3) влагостойкость; 4) жесткость; 5) надежность; 6) теплостойкость; 7) виброустойчивость.

- а) 1; 2; 4; 6; 7;
- б) 2; 3; 5; 6; 7;
- в) 3; 4; 5; 6; 7;
- г) 1; 3; 4; 5; 7.

30) Отношение мощности на выходе  $P_2$  к мощности на входе  $P_1$  механической передачи – это ...

- а) передаточное отношение;
- б) степень свободы;
- в) окружная скорость;
- г) коэффициент полезного действия.

31) Разработка технического предложения это \_\_\_\_\_ стадия разработки.

- а) первая;
- б) третья;
- в) четвертая;
- г) вторая.

32) Механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины, называют ...

- а) механической передачей;
- б) электрической передачей;
- в) гидравлической передачей;
- г) пневматической передачей.

33) Разработка технического задания – это \_\_\_\_\_ стадия разработки.

- а) первая;
- б) вторая;
- в) третья;
- г) четвертая.

34) Разработка технического проекта – это \_\_\_\_\_ стадия разработки.

- а) четвертая;
- б) вторая;
- в) первая;
- г) третья.

35) Разработка эскизного проекта – это \_\_\_\_\_ стадия разработки.

- а) третья;
- б) четвертая;
- в) вторая;
- г) первая.

36) Совокупность расчетов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и определения параметров конструкции (кинематических, динамических, геометрических и др.), ее производительности, экономической эффективности называется ...

- а) эскизом;
- б) проектом;
- в) запиской;
- г) нормативным документом.

37) Разработка рабочей документации – это \_\_\_\_\_ стадия разработки.

- а) пятая;
- б) вторая;
- в) первая;
- г) третья.

38) Отношение частоты вращения на входе к частоте вращения на выходе – это ...

- а) степень свободы;
- б) окружная скорость;
- в) коэффициент полезного действия;
- г) передаточное отношение.

39) Отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев, называется ...

- а) износом;
- б) заеданием;
- в) выкрашиванием;
- г) изломом зуба.

40) В вариаторах передаточное число в процессе работы \_\_\_\_\_ .

- а) только увеличивается;
- б) изменяется;
- в) только уменьшается;
- г) постоянное.

41) Разрыв масляной пленки на поверхности зубьев из-за высоких удельных давлений, называется ...

- а) изломом зуба;

- б) выкрашиванием;  
 в) заеданием;  
 г) износом.
- 42) Передачи, содержащие зубчатые колеса с перемещающимися осями, называют...
- а) планетарными;  
 б) цепными;  
 в) ременными;  
 г) червячными.
- 43) Фрикционные механизмы, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование), называются ...
- а) вариаторами;  
 б) редукторами;  
 в) приборами;  
 г) аппаратами.
- 44) Передаточное число фрикционной передачи роликами любой формы  $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}$ , где  $n_1$  и  $n_2$  – частоты вращения ведущего и ведомого роликов;  $D_1, D_2$  – диаметры роликов;  $\xi = 0,01 \dots 0,05$  – \_\_\_\_\_.
- а) коэффициент буксования;  
 б) коэффициент скольжения;  
 в) коэффициент скорости;  
 г) коэффициент ускорения.
- 45) Способность ременных передач сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания называют...
- а) долговечностью;  
 б) тяговой способностью;  
 в) износостойкостью;  
 г) прочностью.
- 46) В соответствии с международными стандартами применяют цепи в цепных передачах с шагом, кратным \_\_\_\_\_.
- а) 25,4 мм;  
 б) 12,5 мм;  
 в) 50 мм;  
 г) 9,81 мм.
- 47) Мощности, для передачи которых применяют цепные передачи, изменяются в диапазоне от долей киловатт до \_\_\_\_\_ кВт (в общем машиностроении).
- а) 100;  
 б) 1000;  
 в) 10;  
 г) 10 000.
- 48) Межосевые расстояния цепных передач достигают \_\_\_\_\_ м
- а) 80;  
 б) 8;  
 в) 0,8;  
 г) 800.
- 49) Минимальное число зубьев звездочек роликовых цепей  $z_{1min}$  составляет ...
- а) 13;  
 б) 3;  
 в) 130;  
 г) 1300.
- 50) Максимальное число зубьев звездочек роликовых цепей составляет ...
- а) 12;  
 б) 120;  
 в) 1,2;  
 г) 1200.
- 51) Устройство, которое дополняет или заменяет человека в области интеллектуальной деятельности называется ...
- а) прибором;  
 б) аппаратом;  
 в) агрегатом;  
 г) мотором.
- 52) Вариаторы относятся к \_\_\_\_\_ механизмам.
- а) кривошипно-ползунным;  
 б) фрикционным;  
 в) кулачковым;  
 г) зубчатым.

