

**Министерство сельского хозяйства Российской Федерации**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Саратовский государственный аграрный университет**  
**имени Н. И. Вавилова»**

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

**Краткий курс лекций**

**для студентов 2 курса**

Специальность  
**20.05.01 Пожарная безопасность**

Специализация  
**Пожарная безопасность**

**Саратов 2016**

УДК 621.81/86/87

ББК 34.42/40.75

С87

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Технический сервис и технология конструкционных материалов» ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И.Вавилова»

*И.В. Люляков*

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Процессы и сельскохозяйственные машины в АПК» ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И.Вавилова» *А.В.Данилин*

С87

**Детали машин:** краткий курс лекций для студентов 2 курса специальности  
20.05.01 Пожарная безопасность /

Сост.: С.А.Макаров // ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ». – Саратов,  
2016. – 87 с.

Краткий курс лекций по дисциплине «Детали машин» составлен в соответствии с рабочей программой дисциплины и предназначен для студентов направления подготовки 20.05.01 Пожарная безопасность. Краткий курс лекций содержит теоретический материал по основным вопросам дисциплины. Направлен на формирование у студентов знаний об организационно-методических основах дисциплины; навыков выполнения расчетов и конструирования деталей и узлов машин на примере приводов подъемно-транспортных машин, необходимых для последующего изучения специальных дисциплин.

УДК 621.81/86/87

ББК 34.42/40.75

© Макаров С.А., 2016

© ФГБОУ ВО «Саратовский ГАУ», 2016

### **Введение.**

Целью освоения дисциплины «Детали машин» является формирование у студентов навыков проведения расчетов элементов технологического оборудования, деталей и узлов механизмов по критериям работоспособности и надежности для определения мер по обеспечению безопасной эксплуатации аварийной и аварийно-спасательной техники.

Дисциплина «Детали машин» направлена на формирование у студентов общекультурной компетенции: профессиональных компетенций: «Способность использовать инженерные знания организации рациональной эксплуатации аварийной и аварийно-спасательной техники» (ПК-11).

В результате освоения дисциплины студент должен:

- Знать: основные критерии работоспособности деталей машин, приборов и механизмов и виды их отказов; типовые детали и узлы деталей машин и механизмов пожарной и аварийно-спасательной техники, область их применения, способы соединения элементов конструкций и машин, виды механических передач, требования ЕСКД к оформлению конструкторской документации.
- Уметь: проводить расчеты надежности и работоспособности технических систем; производить расчеты на прочность соединений, производить расчеты механических передач на прочность;
- Владеть: методами оценки выхода из строя деталей при эксплуатации.

## Лекция 1

### ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

1.1. Цель, задачи, структура курса.

1.2. Классификация механизмов, узлов и деталей.

1.3. Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

1.4. Выбор допускаемых напряжений.

#### 1.1. Цель, задачи, структура курса

Курс «Детали машин и основы конструирования» – научная дисциплина по теории, расчету и конструированию составных частей машины: деталей и узлов общемашиностроительного применения.

##### **Основные задачи курса:**

- изучение конструкций, типажа и критериев работоспособности деталей машин, сборочных единиц и агрегатов;
- изучение основ теории совместной работы деталей машин;
- развитие навыков конструирования и технического творчества.

#### 1.2. Классификация механизмов, узлов и деталей

Основные понятия и определения (согласно ГОСТ 2.101-68):

Всякая машина состоит из деталей и сборочных единиц общего назначения – болты, зубчатые колеса, ремни, шкивы, валы, пружины, подшипники, муфты, заклепки; и специального назначения – поршни, шатуны, коленвалы, корпусные детали. Курс «Детали машин и основы конструирования» охватывает детали общего назначения, такие, которые встречаются во всех машинах или во многих из них.

**Деталь** – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций (болт, гайка, ось, вал).

**Сборочная единица** – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой сборочными операциями (муфта, редуктор).

На основных этапах проектирования разрабатываются:

1. Техническое задание на проект.
2. Эскизный проект и кинематическая схема.
3. Кинематический и динамический анализ.
4. Технический проект (общий вид машины).
5. Рабочий проект (комплект чертежей общего вида, рабочих чертежей деталей, спецификаций).

#### 1.3. Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы

Детали и узлы машин должны удовлетворять следующим основным требованиям:

- Работоспособность.
- Надежность.
- Технологичность.

- Экономичность.
- Эстетичность.

**Работоспособность** – состояние машины, детали при котором она способна выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных размеров в пределах, установленных нормативно-технической документацией (ГОСТ 13377-75).

Основными критериями работоспособности являются:

- прочность,  $\sigma$
- жесткость,  $\gamma$
- износостойкость,  $\sigma_{уст}$
- виброустойчивость,  $\omega$
- теплостойкость,  $t$
- надежность.

**Прочность** – это способность детали сопротивляться разрушению или пластическим деформациям. Прочность детали зависит от вида и характера нагрузки, от материала и способа изготовления детали, от условий работы и режима эксплуатации.

Условие прочности рассматриваемой детали машины выражается неравенством:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{или} \quad \tau \leq [\tau]$$

где  $\sigma, [\sigma]$  – соответственно рабочие и допускаемые нормальные напряжения;  $\tau, [\tau]$  – рабочее и допускаемое касательные напряжения, Н/мм<sup>2</sup> (МПа).

**Жесткость** – способность деталей сопротивляться изменению формы и размеров под действием нагрузок.

**Износостойкость** – свойство материала детали оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

**Виброустойчивость** – способность детали работать в заданном режиме без недопустимых колебаний. Это касается быстроходных деталей.

**Теплостойкость** – способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы.

**Надежность** – свойство изделия выполнять в течение заданного времени (заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели.

#### 1.4. Выбор допускаемых напряжений

**Допускаемое напряжение** – наибольшее напряжение, которое можно допустить в детали из условия ее безопасности надежности и долговечности. Оно составляет некоторую долю от предельного (опасного) напряжения.

В машиностроении пользуются двумя методами выбора допускаемых напряжений и запасов прочности:

1. Табличный метод.
2. Дифференциальный метод.

**Определение допускаемого напряжения при статической нагрузке (не изменяющейся ни по величине, ни по направлению за все время действия)**

$$[\sigma] = \sigma_{пред} / [s] \qquad [\tau] = \tau_{пред} / [s]$$

где  $\sigma_{пред}, \tau_{пред}$  - соответственно нормальные и касательные напряжения, при достижении которых рассчитываемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или разрушения;  $[s]$  - допускаемый (требуемый, заданный или нормативный) коэффициент запаса прочности.

Различают два случая определения напряжений: для пластичных материалов и хрупких материалов:

1. для пластичных материалов: 
$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}$$

где  $\Delta$  - относительное удлинение;  $\sigma_T$  - предел текучести (напряжения при которых деформация детали увеличивается без изменения нагрузки).

$[\sigma]$  - допускаемое напряжение (деформации растут пропорционально нагрузке);

$\sigma_T$  - предел текучести (в образце появляется заметное удлинение без увеличения нагрузки)

$\sigma_B$  - предел выносливости (образуется местное сужение – шейка начинается разрушение образца)

2. Для хрупких материалов:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{S}$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности, максимальное напряжение, которое испытывает деталь до разрушения;  $S$  - запас прочности;  $\Delta$  - относительное удлинение менее 5%.

Напряжение может быть постоянным (постоянный во времени цикл) и переменным (пульсирующий цикл (или отнулевой) и симметричный цикл).

Выбор допускаемых напряжений при пульсирующей динамической нагрузке (метод академика Серенсена).

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{S} \cdot \frac{k_d \cdot k_v}{k_\sigma}$$

$\sigma_{-1}$  - предел усталости.

$S$  - коэффициент запаса прочности

$K_d$  - коэффициент учитывающий влияние абсолютных размеров поперечного сечения детали на величину предела усталости.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Назовите основные факторы, влияющие на усталостную прочность детали.
- 2) По каким предельным напряжениям ведется определение (расчет) допускаемых напряжений при статических и переменных нагрузках.
- 3) Перечислите основные критерии работоспособности детали.
- 4) Дайте определение предела выносливости материала детали.
- 5) Назовите порядок (этапы) проектирования машин.

- 6) Напишите выражение для проверочного расчета детали, работающей по напряжениям: разрыва, изгиба, среза, кручения.
- 7) Дайте определение износостойкости детали.
- 8) Назовите основные факторы, от которых зависит прочность детали.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Ерохин, М.Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / ред. : М. Н. Ерохин. – М.: КолосС, 2004. – С. 464.
2. **Ерохин, М.Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соболев ; ред. М. Н. Ерохин. – М.: КолосС, 2005. – С. 462.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.

## Лекция 2

### МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

- 2.1. Классификация и кинематические параметры передач.
- 2.2. Зубчатые передачи: геометрия и изготовление зубчатых колес.
- 2.3. Критерии работоспособности виды разрушения зубчатых передач.

#### 2.1. Классификация и кинематические параметры передач

**Передачами** называются механизмы для передачи энергии от двигателя к рабочим машинам, как правило, с преобразованием скоростей, моментов, а иногда и закона движения (режущие аппараты комбайнов, строгальные станки).

По принципу действия различают: механические; электрические; пневматические; гидравлические.

Механические передачи по способу передачи движения различают на:

1. Передачи трением с непосредственным касанием (фрикционные и с гибкой связью – ременные).
2. Передачи зацеплением (зубчатые, червячные) и гибкой связью (цепные)
3. Комбинированные – зубчато-ременные (ремень снабжен на внутренней стороне выступами-зубьями, которые зацепляются зубьями шкивов).

Каждая передача характеризуется:

$$\text{передаточным отношением } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad \text{или передаточным числом } u = \frac{z_2}{z_1}$$

Если передача состоит из нескольких передач, то передаточное отношение всего привода находится:  $i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n$  или  $u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$

Зубчатые передачи, как правило, изменяют скорости вращения, чаще всего скорости понижаются:  $\omega_1 > \omega_2$ ;  $n_1 > n_2$  такие передачи называются редукторами.

Если обороты повышаются:  $\omega_1 < \omega_2$ ;  $n_1 < n_2$  - мультипликаторами.

Линейную скорость элементов передачи (шкивов, колес) определяют по выражению:  $v = \omega \frac{d}{2} = \frac{\pi d n}{60}$ .  $[v] = [м/с]$   $[d] = [м]$   $[\omega] = [рад/с]$   $[n] = [мин^{-1}]$

Касательную силу, вызывающую вращение или сопротивление вращению будем называть окружной силой (усилием) и обозначать  $F_t$

$$\text{Передаваемая мощность } P = F_t v \quad /Вт/ \quad P = \frac{F_t v}{1000} \quad /кВт/$$

$$\text{Крутящий момент } T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \quad /Нм/ \quad T_1 = T_2 u \eta \quad F_t = \frac{2T}{d} = \frac{P}{v} \quad /Н/$$

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{w_n}{w_3} \rightarrow P_2 = P_1 \eta$$

Коэффициент полезного действия

## 2.2. Зубчатые передачи: геометрия и изготовление зубчатых колес

Передача вращения производится путем нажатия зубьев ведущего колеса на зубья ведомого колеса. Меньшее по размерам из двух зубчатых колес, находящихся в зацеплении, называют *шестерней*, большее – *колесом*.

### Достоинства зубчатых передач:

- Высокий К.П.Д.;
- Постоянство передаточного числа (отношения);
- Высокая нагрузочная способность;
- Большая долговечность и надежность в работе (некоторые передачи имеют неограниченный срок службы);
- Простота эксплуатации;
- Возможность применения в большом диапазоне скоростей, передаваемых мощностей и передаточных чисел.