53) Устройства, в которых совершаются различные процессы, а механическое движение отсутствует, или имеет второстепенное значение, называются ...

- а) аппаратом;
- б) агрегатом;
- в) мотором;
- г) прибором.

54) Ограничения, накладываемые элементами кинематической пары на относительное движение звеньев, образующих пару, называют ...

- а) препятствиями;
- б) элементами пары;
- в) связями;
- г) ограничителями.

55) Если элементы кинематической пары таковы, что при каждом относительном положении звеньев они имеют соприкосновение по поверхности, то пару называют ...

- а) низшей;
- б) высшей;
- в) подвижной;
- г) неподвижной.

56) Если элементы кинематической пары таковы, что при каждом относительном положении звеньев они имеют касание в отдельных точках или по линиям, то пару называют ...

- а) высшей;
- б) подвижной;
- в) неподвижной;
- г) низшей.

57) Представителями шарнирно-рычажного механизма являются: 1) шарнирный четырёхзвенник; 2) кулачковый механизм; 3) кривошипно-ползунный; 4) кулисный механизм; 5) фрикционный механизм.

- а) 2; 4; 5;
- б) 1; 3; 4;
- в) 3; 4; 5;
- г) 1; 3; 5.

58) Если линия движения ведомого звена-толкателя проходит через центр вращения кулачка, то механизм называется...

- а) центральным;
- б) внецентренным;
- в) кулачковым;
- г) дезаксиальным.

59) Передаваемая фрикционными передачами мощность доходит до \_\_\_ кВт.

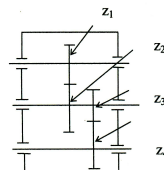
- а) 30;
- б) 3;
- в) 300;
- г) 3000.

60) Ременные передачи имеют возможность передачи движения на расстояние до \_\_\_\_\_ м.

- а) 15;
- б) 5;
- в) 150;
- г) 500.

61) Чему равно передаточное отношение редуктора, если число зубьев равно:  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 80$ ?

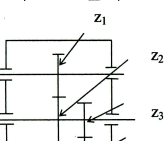
- а) 3; б) 4;
- в) 10; г) 12.



редуктора, если число зубьев равно:  $z_1 = 20$ ;  $z_2 =$

62) Чему равна скорость  $n_{\text{вых}}$  вращения выходного вала равна  $1200 \text{ мин}^{-1}$ , а число зубьев

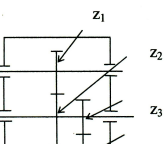
- а)  $200 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $100 \text{ мин}^{-1}$ ;
- в)  $150 \text{ мин}^{-1}$ ; г)  $300 \text{ мин}^{-1}$ .



выходного вала, если скорость вращения  $n_{\text{вх}}$  равно: если  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 80$ ?

63) Чему равен крутящий момент  $M_{\text{вых}}$  на момент  $M_{\text{вх}}$  на входном валу равен  $10 \text{ кН}\cdot\text{м}$ , если  $z_1 =$

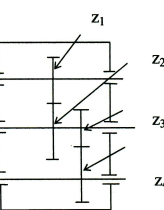
- а)  $60 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ; б)  $120 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ;
- в)  $140 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ; г)  $100 \text{ кН}\cdot\text{м}$ .



выходном валу без учета потерь, если крутящий  $20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 20$ ;  $z_4 = 80$ ?

64) Чему равна скорость  $n_{\text{вх}}$  вращения входного равна  $100 \text{ мин}^{-1}$ , а число зубьев равно:  $z_1 = 20$ ;  $z_2 =$

- а)  $2000 \text{ мин}^{-1}$ ; б)  $1200 \text{ мин}^{-1}$ ;
- в)  $1500 \text{ мин}^{-1}$ ; г)  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .



вала, если скорость вращения  $n_{\text{вх}}$  выходного вала  $60$ ;