### Классификация зубчатых передач:

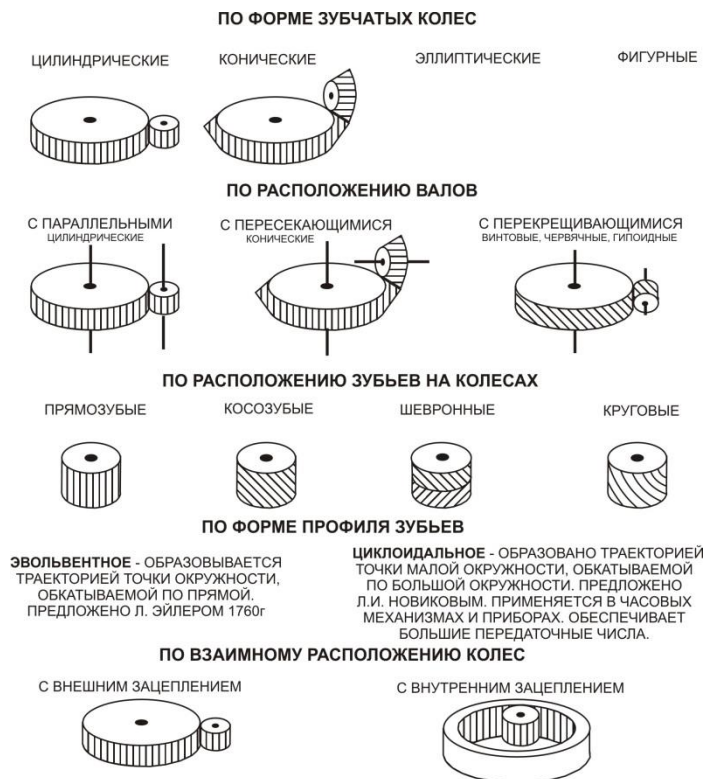


Рис. 2.1. Классификация зубчатых передач

### Недостатки:

- Повышенное требование к точности изготовления;
- Нерациональность при больших межосевых расстояниях;

- Относительная сложность изготовления и сложность оборудования, необходимого для изготовления зубчатой передачи.

Что бы зубчатые колеса могли образовать зубчатую передачу, они должны быть сопряжены с одной и той же зубчатой рейкой. Контур такой рейки – изделия, с которой могут входить в зацепление любые колеса одинакового модуля, называется исходным контуром. Форма и параметры исходного контура установлены ГОСТом. По исходному контуру профилируется режущий инструмент реечного типа.

**Нарезание зубьев можно производить двумя методами:**

- Методом копирования.
- Методом огибания.

По методу копирования впадины между зубьями образуются дисковой или пальцевой фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом.

Нарезание по методу огибания производится непрерывно без остановки на деление окружности.

Нарезают с помощью инструментальной рейки, имеющей прямолинейный профиль, а так же с помощью инструментальных шестерен (долбяков) или червячных фрез. При нарезании инструментом и заготовке сообщается движение, обеспечивающее резание.

Применяют так же накатывание зубьев, обеспечивающее повышение прочности на 15-20%.

#### **Материалы и конструкция зубчатых колес**

Основной материал для зубчатых колес – термически обрабатываемые стали. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делятся на две группы.

1. Колеса с твердостью  $HV \leq 350$ . Применяются в мало и средне нагруженных передачах. Материал: углеродистые стали 35, 40, 45, 50; легированные стали 40X, 45X, 40XH и др.

2. Колеса с твердостью  $\geq 350HV$  (измеряется в Роквеллах  $10HV \sim 1 HRC$ ). Применяют в тяжело нагруженных передачах,

3. Чугуны (ГОСТ 1214-84) используют для изготовления зубчатых колес тихоходных открытых передач.

#### **Основные геометрические размеры**

Основные параметры зубчатых колес рассмотрим применительно к цилиндрической прямозубой передаче (рис. 2.2).

Введем индексацию для параметров зубчатых колес:

1- параметры шестерни; 2- параметры колеса;  $\omega$  – начальная (делительная) окружность (поверхности) колеса;  $b$  – основная окружность (поверхности) колеса;  $f$  – окружность впадин зубьев;  $a$  – окружность вершин зубьев.

Обозначим  $z$  – число зубьев,  $P_t$  – окружной шаг по делительной окружности. Делительной окружностью называется такая окружность, на которой шаг зацепления равен шагу исходного контура.

$$z \cdot P_t = \pi \cdot d \text{ – длина окружности, откуда } d = \frac{z P_t}{\pi} = m z$$

$$\text{где } m = \frac{P_t}{\pi} \text{ – окружной модуль зубьев.}$$

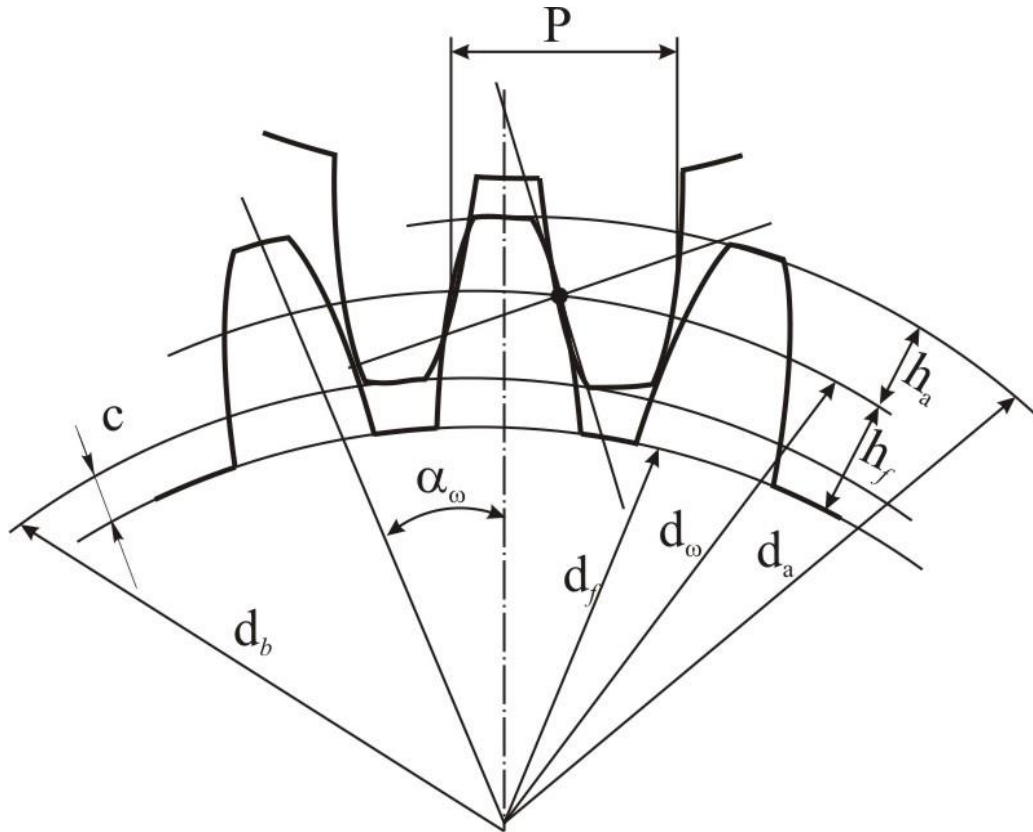


Рис. 2.2. Геометрические параметры цилиндрической прямозубой передачи

$m = \frac{d_\omega}{z}$  – часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на 1 зуб.

Для колес изготовленных без смещения инструмента диаметр начальной окружности:  $d_\omega = d = mz$

Межосевое расстояние:  $a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2}$ ;  $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$ .

Передаточное число:  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$ ;  $d_2 = d_1 u$ ;  $z_2 = z_1 u$ .

$a = \frac{d_1 + d_1 u}{2} = \frac{m z_1 (1 + u)}{2}$ ;  $d_1 = \frac{2a}{(1 + u)}$ ;  $d_2 = \frac{2a \cdot u}{(1 + u)}$

Высота зуба:  $h = h_a + h_f$ , где  $h_a$  – высота головки зуба;  $h_f$  – высота ножки зуба.

$h_a = h_a^* m$ , где  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба,  $h_a^* = 0,47 \dots 1,0$   $c = c^* m$ ,

$c^* = 0,2 \dots 0,4$  – коэффициент радиального зазора,  $h_f = m(h_a^* + c^*)$ , при  $h_a^* = 1$

$h_a = m$ ;  $h_f = h_a + c$ ,  $c = 0,25$  – радиальный зазор (между вершиной и впадиной)

$$h_f = 1,25m \quad ; \quad h = h_a + h_f = 2,25m$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2h_a^* m = m(z + 2h_a^*) \quad d_a = m(z + 2)$$

Диаметр впадин

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2h_a^* - 2c^*) \quad d_f = m(z - 2,5)$$

### Точность зубчатых колес

Допуски регламентированы ГОСТ 1643-72

Стандарт отражает кинематическую точность (1), плавность (2) и пятно контакта. ГОСТ предусматривает 12 степеней точности (чем меньше номер, тем точнее). Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют:

	прямозуб.	косозуб.
6 – повышенной точности	20 м/с	31,5 м/с
7 – нормальной точности	12,5	20
8 – пониженной точности	8	12,5
9 – грубые передачи	5	8

### Косозубая передача

Контактные линии косозубых колес наклонены под некоторым углом к образующей делительного цилиндра (рис. 2.3). Наклонное расположение линий контакта приводит к тому, что удельное давление  $q$  неравномерно распределяется по длине контактной линии.

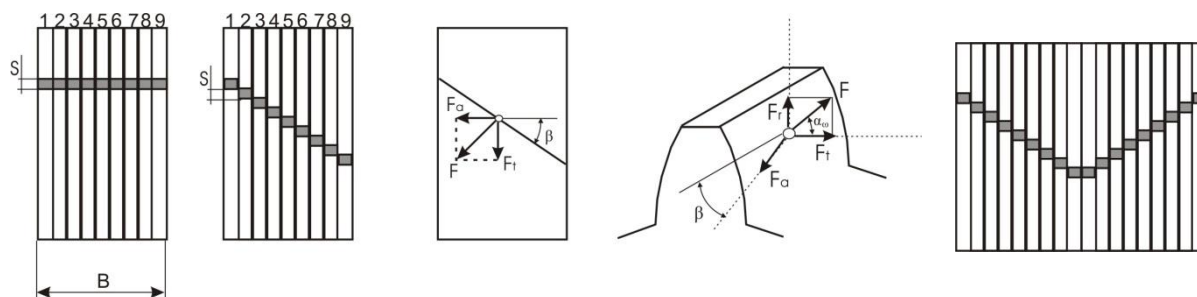


Рис. 2.3. Геометрия косозубого и шевронного колеса и силы в косозубой зубчатой передаче

Если соединить два косозубых колеса с правым и левым наклоном зубьев получится шевронное колесо (рис. 2.3).

#### Достоинства косозубых и шевронных передач:

- бесшумность в работе, так как имеют в зацеплении более 2-х пар;
- обеспечивают плавность зацепления;
- имеют прочный зуб на изгиб и способны передавать большую нагрузку.

**Недостатки:** возникновение осевых усилий у косозубых колес.

Шевронные колеса обладают достоинствами косозубых и имеют еще одно достоинство – отсутствие осевых усилий.

Для нарезания используется такой же инструмент и то же оборудование, как и для прямозубых колес.

### 2.3. Критерии работоспособности и виды разрушения зубчатых передач

1. **Поломка зубьев** – наиболее опасный вид разрушения, приводящий к разрушениям других элементов передачи. Меры предупреждения – увеличение модуля, положительное смещение, термообработка, уменьшение концентрации нагрузки по краям.

2. **Усталостное выкрашивание активных поверхностных слоев зубьев** – основной и наиболее распространенный вид разрушения закрытых зубчатых передач, работающих в масляной ванне. Меры предупреждения У.В.: повышение твердости материала, повышение точности (особенно по норме контакта).

3. **Абразивный износ** – является причиной выхода из строя открытых передач при работе в засоренной пылью среде. Меры предупреждения А.И.: повышение твердости, защита от загрязнений.

4. **Заедание зубьев** – разрушение поверхности в месте контакта с выровом материала. Меры предупреждения З.З.: применяют вязкие смазки, противозадирные масла.

5. **Пластические деформации** – из-за применения сырых (нетермообработанных) сталей.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Напишите выражение для определения межосевого расстояния цилиндрической передачи.
- 2) Напишите соотношение между окружным модулем и шагом зубчатого колеса.
- 3) Выразите диаметр делительной окружности цилиндрического прямозубого колеса через модуль.
- 4) Что понимается под межосевым расстоянием.
- 5) Дайте классификацию передач по принципу передачи движения.
- 6) Изобразите схему зубчатой передачи с внешним зацеплением.
- 7) Напишите выражение для определения передаточного отношения пары цилиндрических зубчатых колес.
- 8) Перечислите способы изготовления зубчатых колес.
- 9) Из каких материалов изготавливаются зубчатые колеса.
- 10) Перечислите основные кинематические параметры передачи.
- 11) Перечислите классы точности для зубчатых передач.
- 12) Перечислите основные геометрические параметры зубчатой цилиндрической передачи.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

### Лекция 3

## РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

3.1. Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев.

3.2. Расчет на сопротивление изгибу у основания ножки зуба.

### 3.1. Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

*Допускаемые напряжения при расчете на контактную выносливость*

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} K_{HL}}{[S_H]},$$

где  $\sigma_{H \text{ limb}}$  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов ;

$[S_H]$  – коэффициент безопасности, при нормализации, улучшении и объемной закалке  $[S_H]=1,1 \dots 1,2$ ; при поверхностном упрочнении  $[S_H]=1,2 \dots 1,3$ .

$K_{HL}$  – коэффициент долговечности, определяется по рис. 3.1 в зависимости от отношения  $N_{HE}/N_{HO}$  (при  $N_{HE}/N_{HO} > 1$ ,  $K_{HL}=1$ ).

$N_{HO}$  – базовое число циклов напряжения в зубьях;

$N_{HE}$  – эквивалентное число циклов напряжений в зубьях, соответствующее рабочему числу циклов передачи с постоянным режимом нагружения.

$$N_{HE} = 60cnt,$$

где  $c$  – число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

$n$  – частота вращения зубчатого колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$t$  – продолжительность работы передачи, ч.

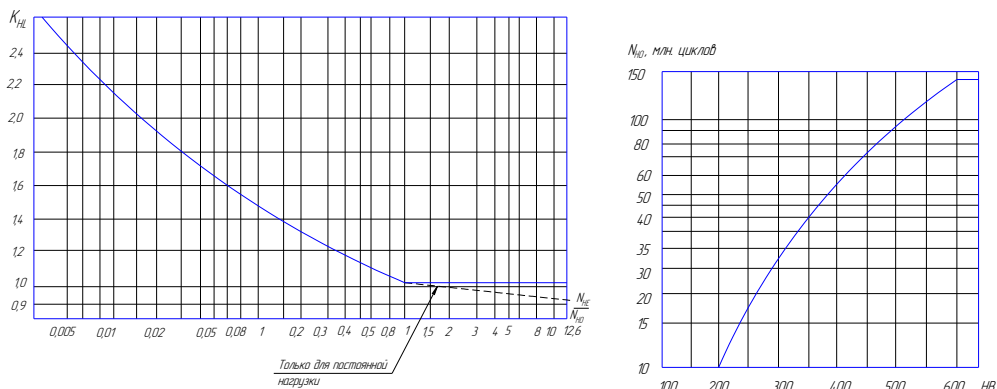


Рис. 3.1. Определение  $K_{HL}$  и  $N_{HO}$

### Расчетные коэффициенты

Коэффициент отношения ширины венца к диаметру шестерни:

$$\psi_{bd}=0,5\psi_{ba} (i_2+1);$$

где  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца зубчатого колеса.

Коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба  $K_{H\beta}$  (при постоянной нагрузке  $K_{H\beta}=1$ )

**Межосевое расстояние зубчатой передачи**

$$a_{\omega} = K_a (i + 1) \sqrt[3]{T_2 K_{H\beta} / (\psi_{ba} i^2 [\sigma_H]^2)} ;$$

где  $K_a=495$  – для прямозубых передач,  $K_a=430$  – для косозубых передач;

$T_2$  – крутящий момент на быстроходном валу, Н·м;

$i$  – передаточное отношение зубчатой передачи.

Расчетное значение  $a_{\omega}$  округляется до стандартного по ГОСТ 2185-66 (в мм)

1-й ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500;

2-й ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240.

Примечание: 1-й ряд следует предпочесть 2-му.

**Модуль зацепления (нормальный), мм:**

$$m=(0,01...0,02)a_{\omega}$$

**Таблица 3.1 – Расчетное значение модуля округляют до значений СТ СЭВ 310-76**

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2
1,0	1,125	2,5	2,75	6,0	7,0	16,0	18,0
1,25	1,375	3,0	3,5	8,0	9,0	20,0	22,0
1,5	1,75	4,0	4,5	10,0	11,0	25,0	28,0
2,0	2,25	5,0	5,5	12,0	14,0	32,0	36,0

Примечание: ряд 1 следует предпочесть ряду 2

**Число зубьев шестерни и колеса**

Для прямозубой передачи:  $z_1=z_{\Sigma}/(u+1); \quad z_2=z_{\Sigma} - z_1,$

Для косозубой передачи:  $z_1=z_{\Sigma} \cos \beta / (u+1); \quad z_2=z_{\Sigma} - z_1,$

где  $z_{\Sigma}=2a_{\omega}/m$  – суммарное число зубьев (прямозубая передача);

$z_{\Sigma}=2a_{\omega} \cos \beta / m$  - косозубая передача.

Угол наклона зубьев  $\beta=8-15^\circ$ .

При определении числа зубьев шестерни необходимо помнить, что предпочтительнее нечетное число зубьев.

**Фактическое передаточное число:**

$$i = z_2 / z_1.$$

**Таблица 3.2 – Основные геометрические размеры зубчатых колес**

Параметры	Шестерня	Колесо зубчатое
Делительный диаметр:		
Прямозубая передача	$d_1 = z_1 m$	$d_2 = z_2 m$
Косозубая передача	$d_1 = z_1 m / \cos \beta$	$d_2 = z_2 m / \cos \beta$
Диаметр вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
Диаметры впадин	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
Ширина венца колеса	$b_1 = b_2 + (2 \dots 5)$	$b_2 = \psi_{ba} a_w$

**Окружная скорость и точность зубчатой передачи, м/с:**

$$v = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cdot 10^3};$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость шестерни, с-1.

Наибольшее распространение имеют 6,7,8 и 9 степень точности: 6-я степень назначается высокоточным, скоростным передачам; 7-я – передачам нормальной точности, работающими с умеренными нагрузками на высоких скоростях; 8-я – передачам общего машиностроения, 9-я – тихоходным передачам машин низкой точности. В передачах сельскохозяйственного назначения, как правило, выбирается 7-я степень точности.

**Силы действующие в зацеплении, Н**

Окружная сила:  $F_t = 2 \cdot 10^3 T_2 / d_1$

Радиальная:  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$  - для цилиндрических прямозубых передач;

$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$  - для цилиндрических косозубых передач;

где,  $\alpha_w = 20^\circ$  - угол зацепления.

Осевую  $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ , только для цилиндрических косозубых передач.

**Проверка по контактным напряжениям**

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{i \pm 1}{i} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (i \pm 1)}{2 a_w^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H]$$

Знак «+» при внешнем зацеплении, «-» при внутреннем.

$Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_\omega}$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (для нормальных прямозубых колес при  $\alpha_\omega=20^\circ$   $Z_H=1,76$ )

$Z_M=275 \text{ МПа}^{1/2}$  – коэффициент учитывающий механические свойства материала колес (из стали)

$Z_\varepsilon \approx 1$  – коэффициент суммарной длины контактных линий для прямозубой передачи; для косозубых передач  $z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ ,

где  $\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$$

$K_{H\omega}$  – коэффициент динамической нагрузки;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины венца зубчатого колеса;

$T_2$  – в Н·м;  $a_\omega$  - в мм;  $\sigma_H$ , [ $\sigma_H$ ] - в МПа.

Расчетные коэффициенты не должны превышать допустимые более, чем на 5%, в противном случае необходимо изменить материал колес и термообработку.

### 3.2. Расчет на сопротивление изгибу у основания ножки зуба

Обычно проверяют зубья шестерни.

*Допускаемые напряжения изгиба:*

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{[S_F]}$$

где  $\sigma_{F \text{ limb}}^0$  - предел выносливости (при отнулевом цикле), соответствующего базовому числу циклов  $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ ;

$[S_F]=[S_F]'[S_F]''$  – коэффициент безопасности.

$[S_F]'$  – коэффициент нестабильности свойств материала зубчатых колес;

$[S_F]''$  – коэффициент, зависящий от способа получения заготовки зубчатого колеса: для поковок и штамповок  $[S_F]''=1,0$ ; для проката  $[S_F]''=1,15$ ; для литья  $[S_F]''=1,3$ .

*Расчетное напряжение изгиба в основании ножки зуба шестерни:*

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} F_t K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\beta / b_1 m > [\sigma_{F1}]$$

где  $Y_\beta = 1 - \beta/140$  – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба;  
 $Y_{F1}$  – коэффициент учитывающие форму зуба;

$F_t$  – окружная сила, Н;

$K_{F\beta}$  – из таблицы 4.4;

$K_{F\alpha}$  – из таблицы 4.6;

$b_1$  – ширина венца шестерни, мм;

$m$  – модуль зацепления, мм.

Если  $\sigma_F > [\sigma_F]$  более 5%, то необходимо изменить материал колес и термообработку и параметры передачи и повторить расчет.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) По каким напряжениям ведется расчет зубчатых передач?
- 2) Что понимают под модулем зацепления зубчатого колеса?
- 3) На что влияет модуль зацепления зубчатого колеса?
- 4) Какие параметры зубчатого колеса округляют до стандартных значений?
- 5) Напишите соотношение между окружной и радиальной силами в прямозубом цилиндрическом зацеплении.
- 6) Напишите соотношение между окружной и осевой силами в косозубом цилиндрическом
- 7) Как определить делительный диаметр прямозубого зубчатого колеса?
- 8) Как определяется коэффициент долговечности  $K_{H\beta}$ ?
- 9) Как определить делительный диаметр косозубого зубчатого колеса?
- 10) Кокой зависимостью связаны окружная и угловая скорости зубчатого колеса?

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### *Основная*

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### *Дополнительная*

1. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. Олофинская, В.П. Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 4

### КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Особенности конструкции и применения конических передач.

4.2. Расчет конических зубчатых передач на прочность.

#### 4.1. Особенности конструкции и применения конических передач

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом. Наиболее распространены передачи, в которых угол между осями колес составляет  $90^\circ$ .

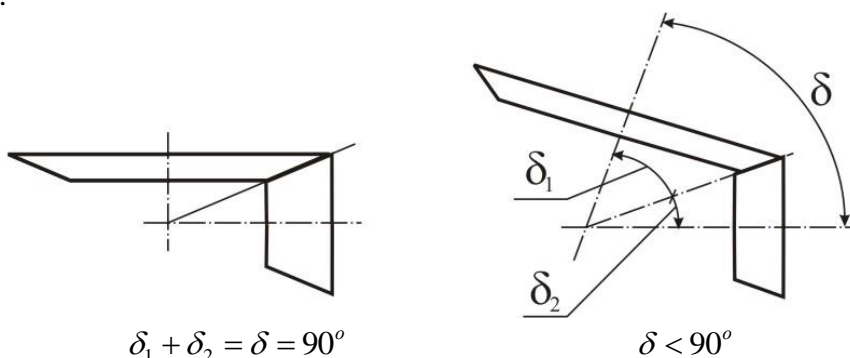


Рис. 4.1. Расположение конической передачи в пространстве

Конические колеса бывают с прямыми, косыми и круговыми зубьями (гипоидная передача).

Конические колеса сложнее в изготовлении и монтаже. Нарезание производят на специальных станках. В конических передачах шестерня, как правило, располагается консольно, при этом из-за меньшей жесткости консольного вала, увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба  $K_{F\beta}$ ,  $K_{H\beta}$ . Поэтому конические передачи работают с большим шумом. Подшипники шестерни располагаются в специальном стакане, для регулирования зацепления.