- 65) Чему равно число зубьев  $z_4$ , если передаточное число редуктора равно 15, а  $z_1 = 20$ ;  $z_2 = 60$ ;  $z_3 = 25$ ?  
 а) 105; б) 140; в) 125; г) 95.
- 66) Делительный диаметр цилиндрического прямозубого колеса определяется по формуле ( $m$  – модуль зацепления,  $z$  – число зубьев,  $a$  – межосевое расстояние,  $b$  – ширина венца колеса):  
 а)  $d = mz$ ; б)  $d = \frac{m}{z}$ ; в)  $d = \frac{z}{m}$ ; г)  $d = a + bmz$ .
- 67) Подшипники качения при числе оборотов свыше  $10 \text{ мин}^{-1}$  рассчитывают:  
 а) на статическую грузоподъемность;  
 б) динамическую грузоподъемность;  
 в) по допускаемому давлению;  
 г) по критерию теплостойкости.
- 68) При расчете на прочность шпоночного соединения определяют:  
 а) напряжения изгиба;  
 б) напряжения среза;  
 в) напряжения растяжения;  
 г) эквивалентные напряжения.
- 69) При расчете на прочность шпоночного соединения определяют:  
 а) напряжения изгиба;  
 б) напряжения смятия;  
 в) напряжения растяжения;  
 г) эквивалентные напряжения.
- 70) Мощности на входе механизма  $P_{\text{вх}}$  и на выходе  $P_{\text{вых}}$  связаны соотношением ( $\eta$  – КПД;  $\omega$  – угловая скорость;  $n$  – частота вращения;  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент):  
 а)  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вых}} M_{\text{кр}}$ ; б)  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вых}} / \eta$ ; в)  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вых}} n$ ; г)  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вых}} / \omega$ ,
- где  $M_{\text{кр}}$  – крутящий момент;  $\eta$  – КПД механизма;  $\omega$  – частота вращения,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  – скорость вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .
- 71) Подшипники качения отличаются от подшипников скольжения:  
 а) наличием смазки;  
 б) наличием тел качения;  
 в) наличием пластических деформаций;  
 г) функциональным назначением.

## ОТВЕТЫ

1	а	12	в	23	а	34	а	45	а	56	а	67	б
2	г	13	а	24	б	35	а	46	а	57	б	68	б
3	б	14	б	25	а	36	а	47	а	58	а	69	б
4	в	15	а	26	в	37	а	48	б	59	в	70	б
5	в	16	б	27	а	38	г	49	а	60	а	71	б
6	а	17	г	28	г	39	в	50	б	61	г		
7	б	18	а	29	а	40	б	51	а	62	б		
8	в	19	а	30	г	41	в	52	б	63	б		
9	г	20	б	31	г	42	а	53	а	64	б		
10	а	21	а	32	а	43	а	54	в	65	в		
11	б	22	б	33	а	44	б	55	а	66	а		

## ГЛОССАРИЙ

**Аппарат** – устройство совершающее различные процессы, в которых механическое движение отсутствует.

**Безотказность** – отношение числа деталей выдержавших испытание к числу деталей испытываемых.

**Вал** – деталь в форме тел вращения, предназначенная для поддержания вращающихся деталей и для передачи вращающего момента от одной детали к другой (в осевом направлении).

**Виброустойчивость** – способность работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

**Вкладыш** – часть подшипника скольжения состоящая из пластины на внутреннюю поверхность которой нанесен слой из антифрикционного материала.

**Выкрашивание** – отрыв мелких частичек от рабочей поверхности зубьев.

**Грузоподъемность** – способность подшипников воспринимать действующие внешние нагрузки без нарушения основных функциональных свойств.

**Деталь** – изделие, изготовленное без применения сборочных операций.

**Долговечность** – способность сохранять заданные показатели до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания

**Жесткость** – способность детали сопротивляться любой деформации.

**Заклепка** – круглый стержень, имеющий на одном конце уширение – головку большего диаметра, называемую закладной головкой.

**Звено** – твердые тела, составляющие кинематическую цепь.

**Идеализация** – подход к решению задачи, при котором опускаются все частности, не оказывающие влияния на решение поставленной задачи.

**Износостойкость** – способность сохранять первоначальную форму своей поверхности, сопротивляясь износу.

**Качество** – совокупность свойств, определяющих степень пригодности использования их по назначению.

**Керн** – ось цилиндрической формы, на концах которой имеются конусные части с вершинами, закругленными по сферической поверхности.

**Кинематическая пара** – совокупность двух связанных звеньев.

**Кинематическая цепь** – совокупность связанных твердых тел, совершающих механическое движение.

**Коленчатые валы** – валы, имеющие «ломанную» геометрическую ось.

**Конструирование машин** – творческий процесс со свойственными ему закономерностями построения и развития.

**Корпусные детали** – организуют внутри себя пространство для размещения всех остальных деталей, обеспечивают их защиту.

**Машины-автоматы** – системы, которые способны выполнять свою работу в определенных пределах без участия обслуживающего персонала.

**Механизм** – кинематическая цепь, отличающаяся определённой движением всех звеньев относительно неподвижного звена – стойки.

**Механическая передача** – механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

**Муфты** – это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

**Надежность** – свойство изделия выполнять свои функции в течении заданного срока или наработки, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели.