#### Геометрия зацепления конических колес

Роль делительных и начальных окружностей выполняют делительные и начальные конусы. Конические колеса изготовляют с тангенциальным смещением инструмента. Утолщение зубьев производится разведением резцов.

$$h_a = m_{te} \quad h_f = 1,2m_{te} \quad d_{ae} = m_{te}(z + 2 \cos \delta) \quad d_{fe} = m_{te}(z - 2,4 \cos \delta)$$

Конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{1+u^2} = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta} = \frac{m_{te} z_1}{2 \sin \delta}$$

$$\text{Угол головки зуба: } \operatorname{tg} \theta_a = \frac{h_a}{R_e}$$

$$\text{Угол ножки зуба: } \operatorname{tg} \theta_f = \frac{h_f}{R_e}$$

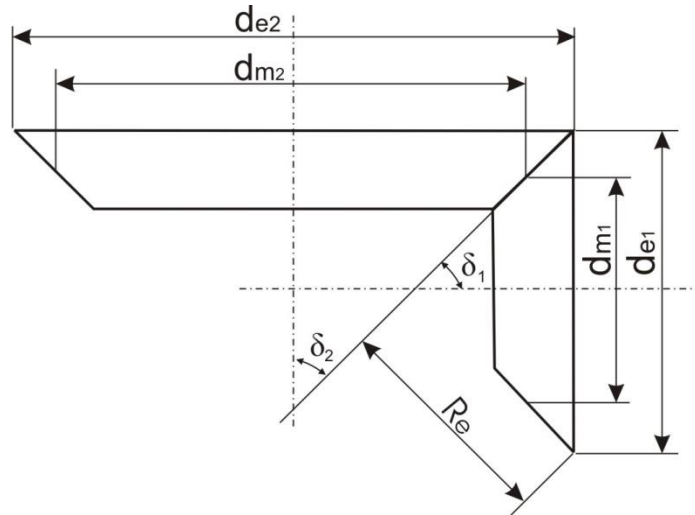


Рис. 4.2. Геометрия конической зубчатой передачи

$\delta_1; \delta_2$  – углы делительных конусов;

$d_{e1}; d_{e2}$  - внешние делительные диаметры, измеряемые на дополнительном конусе (внешнем торце);

$d_{m1}; d_{m2}$  - средние делительные диаметры.

$d_{ae}; d_{fe}$  - внешние диаметры вершин и впадин.

$R_e; R_m$  – внешнее и среднее конусное расстояние.  $m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}$  - внешний окружной

модуль (стандартизирован);  $h_a; h_f$  - высота вершины и впадины зуба;

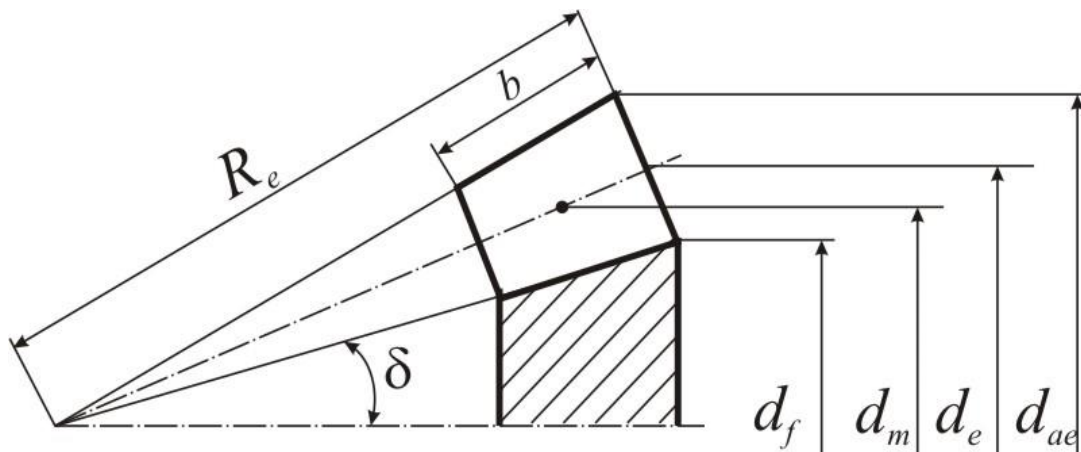


Рис. 4.3. Геометрия конического зубчатого колеса

## 4.2. Расчет конических зубчатых передач на прочность

### *Расчет конических колес на изгиб*

Расчет основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса такая же, как у эквивалентного цилиндрического колеса с той же длиной зубьев и профилем, соответствующем среднему сечению зуба. Однако, как показывает практика,

конические колеса выходят из строя быстрее цилиндрических, поэтому при расчете вводят коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности, равный 0,85.

Расчет ведется по формулам схожим с формулами для прямозубых колес.

$$\sigma_F = \frac{\omega_{F1} Y_F}{0,85 m_m} \leq [\sigma_F] \quad \sigma_F = Y_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} \frac{2T_1 \cdot 10^3}{0,85 \psi_m z_1 m_m^3} \leq [\sigma_F]$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{Y_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} (2 \cdot 10^3 T_1)}{0,85 z_1 \psi_m [\sigma_F]}}$$

где  $\psi_m = \frac{b}{m_m} = 6 \dots 12$  - коэффициент ширины зубчатого колеса по среднему модулю зубьев.

Коэффициенты  $\psi_m$  и  $\psi_{bd}$  связаны между собой зависимостью:  $\psi_m = \psi_{bd} z_1$

### **Расчет конических колес на контактную выносливость**

Проверочный расчет на контактную выносливость прямозубого конического колеса производится по выражению:

$$\sigma_H = z_H z_M \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{0,85 d_{om1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H]$$

или

$$\sigma_H = \frac{z_H z_M}{d_{om1}} \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b_\omega \cdot u}} \leq [\sigma_H]$$

Проектировочный расчет производят по выражению:

$$d_{om1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot \psi_{bd} [\sigma_H]^2 \cdot u}}$$

Из-за неравномерной толщины зубьев конических колес удельная нагрузка воспринимается неравномерно по длине зуба. При расчетах неравномерную нагрузку заменяют сосредоточенной силой, приложенной на среднем диаметре:

$$d_m = d_e - b \cdot \sin \delta, \text{ разделив на } z \text{ получим: } m_m = m_{te} - \frac{b \cdot \sin \delta}{z}.$$

Ширина зубчатого венца:  $b = \psi_{bd} d_{m1}$   $b = \psi_m m_m$   $\psi_{bd} = \frac{b}{d_{m1}} = 0,3 \dots 0,6$  -

коэффициент ширины зубчатого венца по среднему делительному диаметру шестерни.

$z_H$  - коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев в полноте зацепления (1,76);

$z_M$  - коэф., учитывающий механические свойства материалов.

$\psi_m = \psi_{bd} z_1$  - коэффициент ширины зубчатого колеса по среднему модулю зубьев.

### **Усилия в конической передаче**

Усилия в конической передаче определяются для средних сечений, где лежит точка приложения силы F.

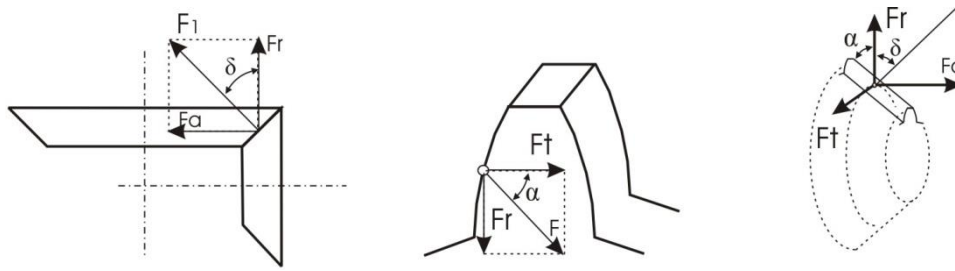


Рис. 4.4. Усилия в конической передаче

Окружное усилие:  $F_t = \frac{2T_1}{d_{\omega 1}}$

Радиальное усилие:  $F_r = F_t \cos \delta \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Осевое усилие:  $F_a = F_t \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \alpha$

### Вопросы для самоконтроля

- 1) В чем основное отличие конических зубчатых передач.
- 2) Каким образом изготавливают конические зубчатые колеса.
- 3) Напишите выражение для определения осевой силы в конической передаче.
- 4) На какую прочность ведется расчет конических передач.
- 5) Как определить внешний окружной модуль конической передачи.
- 6) Перечислите недостатки конических передач.
- 7) Для чего при расчете используют коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности передачи.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### Основная

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### Дополнительная

1. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. Олофинская, В.П. Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 5

### ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Классификация червячных передач и конструкция червячных редукторов.

5.2. Расчет червячных передач на прочность.

#### 5.1. Классификация червячных передач и конструкция червячных редукторов

Червячная передача относится к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. Угол перекрещивания обычно равен  $90^\circ$ .

##### **Достоинства червячных передач:**

1. Возможность получения большого передаточного отношения (обычно 8...10, но в специальных установках доходит до 1000).
2. Плавность и бесшумность работы.
3. Возможность точных делительных перемещений.
4. Компактность.
5. Возможность самоторможения.

##### **Недостатки:**

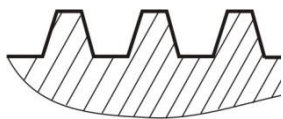
1. Низкий КПД около 0,7 ... 0,9 (вследствие большого скольжения в передаче)
2. Склонность к заеданию.
3. Повышенный износ.
4. Необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов.

##### **Классификация**

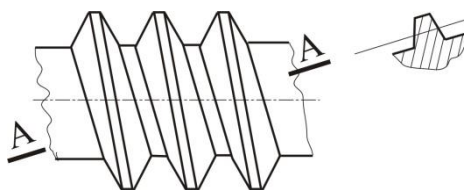
Различают 2 основных вида червячных передач: цилиндрические и глобоидальные (с цилиндрическими и глобоидальными червяками)

В зависимости от формы профиля резьбы цилиндрических червяков различают червяки:

1. Архимедов –



2. Конволютный –



3. Эвольвентный –



По расположению червяка относительно колеса:

1. с верхним расположением червяка
2. с нижним расположением червяка
3. с боковым расположением червяка

По конструктивному исполнению: открытые, закрытые.

По назначению: силовые, кинематические (делительные устройства, механизмы наведения)

##### **Геометрические размеры червячных передач.**

Геометрические расчеты червячных передач аналогичны расчетам зубчатых

передач.

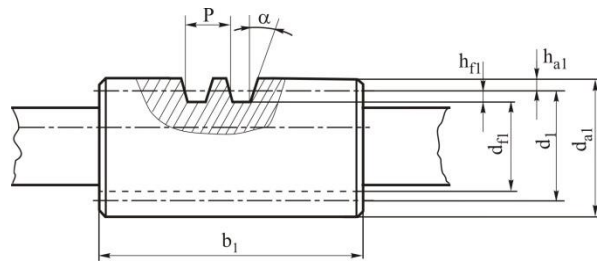


Рис. 5.1. Геометрические параметры червяка

Модуль  $m = \frac{P}{\pi}$  – стандартизирован.

Для червяка  $m$  – осевой.

Для червячного колеса – торцевой.

Делительный диаметр червяка:

$d_1 = qm$ , где  $q$  – коэффициент диаметра червяка.

$q = \frac{d_1}{m}$  – выбирается по ГОСТ 2144 -76 в соответствии с модулем  $m$ .

Рекомендуется  $q \geq 0,25z_2$

Если червяк выполнен без смещения, то  $d_\omega = d_1$ .

Число витков червяка выбирают в зависимости от передаточного отношения  $u$ . ГОСТ устанавливает  $z_1 = 1, 2$  и  $4$ . Для больших мощностей применяют  $z_1 = 4, 2$ , но не  $1$  (из-за малого КПД и сильного нагрева).