**Оси** – поддерживающие невращающиеся валы, работающие лишь в условиях изгиба и реже растяжения (сжатия).

**Пайка** – соединение частей расплавленным припоем, который представляет собой металл или сплав.

**Плавность хода** – минимальные ускорения при работе машины.

**Поля допусков** – расположение отклонений от номинального размера детали.

**Посадочная поверхность** – поверхность соприкосновения соединяемых деталей.

**Прибор** – устройство, которое дополняет или заменяет человека в области интеллектуальной деятельности.

**Проект** – совокупности расчетов, графических материалов и пояснений к ним, предназначенных для обоснования и определения параметров конструкции (кинематических, динамических, геометрических и др.), ее производительности, экономической эффективности.

**Простые валы** – валы, работающие в условиях кручения, изгиба и растяжения (сжатия).

**Прочность** – способность детали сопротивляться разрушению или необратимому изменению формы (деформации).

**Резьбовые соединения** – соединения, имеющие винтовую нарезку: на одной из деталей резьба расположена на внешней цилиндрической поверхности (наружная резьба), вторая из сопряженных деталей имеет резьбу на внутренней цилиндрической поверхности (внутренняя резьба).

**Сборочная единица** – изделие, составные части которого подлежат соединению на предприятии-изготовителе посредством сборочных операций.

**Сварка** – соединение частей в одно целое за счет местного нагрева соединяемых частей до расплавленного или пластического состояния.

**Теплостойкость** – способность сохранять свои свойства при действии высоких температур.

**Технологичность** – изготовление изделия при минимальных затратах труда, времени и средств при полном соответствии своему назначению.

**Торсионные валы** – валы, работающие лишь в условиях кручения, т.е. передают только вращающий момент, соединяя обычно два вала на индивидуальных опорах.

**Точность** – способность максимально соответствовать заданному положению (скорости и т.п.).

**Узел** – законченная сборочная единица, состоящая из деталей общего функционального назначения.

**Упругие элементы** – детали, жёсткость которых намного меньше, чем у остальных, а деформации выше.

**Флюсы** – специальные химические вещества предназначенные для защиты поверхности деталей от окружающей среды.

**Цапфа** – часть звена, внешняя поверхность которого служит элементом пары вращения.

**Число степеней свободы** – число свободных геометрических параметров, определяющих относительное положение звеньев кинематической пары.

**Шейка** – средняя цапфа.

**Шип** – концевая цапфа.

**Шплинт** – проволочный стержень полукруглого сечения, согнутый почти пополам.

**Элемент пары** – поверхности, которыми соприкасаются звенья кинематической пары в процессе движения.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ .....	4
2. МАТЕРИАЛЫ .....	6
3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ .....	9
4. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ .....	10
4.1. Общие сведения .....	10
4.2. Цилиндрические передачи внешнего зацепления .....	12
4.3. Конические зубчатые передачи .....	21
5. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	27
5.1. Общие сведения .....	27
5.2. Классификация червячных передач .....	28
5.3. Основные геометрические соотношения в червячной передаче .....	30
5.4. Передаточное число .....	33
5.5. Силы в зацеплении .....	33
5.6. Материалы червячной пары .....	34
5.7. Расчет на прочность червячных передач .....	36
5.8. Тепловой расчет .....	38
6. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧАХ .....	39
6.1. Общие сведения .....	39
6.2. Основные геометрические соотношения ременных передач .....	40
6.3. Силы в передаче .....	41
6.4. Скольжение ремня по шкивам. Передаточное число .....	43
6.5. Напряжения в ремне .....	44
6.6. Тяговая способность ременных передач .....	46
7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ .....	48
7.1. Общие сведения .....	48
7.2. Приводные цепи .....	49
7.3. Звездочки .....	51
7.4. Передаточное число цепной передачи .....	52
7.5. Основные геометрические соотношения в цепных передачах .....	53
7.6. Силы в ветвях цепи .....	54
8. ВАЛЫ И ОСИ .....	54
8.1. Общие сведения .....	54
8.2. Конструктивные элементы. Материалы валов и осей .....	56
8.3. Критерии работоспособности валов и осей .....	58
8.4. Проектировочный расчет валов .....	58
8.5. Проверочный расчет валов .....	59
8.6. Расчет осей .....	62
9. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ .....	63
9.1. Общие сведения .....	63
9.2. Классификация и условные обозначения подшипников качения .....	64
9.3. Основные типы подшипников качения и материалы деталей подшипников .....	65
9.4. Расчет (подбор) подшипников качения на долговечность .....	68
10. МУФТЫ .....	71
10.1. Общие сведения .....	71
10.2. Неуправляемые муфты .....	72
11. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ .....	74
11.1. Общие сведения .....	74
11.2. Разновидности шпоночных соединений .....	74



11.3. Расчет шпоночных соединений .....	77
12. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ .....	79
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	81
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	82
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	83