Угол подъема винтовой линии  $\gamma$ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}$$

Диаметры:

выступов –  $d_{a1} = d_1 + 2m$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m$$

Червячные колеса. При нарезании без смещения:

$$d_2 = z_2 m$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m$$

$$a_\omega = 0,5(q + z_2)m$$

#### **Кинематические параметры передач**

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости  $U_1$  и  $U_2$  не

совпадают. Поэтому передаточное отношение  $u \neq \frac{d_2}{d_1}$ .

Для полного оборота колеса необходимо  $z_2/z_1$  оборотов червяка, т.е.  
 $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$

#### **КПД передачи**

КПД червячной передачи, так же как и зубчатой передачи:

$$\eta_{зац} = \text{tg}\gamma / \text{tg}(\gamma + \varphi),$$

где  $\varphi$  – угол трения.

С увеличиванием числа заходов червяка КПД увеличивается (увеличивается  $\gamma$ ).

На увеличение КПД влияет коэф. трения или угол трения.

Если ведущим в передаче является червячное колесо, то КПД:

$$\eta_{зац} = \text{tg}(\gamma - \varphi) / \text{tg}\gamma.$$

При  $\gamma \leq \varphi$ ,  $\eta_{зац} = 0$  передача в обратном направлении невозможна. Получается самотормозящая червячная пара. Это свойство червячных передач используют в грузоподъемных машинах и других механизмах.

#### **Силы в зацеплении**

В червячном зацеплении действуют: окружная сила червяка  $F_{t1}$ , равна осевой силе колеса  $F_{a2}$ :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1$$

Окружная сила колеса  $F_{t2}$ , равная осевой силе червяка  $F_{a1}$ :

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2$$

радиальная сила  $F_r = F_{t2} \text{tg}\alpha$

нормальная сила  $F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma)$

$$T_2 = T_1 u \eta$$

#### **Материалы червяков и червячных колес**

##### **Причины выхода из строя червячных передач**

Червяки, как правило, выполняют из термически обрабатываемых сталей: 18ХГТ, 20Х, 15ХФ, 40Х, 40ХН и других с твердостью  $\approx 45...63$  HRC. Венцы червячных колес – из оловянно-фосфористых, оловянно-цинковых, алюминивно-железистых бронз и латуней. При малых скоростях скольжения допустимо применение колес из чугуна (СЧ15, СЧ20).

## **5.2. Расчет червячных передач на прочность**

Червячные передачи рассчитывают на сопротивление усталости и статическую прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба.

#### **Расчет по контактным напряжениям**

В проектном расчете определяют межосевое расстояние.

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{170}{(z_2/q)[\sigma_H]} \right)^3 K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2 } \text{ – для проектного расчета}$$

$$\sigma_H = \frac{170}{(z_2/q)} \sqrt[3]{ \left( \frac{(z_2/q + 1)}{a_w} \right)^3 K_{H\beta} K_{H\alpha} T_2 } \leq [\sigma_H] \text{ – для проверочного расчета}$$

При постоянной нагрузке  $K_{H\beta} = 1$

**Расчет зубьев червячных колес на изгиб**

Проверочный расчет на изгиб зубьев червячных колес проводят по формуле:

$$\sigma_{F2} = \frac{1.5 Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\alpha} \cos \gamma T_2}{d_1 d_2 m} \leq [\sigma_{F2}],$$

где  $Y_{F2}$  – коэф. формы зубьев червячного колеса.

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} ; K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$$

При проектном расчете зубьев открытых червячных передач на изгиб:

$$m = \sqrt[3]{ \frac{1.5 Y_{F2} K_{F\beta} K_{F\alpha} \cos \gamma T_2}{q z_2 [\sigma_{F2}]} }$$

Н\*мм; Ø в мм; МПа

Значения коэф-та формы зуба  $Y_{F2}$  червячного колеса принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_{v2}$  :

$$z_{v2} = 20 \Rightarrow Y_{F2} = 1,98$$

$$z_{v2} = 300 \Rightarrow Y_{F2} = 1,24$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \alpha$$

Допускаемые напряжения на изгиб:

$$[\sigma_{F2}] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B) K_{FL}$$

$\sigma_T$  и  $\sigma_B$  – предел текучести и прочности для бронзы

**Тепловой расчет редуктора**

Т.к. в червячных передачах происходят большие потери мощности на трение, то они работают с большим тепловыделением. Количество теплоты Q, выделяемой в секунду непрерывно работающим редуктором с КПД  $\eta$  :

$$Q = (1 - \eta) P_1 ,$$

где  $P_1$  – передаваемая мощность, Вт,

$Q$  – Дж/с.

Количество теплоты, отводимой через поверхность охлаждения корпуса редуктора:

$$Q_1 = k(t_m - t_g)A,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи;

$t_m$  – температура масла;

$t_g$  – температура воздуха (охлаждающего редуктор);

$A$  – площадь поверхности охлаждения корпуса редуктора.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Напишите выражение для определения количества тепла, отводимого через поверхность охлаждения корпуса червячного редуктора.
- 2) Перечислите требования, предъявляемые к червяку.
- 3) Напишите выражение для определения КПД червячной передачи.
- 4) Перечислите требования к материалам червячных передач.
- 5) Выразите межосевое расстояние червячной передачи через модуль.
- 6) Перечислите недостатки червячных передач.
- 7) Перечислите достоинства червячных передач.
- 8) В червячной паре  $m=3$  мм,  $z_1=3$ ,  $z_2=27$ ,  $q=9$ . Определите межцентровое расстояние  $a$ .
- 9) Дайте классификацию червяков по направлению витков.
- 10) Дайте классификацию червяков по числу заходов.
- 11) Напишите выражение для определения количества тепла, выделяющегося в червячном редукторе.
- 12) Определите мощность червячной передачи /  $\eta=0,85$ /, выделяющей во время работы тепловой поток  $Q=900$  Вт.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### *Основная*

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### *Дополнительная*

1. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. Олофинская, В.П. Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 6

### ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Классификация и конструкция цепных передач.

6.2. Расчет цепных передач на прочность.

#### 6.1. Классификация и конструкция цепных передач

Цепными называют передачи при помощи цепей. Как правило, обычно передача состоит из ведущей и ведомой звездочек, связанных между собой приводной цепью (бывают еще грузовые и тяговые).

##### **Достоинства цепных передач:**

1. по сравнению с ременной передает большую нагрузку;
2. отсутствуют проскальзывание, как следствие – постоянство передаточного отношения;
3. не требует предварительного натяжения, тем самым нагрузка на вал уменьшается;
4. меньше межосевое расстояние и большее передаточное отношение;
5. высокий КПД (до 0,98).

##### **Недостатки цепных передач:**

1. удлинение цепи, вследствие износа шарниров и растяжения пластин.
2. шум в работе;
3. динамические нагрузки, неравномерность хода;
4. необходимость смазки.

##### **Классификация цепей.**

По назначению:

- приводные;
- грузовые;
- тяговые.

По конструкции:

- втулочные;
- роликовые;
- зубчатые;
- фасонные.

Основные геометрические характеристики цепи – шаг  $P$ , т.е. расстояние между осями двух ближайших шарниров цепи и ширина цепи  $B$ .

Основная силовая характеристика – разрушающая нагрузка цепи (экспериментально).

#### **Основные характеристики цепной передачи**

Мощность:  $P = F_t \cdot v$ . Скорость цепи:  $v = \frac{nzp_{\text{ц}}}{60}$ ,

где  $z$  – число зубьев звездочки,

$p_{\text{ц}}$  – шаг цепи, м;

$n$  – частота вращения звездочки,  $\text{мин}^{-1}$ ;

Передаточное отношение:  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$  (обычно  $i \leq 6(10)$ )

Для роликовых цепей  $z_{1\text{min}} = 29 - 2u \geq 13$ .

Обычно при:

- высоких частотах вращения  $z_{1\min} = 19...23$
- средних частотах вращения  $z_{1\min} = 17...19$
- низких частотах вращения  $z_{1\min} = 13...15$

#### **Межосевое расстояние**

$$a_{\min} = \frac{(d_{a1} + d_{a2})}{2} + (30...50),$$

где  $d_a$  – наружный диаметр звездочки, мм.

Длина цепи, выраженная в шагах или числах звеньев:

$$z_3 = \frac{2a}{p_u} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_u}{a}.$$

Для принятого  $z_3$  уточняют значение  $a$ :

$$a = \frac{p_u}{4} \left[ z_3 - \frac{z_1 + z_2}{2} \sqrt{\left( z_3 - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, поэтому расчетное межосевое расстояние лучше уменьшить на  $(0,002...0,004)a$ .

#### **Материалы цепей и звездочек**

Цепи и звездочки должны быть стойкими против износа и ударных нагрузок. По этим соображениям большинство цепей изготовляют из углеродистых и легированных сталей. Термообработка – улучшение, закалка.

- Звездочки изготавливают из сталей 45,40X и др.
  - Для пластин цепей – стали 45,50,40X, 40XH (HRC 40...45).
  - Для валиков и роликов – стали 15,20,20X,15X (закалка HRC 55...65).
- Ресурс цепей может достигать 10...15 тыс. часов.

#### **Критерии работоспособности цепных передач**

Цепные передачи выходят из строя по след. причинам:

1. Износ шарниров, приводит к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочкой.
2. Усталостное разрушение пластин по проушинам – основной критерий для быстроходных, тяжело нагруженных роликовых цепей, работающих в закрытых картерах с хорошим смазыванием.
3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах запрессовки – вследствие низкого качества изготовления.
4. Выкрашивание и разрушение роликов.
5. Достижение предельного провисания холостой ветви (у передач с нерегулируемым межосевым расстоянием).
6. Износ зубьев звездочек.

Основной критерий работоспособности приводных цепей – износостойкость их шарниров.

## **6.2. Расчет цепных передач на прочность**

Расчет цепи заключается в расчете ее шарниров на износостойкость по допускаемому давлению  $[q]$  для шарниров.

Допускаемая окружная сила передачи:

$$[F_t] = A \cdot [q],$$

где  $A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира;  $[q]$  – допускаемое давление в шарнирах для средних эксплуатационных условий (принимается из табл. справочника).

Для втулочной и роликовой цепей принимают:

$$A = dl,$$

где  $d$  – длина валика;  $l$  – длина втулки.

Расчет цепи на износостойкость шарниров производят по формуле:

$$F_t \leq \frac{[F_t]}{k},$$

где  $k$  – коэф. эксплуатации передачи.

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6,$$

где  $k_1$  – коэф. динамичности нагрузки (1...1,5);

$k_2$  – коэф. способа регулировки натяжения цепи (1 – при регулировке передвижными опорами; 1,1 – оттяжные звездочки; 1,25 – отжимные ролики);

$k_3$  – коэф. межосевого расстояния (1,25...0,8);

$k_4$  – коэф. наклона линии звездочек к горизонту (1...1,5);

$k_5$  – коэф. способа смазки (1...1,5);

$k_6$  – коэф. режима работы (1 – легкий; 1,25 – средний; 1,5 – тяжелый).

Число рядов цепи:

$$z_p = \frac{k \cdot F_t}{[F_t]}.$$

### ***Натяжение цепи***

Натяжение определяется приближенно как для абсолютно гибкой нерастяжимой нити:

$$F_q = \frac{ql^2}{8f} \cdot g \cos \psi,$$

где  $q$  – масса одного метра цепи, кг;

$l$  – расстояние между точками подвеса цепи, м;

$f$  – стрела подвеса, м;

$\psi$  – угол наклона передачи.

Принимая  $l \approx a$  и  $f = 0,02a$  упрощенно  $F_q = 60qa \cos \psi \geq 10g$

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1) Укажите область применения цепных передач.
- 2) Перечислите достоинства и недостатки цепных передач.
- 3) Дайте классификацию приводных цепей по конструкции.
- 4) Перечислите основные геометрические характеристики цепной передачи.
- 5) Дайте классификацию роликовых цепей по количеству рядов.
- 6) Назовите основной критерий работоспособности цепной передачи.
- 7) От чего зависит коэффициент эксплуатации передачи.

- 8) Что такое шаг цепи?
- 9) Как определить передаточное отношение цепной передачи.
- 10) Каким образом смазка влияет на работу цепной передачи?

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

##### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

##### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 7

### ФРИКЦИОННЫЕ И РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Классификация и конструкция ременных передач.

7.2. Кинематический и силовой расчет ременной передачи.

#### 7.1. Классификация и конструкция ременных передач

Ременная передача обычно состоит из двух шкивов, соединенных между собой ремнем и натяжного устройства. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие его натяжения. Мощность передачи обычно не превышает 50 кВт.

##### **Достоинства ременных передач:**

- возможность передачи мощности на значительные расстояния (до 15м);
- плавность и бесшумность работы, позволяющие работать при высоких скоростях;
- предохранение механизмов от перегрузки, за счет возможного проскальзывания ремня;
- предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки, вследствие упругости ремня;
- простота конструкции и эксплуатации.

##### **Недостатки ременных передач:**

- повышенные габариты;
- непостоянство передаточного отношения, вызванное скольжением ремня от нагрузки;
- повышенная нагрузка на валы и их опоры;
- низкая долговечность ремней (в пределах от 1000 до 5000ч).

##### **Классификация ременных передач**

По форме поперечного сечения ремни различают:

- плоские;
- клиновые;
- поликлиновые;
- круглые;
- зубчатые

По способу создания натяжения ремня различают:

- перемещением шкива;
- с натяжным устройством.

##### **Основные типы ремней**

В машиностроении применяют следующие типы ремней:

**Резинотканевые** – самые распространенные. (ГОСТ 3805.98-76) Состоят из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани, связанных между собой вулканизированной резиной.

**Консанные (кожаные ГОСТ 18679-73) ремни** – обладают хорошей тяговой способностью и высокой долговечностью, хорошо переносят колебания нагрузки. Но их высокая стоимость ограничивает применение. Ремни изготавливают шириной 20...300 мм толщиной 3...10 мм.

**Хлопчатобумажные ремни** (ГОСТ 6982-75) – изготавливают как цельную ткань с несколькими слоями основы и утка, пропитанными специальным составом (битум, озокерит или горный воск). Ремни гибкие, легкие, могут работать на шкивах сравнительно малых диаметров с большими скоростями. Тяговая способность и долговечность этих ремней ниже, чем у прорезиненных. Ширина 30...250 мм, толщина 4,5...8,5мм (4 – 8 слоев).

**Шерстяные ремни** – ткань с многослойной шерстяной основой и утком, пропитанная специальным составом (сурик на олифе). Они обладают значительной упругостью, поэтому могут работать при резких колебаниях нагрузки и малых диаметрах шкивов. Они менее чувствительны к температуре, влажности, кислотной среде. Однако тяговые свойства ниже.

**Пленочные ремни** – новый тип ремней из пластмасс на основе полиамидных смол, армированные кордом (нитьями) из капрона, лавсана или тонкой проволоки. Обладают высокой статической прочностью и хорошим сопротивлением усталости. При малой толщине (0,4...1,2мм) они передают значительные нагрузки (до 15кВт), могут работать при малых диаметрах шкивов с высокой быстроходностью (до 60м/с).

## 7.2. Кинематический и силовой расчет ременной передачи

### Кинематические параметры передачи

Окружные скорости на шкивах:  $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}$        $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$

Учитывая упругое скольжение ремня можно записать:

$$v_2 < v_1 \quad v_2 = v_1(1 - \varepsilon), \text{ где } \varepsilon - \text{ коэффициент скольжения}$$

Передаточное отношение передачи:  $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$

При нормальных рабочих нагрузках  $\varepsilon \approx 0,01...0,02$ , такое небольшое значение позволяет приближенно принять:  $i \approx \frac{d_2}{d_1}$

### Геометрические параметры передачи

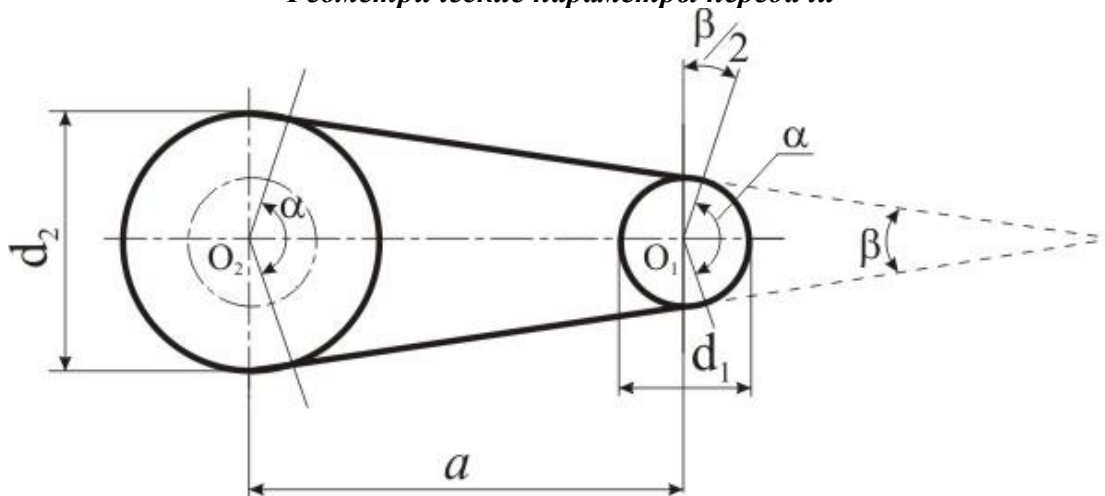


Рис. 7.1. Геометрические параметры ременной передачи

$d$  - диаметры шкивов;  $a$  – межосевое расстояние;  $\alpha$  - угол обхвата ремнем малого шкива;  $\beta$  - угол между ветвями ремня.

В расчетах определяют межосевое расстояние, угол обхвата ремня и длину ремня. Из-за возможного вытягивания ремня эти расчеты являются приближенными.

$$\alpha = 180 - \beta ; \quad \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a} ;$$

Учитывая, что  $\beta/2$  практически не превышает  $12^\circ$ , приближенно принимаем значения синуса равным аргументу:

$$\beta = 2 \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right) \approx \frac{57(d_2 - d_1)}{a} ;$$

При этом:  $\alpha = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a}$ , или  $\alpha = 180 - \frac{57d_1(i-1)}{a}$

Для плоскоремненной передачи  $\alpha \geq 150^\circ$ , для клиноремненной -  $\alpha \geq 120^\circ$

Приближенно межосевое расстояние можно определить по выражению:

$$a \approx (1,5...2)(d_1 + d_2)$$

Длина ремня определяется как сумма прямолинейных участков и участков обхвата шкивов.

$$l = 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Уточненное межосевое расстояние с учетом длины ремня:

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

### **Критерии работоспособности ременной передачи**

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность и долговечность ремня (ограничивается разрушением ремня от усталости). В настоящее время расчет ременных передач ведется в основном по тяговой способности. Долговечность ремня учитывают выбором основных параметров передачи.

### **Силы и силовые зависимости в ременной передаче**

Окружная сила передачи:  $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$  откуда  $T_1 = 0,5d_1 F_t$ ,  $T_2 = 0,5d_2 (F_1 - F_2)$

$F_0$  – предварительное натяжение ремня;  $F_1$  и  $F_2$  – натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня в нагруженной передаче.

Связь между натяжением ремня и окружным усилием:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} ; F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad \text{тогда} \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} \quad \text{или} \Rightarrow$$

**Уравнение эйлера:**  $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$

где  $f$  – коэффициент трения на ведущем шкиве;  $\alpha$  - угол обхвата ремнем ведущего шкива;  $e = 2,718$  – основание натурального логарифма. Для чугунных и стальных шкивов работающих с резинотканевыми ремнями  $f = 0,35$ ; с кожаными  $f = 0,22$ ; хлопчатобумажными и шерстяными  $f = 0,3$ .

Условие буксования ремня: 
$$F_0 < \frac{F_t}{2} \cdot \left( \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

Сила давления на вал ремня равна геометрической сумме сил натяжений ветвей ремня:

$$Q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx (F_1 + F_2) \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \text{ или } Q = 2F_0 \sin\frac{\alpha}{2}$$

### **Расчет ремней по тяговой способности**

**Расчет плоскоремennых передач** сводится к определению поперечного сечения ремня  $A$ .

Мощность на ведущем шкиве, которую можно передать данным ремнем:

$$P_1 = \frac{[k]Av_1}{k_D},$$

где  $[k] = [k_0]k_v k_\alpha k_B$  – расчетное допускаемое напряжение,

$[k_0]$  – допускаемое полезное напряжение, Па;  $k_v = 0,6 \dots 1,05$  – скоростной коэффициент, учитывает ослабление сцепления ремня со шкивом;  $k_\alpha = 1 \dots 0,82$  – коэффициент учитывающий влияние угла обхвата меньшего шкива;  $k_B = 1 \dots 0,6$  – коэффициент учитывающий вид передачи и ее расположение, т.е. угол наклона к горизонту (при  $0^\circ$  принимается 1, при  $90^\circ$  принимается 0,6);

$$A = \frac{F_t}{[k]} - \text{площадь поперечного сечения ремня, м}^2;$$

$v_1$  – окружная скорость ведущего шкива, м/с;

$k_D = 1 \dots 1,6$  – коэффициент динамической нагрузки.

Допускаемое полезное напряжение определяется по формуле:

$$[k_0] = a - \omega \left( \frac{\delta}{d} \right), \text{ где } a = 1,9 \dots 3,1 \text{ МПа, } \omega = 10 \dots 30 \text{ МПа} - \text{числовые коэффициенты;}$$

$\delta$  – толщина ремня, мм;  $d$  – диаметр шкива.

**Расчет клиновых ремней** по тяговой способности заключается в определении требуемого для рассматриваемой передачи количества ремней:

$$z = \frac{k_D P_1}{P_0 k_\alpha k_l k_z},$$

где  $P_1$  – мощность на ведущем шкиве;

$P_0$  – мощность передаваемая одним ремнем;

$k_l$  – коэф., учитывающий длину ремня;

$k_z$  – коэф., учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням (0,85...0,95);

$k_\alpha$  – коэф., учитывающий влияние угла обхвата ремнем меньшего шкива.

$k_D$  – коэф. динамичности.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1) Укажите область применения ременных передач.
- 2) Перечислите достоинства и недостатки ременных передач.
- 3) Дайте классификацию приводных ремней.

- 4) Перечислите основные геометрические параметры ременной передачи.
- 5) Дайте классификацию ремней по форме поперечного сечения.
- 6) Назовите основной критерий работоспособности ременной передачи.
- 7) От чего зависит КПД ременной передачи.
- 8) Что такое шаг цепи?
- 9) Как определить количество клиновых ремней в передаче.
- 10) Каким образом смазка влияет на работу ременной передачи?

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

##### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

##### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 8

### ДЕТАЛИ ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ ВРАЩЕНИЕ. ВАЛЫ И ОСИ

8.1. Конструкция и материалы валов и осей.

8.2. Расчеты на прочность и жесткость.

#### 8.1. Конструкция и материалы валов и осей

##### *Общие сведения*

Валы и оси – это детали поддерживающие и вращающиеся вместе с ними (или без них) детали машин и механизмов. Вал отличается от оси тем, что передает крутящий момент от одной детали к другой, а ось не передает.

##### *Классификация валов*

Различают валы:

1. Прямые. Наиболее распространены.
2. Коленчатые. Применяются в поршневых машинах – двигателях, компрессорах, насосах и т.п.
3. Гибкие валы. Они допускают передачу вращения при больших перегибах (зубообрабатывающие бормашины, в приборах дистанционного управления и контроля, например в спидометрах, счетчиках оборотов, тахометры )

По конструкции валы и оси бывают:

- гладкие;
- фасонные или ступенчатые;
- сплошные;
- полые.

По назначению валы разделяются на:

- валы передач;
- коренные валы – это валы несущие, кроме деталей передач рабочие органы машины двигателей или орудий, например, колеса или диски турбин, кривошипные, инструменты.
- специальные валы передач – это несущие детали, на которых установлены шкивы, звездочки, зубчатые колеса, муфты.
- специальные валы – коленчатые, кулачковые.
- торсионные валы – используются для соединения узлов и агрегатов между собой, они передают только крутящий момент.
- трансмиссионные – используются для передачи крутящего момента к исполнительным механизмам.

##### *Материалы валов и осей*

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали. Для валов без термообработки применяют Ст 5, с термообработкой (улучшение или нормализация) Сталь 45, 40Х. Для высоконапряженных валов Сталь 40ХН, 40ХН2МА, 30ХГТ, 30ХГСА (обычно закаляют или подвергают поверхностной закалке с нагревом ТВЧ с последующим отпусканием).

Для высоконапряженных валов, вращающихся в подшипниках скольжения, где требуется высокая твердость и износостойкость цапф применяются цементуемые стали 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ и др.

Для изготовления фасонных валов, например, коленчатых, применяют высокопрочные чугуны и модифицированные чугуны.

## 8.2. Расчеты на прочность и жесткость

Валы засчитывают на прочность, жесткость и колебания.

### *Проектный расчет валов*

При проектном расчете обычно известны крутящий момент  $T$  или мощность  $P$  и частота вращения, нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу. Требуется определить размеры вала.

Основной расчетной нагрузкой являются моменты: крутящий  $T$  и изгибающий  $M$ , вызывающие кручение и изгиб. При расчете осей учитывается только изгибающий момент.

На практике применяют следующий порядок расчета вала:

1. Предварительно определяют средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях. (Изгибающий момент пока не знаем, т.к. неизвестны расположения опор и места приложения нагрузок):

$$\tau = \frac{T}{W}; \quad W = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3; \quad \tau = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \quad \Rightarrow \quad d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

Допускаемое напряжение кручения обычно принимают:

$[\tau] = 20...30 \text{ МПа}$  – для трансмиссионных валов;

$[\tau] = 12...15 \text{ МПа}$  – для редукторных и других валов.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции вала. При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников. На практике бывают случаи, когда диаметр вала определяется не прочностью вала, а прочностью подшипников. Поэтому расчеты вала и подшипников взаимосвязаны.

### *Проверочный расчет валов*

При проверочном расчете определяют суммарные изгибающие моменты в любом сечении вала:  $M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$ .

Приведенный или эквивалентный момент вычисляют по третьей теории прочности:

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}.$$

Проверочный расчет вала на совместное действие изгиба и кручения:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1d^3} \leq [\sigma_u].$$

$$\text{Проектный расчет вала: } d = \sqrt[3]{\frac{10M_{\text{ЭКВ}}}{[\sigma_u]}}$$

где  $\sigma_{\text{ЭКВ}}$  – эквивалентное напряжение для расчетного сечения вала;  $d$  – диаметр вала в рассматриваемом сечении;  $0,1d^3$  – момент сопротивления сечения вала при изгибе;  $[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение при изгибе (обычно для валов диаметром 30...100 мм выбирают из диапазона 60...90 МПа).

### **Расчет на сопротивление усталости**

На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Поэтому для валов основным расчетом является расчет на сопротивление усталости.

Т.к. вал вращается условно считают, что напряжения изгиба в радиальных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения по отнулевому циклу.

Неточность такого расчета компенсируется выбором коэффициента запаса прочности  $[S]$ . Расчет осей и валов на сопротивление усталости заключается в том, что для опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса прочности  $S$  и сравнивают его с допускаемым коэффициентом запаса  $[S]$ .

Оси и валы рассчитывают на сопротивление усталости по следующим формулам:

- неподвижную ось, напряжение в которой изменяется по отнулевому циклу:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_a k_\sigma / k_d k_v) + \psi_\sigma} \geq [S].$$

- вращающуюся ось напряжение в которой меняется по симметричному циклу:

$$S = \frac{k_d k_v \sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma} \geq [S]$$

- вал:

$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{S_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{S_\tau}\right)^2}} \geq [S]$$

где  $S_\sigma$  – коэффициент запаса прочности при изгибе;

$S_\tau$  – коэффициент запаса прочности при кручении.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a k_\sigma}{k_d k_v} + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S]; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a k_\tau}{k_d k_v} + \psi_\tau \tau_m} \geq [S]$$

$\sigma_{-1}$ ;  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости при изгибе и кручении при симметричном цикле напряжения;

$\sigma_a$ ;  $\tau_a$  – амплитуда циклов при изгибе и кручении;

$\sigma_m$ ;  $\tau_m$  – средние напряжения циклов при изгибе и кручении;

$k_\sigma$ ;  $k_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений изгибе и кручении;

$\psi_\sigma$ ;  $\psi_\tau$  – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений изгибе и кручении;

$k_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор), выбирают по таблицам справочников;

$k_v$  – коэффициент поверхностного упрочнения.

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

Коэффициенты  $k_\sigma$  и  $k_\tau$ , учитывающие концентрацию напряжений при изгибе и кручении выбираются так же из таблиц справочника.

### **Проверка статической прочности**

Ее производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок. При этом определяют эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_u]$$

где  $\sigma_u = \frac{M}{0,1d^3}$  ;  $\tau = \frac{T}{0,2d^3}$ ,  $M$  и  $T$  – изгибающий и крутящий моменты в опасном

сечении при перегрузке. Предельно допускаемое напряжение принимают  $[\sigma_u] \approx 0,8\sigma_T$ .

### **Расчет на жесткость**

Степень жесткости на изгиб осей и валов характеризуют:  $Q_{\text{max}}$  – угол наклона поперечного сечения вала или оси;  $y_{\text{max}}$  – наибольший прогиб оси или вала.

Для обеспечения жесткости на изгиб оси или вала необходимо выполнение условия:

$$Q \leq [Q] ; y \leq [y]$$

Существуют нормы допускаемых прогибов и углов наклона поперечных сечений осей и валов:

- прогиб максимальный  $[y] \leq (0,0002...0,0003)l$  ;
- в месте установки зубчатого колеса  $[y] \leq (0,01...0,03)m$  ;
- угол наклона под шестерней  $[Q] \leq 0,001$  рад ;
- в радиальном шарикоподшипнике  $[Q] \leq 0,01$  рад.

Для большинства валов жесткость на кручение не имеет существенного значения и такой расчет не производят. Но иногда проводят по формуле:

$$\varphi = \frac{T}{GJ_o} \leq [\varphi],$$

где  $\varphi$  – действительный угол закручивания для единицы длины вала;

$[\varphi]$  – допускаемый угол закручивания для единицы длины вала;

$T$  – крутящий момент вала;

$G$  – модуль сдвига материала вала;

$J_o$  – полярный момент инерции площади сечения вала ( $J_o \approx 0,1d^4 = \frac{\pi d^4}{32}$  – для вала круглого сечения).

Допускаемый угол закручивания для единицы длины вала:

– для трансмиссионных валов механизмов передвижения мостовых кранов  $[\varphi] \leq 15'...20'$  на 1 м;

- для ходовых валов станков  $[\varphi] \leq 5'$  на 1 м;
- для карданных валов автомобилей  $[\varphi] \leq 1...2^\circ$  ;
- в приводах следящих систем – секунды на 1 м длины.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Напишите формулу для проверки вала на кручение и поясните параметры.
- 2) Напишите формулу для определения момента сопротивления вала при расчете на изгиб и поясните параметры.
- 3) Какие сечения вала предположительно опасны?
- 4) Напишите формулу для определения эквивалентного момента при расчете вала на совместное действие кручения и изгиба и поясните параметры.
- 5) Критерии работоспособности и расчета валов.
- 6) Какими показателями оцениваются прочность и жесткость валов?
- 7) Напишите условие прочности вала на изгиб и поясните параметры.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 9

### ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

9.1. Конструкция и материалы подшипников скольжения.

9.2. Расчеты подшипников скольжения.

#### 9.1. Конструкция и материалы подшипников скольжения

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Они сохраняют заданное положение оси вращения вала, относятся к ответственным узлам, от их качества в значительной степени зависят работоспособность и долговечность машин.

По виду трения подшипники различают: подшипники скольжения, у которых опорный участок вала скользит по поверхности подшипника и подшипники качения, у которых трение скольжения заменяют трением качения, посредством установки шарниров или роликов между опорными поверхностями подшипника и вала.

По воспринимаемой нагрузке различают подшипники:

- радиальные – воспринимают радиальные нагрузки;
- упорные – воспринимают осевые нагрузки;
- радиально-упорные – воспринимают комбинированную нагрузку, включающую как радиальные, так и осевые силы.

**Подшипник скольжения** – это опора вращающихся деталей, работающая в условиях скольжения поверхности цапфы по поверхности подшипника.

Опора с упорным подшипником называется подпятником.

#### **Достоинства подшипников скольжения:**

- современные п.с., работающие в гидродинамическом режиме, обеспечивают сопротивление вращению даже меньшее, чем подшипники качения;
- работают при больших частотах вращения;
- работают при больших ударных нагрузках и вибрациях;
- достаточно долговечны (при правильной эксплуатации).

**Область применения:** большинство поршневых машин, турбинах, скоростных центрифугах, в прецизионных устройствах (от которых требуется особо точное направление валов и возможность регулировки зазоров), а так же в виде простейших втулок с пластинчатой смазкой для тихоходных валов. КПД п.с. 0,999 – 0,95.

#### **Классификация подшипников скольжения**

По направлению воспринимаемых (радиальные, упорные и радиально-упорные)

По конструкции:

- неразъемные (глухие) подшипники применяют при малой скорости скольжения с перерывами в работе (механизмы управления и другие);
- разъемные подшипники имеют основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

По принципу установки:

- самоустанавливающиеся (применяются при большой длине цапф или возможности перекоса, со специальным сферическим выступом, позволяющим втулке с антифрикционной заливкой занимать положение, соосное с цапфой).

- не самоустанавливающиеся.

### **Материалы для изготовления подшипников скольжения**

Требования к материалам вкладыша:

- Малый коэффициент трения и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия режима жидкостного трения (пуски, торможение).
- Износостойкость, наряду со способностью к приработке.
- Высокая сопротивляемость хрупкому разрушению.

Вкладыш выполняют в виде втулок (или из двух половинок) обычно биметаллическим: тонкий антифрикционный слой наплавляется на стальную, чугунную или бронзовую основу.

Материалы вкладыша:

- Бронзы оловянные, свинцовые, кремниевые, алюминиевые и др.
- Чугун – обладает хорошими антифрикционными свойствами. Применяется в тихоходных или умереннонагруженных машинах.
- Баббит на оловянной, свинцовой и др. основах.
- Пластмассы.
- Металлокерамические.
- 

## **9.2. Расчеты подшипников скольжения**

Расчеты подшипников скольжения можно разделить на два вида: расчет подшипников *с несовершенной смазкой* и *гидродинамический расчет*.

Первый вид расчета обязателен для всех видов подшипников скольжения, т.к. даже гидродинамические подшипники при пуске работают с несовершенной смазкой.

Этот расчет представляет собой расчет параметров подшипников по условному давлению  $p$  на рабочих поверхностях и произведению условного давления на скорость  $pV$ :

$$p = \frac{F}{dl} \leq [p]$$

$F$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$d$  – диаметр вала, м;

$l$  – длина подшипника для большинства п.с.  $l = (0,5 \dots 1,2)d$ , м;

$[p]$  – допускаемое давление на поверхности подшипника, принимается в зависимости от материала, Па.

Для упорного подшипника:

$$p = \frac{F}{A} \leq [p]$$

$A$  – площадь упорной поверхности, м<sup>2</sup>.

Условие работы подшипника скольжения без чрезмерного нагрева и опасности заедания выражается неравенством.

$$pV \leq [pV]; \text{ где } V = \omega d / 2$$

$$pV = F \omega / (2l) \leq [pV]$$

Для деталей общего назначения  $[pV] = 4 \dots 8$  МПа·м/с.

## Вопросы для самоконтроля

- 1) Какие бывают подшипники по виду трения?
- 2) Какое трение желательно иметь в подшипнике скольжения и при каких условиях оно возникает?
- 3) Из каких элементов состоит подшипник скольжения?
- 4) Как называют подшипники в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки?
- 5) Перечислите достоинства подшипников скольжения.
- 6) На что рассчитывают подшипники скольжения.
- 7) Какие антифрикционные материалы применяют для изготовления подшипников скольжения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 10

### ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

10.1. Конструкция подшипников качения.

10.2. Расчеты подшипников качения.

#### 10.1. Конструкция подшипников качения

Подшипники качения состоят из наружного 1 и внутреннего 4 колец с дорожками качения, тел качения 2 (шариков или роликов), которые катятся по дорожкам качения колец; сепаратора 3, разделяющего или направляющего ролики (рис. 10.1).

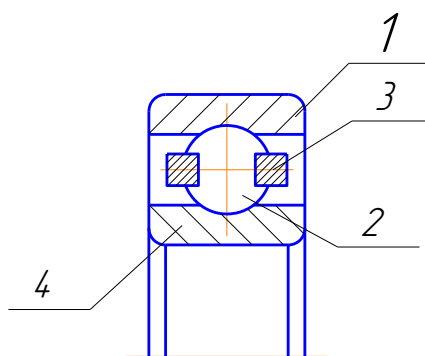


Рис. 10.1. Конструкция подшипника качения

#### **Достоинства:**

- Малый момент сил трения;
- Малый нагрев;
- Незначительный расход смазочных материалов;
- Простое обслуживание;
- Возможность изготовления в массовом производстве, что снижает стоимость производства.

#### **Недостатки:**

- Низкая долговечность при больших угловых скоростях;
- Ограниченная способность воспринимать ударные и динамические нагрузки;
- Большие габариты по диаметру (особенно при больших нагрузках);
- Высокая стоимость при малосерийном производстве уникальных подшипников.

#### **Классификация подшипников качения**

1. По форме тел качения: шариковые, роликовые;
2. По числу рядов: однорядные; двухрядные и многорядные;
3. По направлению нагрузки: радиальные, упорные, радиально-упорные;
4. По конструкции и условию эксплуатации: самоустанавливающийся и несамоустанавливающийся.

Материалы для изготовления шариков, роликов и колец подшипников качения: стали типа ШХ 15; ШХ 15 СГ; ШХ 20 СГ; 18 ХГТ; 20Х2Н4А, применяют также низкоуглеродистые легированные стали с последующей цементацией и закалкой.

#### **Обозначение подшипников качения**

(7) – (6) – (5) – (4) – (3) – (2) – (1)

(1) + (2) – посадочный или внутренний диаметр подшипников:

00 – 10 мм; 01 – 12 мм; 02 – 15 мм; 03 – 17 мм, с 04 умножают две последние цифры на 5.

(3) – серия подшипника (1- особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4- тяжелая серия).

(4) – вид подшипника:

(7) – класс точности подшипника (0,6,5,4,2) в порядке повышения точности.

#### **Смазка для подшипников качения**

Для смазки подшипников качения применяют пластинчатые (густые) мази и жидкие масла. Жидкая смазка более эффективна для охлаждения и уменьшения потерь. Необходимое количество смазки для подшипников качения очень невелико.

### **10.2. Расчеты подшипников качения**

#### **Практический расчет (подбор) подшипников качения**

Расчет подшипников качения производят по двум критериям работоспособности:

- 1) расчет на долговечность по усталостному выкрашиванию
- 2) расчет на статическую грузоподъемность

#### **Расчет подшипников качения на долговечность**

При работе учитывают:

Эквивалентную динамическую нагрузку  $P$ ;

Динамическую грузоподъемность  $C$ ;

Зависимость между долговечностью,  $L$ , млн.обор., эквивалентной динамической нагрузкой  $P$  и динамической грузоподъемностью  $C$ ;

$$L = (C/P)^m \Rightarrow C = P \sqrt[m]{L}$$

$m$  – показатель степени ( $m=3$  для шарикоподшипников;  $m=10/3$  для роликоподшипников).

Долговечность подшипника может быть определена в часах:

$$L_h = \frac{10^6 L}{(60n)}$$

При определении эквивалентной динамической нагрузки  $P$  учитывают тип подшипника, значения и характер действия радиальной  $F_r$  и осевой  $F_a$  нагрузок на подшипник, температуру нагрева подшипника и какое кольцо вращается.

В общем виде:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_o K_T$$

$F_r$  и  $F_a$  – постоянные по размеру и направлению радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

$X, Y$  – коэф. радиальной и осевой нагрузок (по каталогу);

$V$  – коэф. вращения, учитывающий, какое кольцо вращается ( $V=1$  – внутренне или  $V=1,2$  – наружное)

$K_{\sigma}$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (спокойная  $K_{\sigma}=1$ , умеренные толчки  $K_{\sigma}=1,3 \dots 1,5$ ; с сильными толчками  $K_{\sigma}=2,5 \dots 3$ )

$K_T$  – температурный коэффициент  $K_T=1,05 \dots 1,4$

Для упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников

$$P = (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_{\sigma} K_T$$

Для роликоподшипников:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_{\sigma} \cdot K_T$$

Для упорных подшипников:

$$P = F_a \cdot K_{\sigma} \cdot K_T$$

### Вопросы для самоконтроля

- 1) В чем принципиальное отличие конструкции подшипника качения от подшипника скольжения?
- 2) Какое обозначение принято для подшипников качения?
- 3) Из каких элементов состоит подшипник качения?
- 4) Как разделяются подшипники в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки?
- 5) Перечислите достоинства подшипников качения.
- 6) На что рассчитывают подшипники качения.
- 7) Какую смазку применяют для подшипников качения.
- 8) Вращение какого кольца предпочтительнее для подшипника качения?

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### *Основная*

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

#### *Дополнительная*

1. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. Олофинская, В.П. Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 11

### КОРПУСНЫЕ ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ

11.1. Общие требования к корпусным деталям.

11.2. Конструкции подшипниковых узлов.

11.3. Уплотнительные устройства.

11.4 Упругие элементы.

#### 11.1. Общие требования к корпусным деталям

**Корпус** (от латинского **corpus** – тело, сущность, единое целое) – деталь или группа сочленённых деталей, предназначенная для размещения и фиксации подвижных элементов механизма или машины, для защиты их от воздействия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов.

Кроме того, корпусные детали весьма часто выполняют роль ёмкости для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

##### **Классификация корпусных деталей:**

По степени конструктивной сложности:

- *простые*, не имеющие внутренних перегородок, рёбер и приливов;
- *сложные*, содержащие перечисленные элементы.

По сообщённости внутреннего пространства с внешней средой:

- *закрытые*, внутренняя полость которых, как во время работы, так и в неработающем состоянии, полностью изолирована от внешней среды;
- *полузакрытые*, внутренняя полость которых может сообщаться с внешней средой в отдельные моменты (часть времени) работы машины (механизма) или в неработающем состоянии;
- *открытые*, внутренняя полость которых постоянно сообщена с внешней средой.

По пригодности для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов:

- *сухие корпуса*, не предназначенные для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов;
- *маслонаполненные*, ёмкость которых приспособлена для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

По основному материалу, из которого изготовлены детали корпуса:

- *металлические* (чугун, сталь литая, сталь сварная, лёгкие сплавы – алюминий-кремниевые, алюминий-магниевые, титановые);
- *неметаллические* (пластики, дерево, фанера);
- *комбинированные* (включающие металлы и неметаллы).

Серый чугун (СЧ15, СЧ20) один из самых дешёвых и распространённых материалов для корпусных деталей. Из чугуна изготавливают обычно корпуса стационарных машин и механизмов, устанавливаемых на фундаменте. Существенным **недостатком** чугуна, как корпусного материала, является его плохая ремонтпригодность. Толщину стенок  $\delta$  чугунного корпуса (например, редуктора), удовлетворяющую условиям прочности, можно назначать по эмпирическому выражению:

$$\delta_{\text{ч}} = 1,12 \cdot \sqrt[4]{T_{\text{вых}}} \geq 6 \text{ мм}$$

где  $T_{\text{вых}}$  – вращающий момент на выходном валу механизма, Нм.

Стальные литые корпуса (стали 20Л, 35Л и другие) прочнее чугунных, их масса меньше, они проще ремонтируются и модернизируются, так как поддаются различным видам сварки. Стенки стальных литых корпусов можно выполнять существенно тоньше чугунных:

$$\delta_{\text{с}} = (0,75 \dots 0,85) \cdot \delta_{\text{ч}}$$

Корпуса из алюминиевых сплавов (алюминий-кремниевые АЛ2, АЛ4, АЛ9 и др.; алюминий-магниевого АЛ8, АЛ13, АЛ22 и некоторые другие сплавы) по общей массе существенно меньше стальных и чугунных. Они свободно обрабатываются на станках. При достаточной технологической обеспеченности производства ремонт таких корпусов не вызывает трудностей. Стенки корпусов из неупрочняемых алюминиевых сплавов необходимо выполнять более толстыми по сравнению с чугунными:

$$\delta_{\text{д}} = (1,8 \dots 2,2) \cdot \delta_{\text{ч}}$$

Литой корпус должен удовлетворять конструктивным и технологическим требованиям.

#### **Требования к литым деталям:**

1. поверхности, расположенные по направлению выемки формы при формовании должны иметь литейные уклоны  $3 \dots 5^\circ$ ;
2. переход между сопряженными поверхностями следует выполнять с радиусом скругления  $r = 0,2 \dots 0,35$  от полусуммы толщин сопрягаемых стенок);
3. при разнотолщинности сопрягаемых стенок превышающей 25% необходимо между ними формировать плавный переход на длине, равной 3...5 толщин наиболее толстой стенки.
4. поверхность дна маслonaполненных корпусов должна иметь уклон  $2 \dots 3^\circ$  в сторону сливного отверстия;
5. поверхности, подвергаемые механической обработке, следует выполнять так, чтобы обеспечивалось движение режущего инструмента «на проход»;
6. места установки подшипников выполняются утолщёнными и подкрепляются рёбрами жесткости, рёбрами снабжаются также корпуса механизмов с высоким тепловыделением (например, червячных редукторов) с целью увеличения тепловыделяющей поверхности, толщина рёбер жёсткости и охлаждающих рёбер принимается равной толщине стенки или несколько меньше её ( $\delta_{\text{р}} = (0,8 \dots 1) \cdot \delta_{\text{с}}$ );
7. соосные отверстия для обеспечения возможности расточки с одной установки должны иметь одинаковый диаметр.

Основными критериями работоспособности корпусных деталей являются прочность, жёсткость и долговечность.

Нагрузки, действующие на корпусные детали, обычно имеют сложный характер и не всегда могут быть учтены при проектном расчёте. Вместе с тем и конфигурация корпусных деталей достаточно сложна. Поэтому расчет корпусных деталей затруднителен и выполняется поэлементно с большим числом упрощений и

допущений, что снижает их точность и вызывает необходимость **модельных и натуральных** испытаний корпусов с последующей корректировкой документации.

## 11.2. Конструкции подшипниковых узлов

### *Посадки подшипников на вал и в корпус*

При проектировании подшипниковых узлов принципиальное значение имеет сопряжение ( посадка) внутренних колец с валом и наружных с корпусом. Поскольку подшипники являются стандартными узлами, то валы и корпуса должны приспособляться к ним. Внутренние кольца сажают на вал по системе отверстия, а наружные в корпус по системе вала. При том, что поле допусков внутреннего кольца направлено не в тело, а к центру, посадки на вал получаются более плотными, чем обычно в системе отверстия.

В зависимости от режима работы машины, чем больше нагрузка и сильнее толчки, тем более плотными должны быть посадки. Чем быстрходнее машина (меньше нагрузки, выше температуры), тем посадки должны быть свободнее.

Посадки роликоподшипников должны быть более плотными в связи с большими нагрузками. Посадки радиально-упорных подшипников плотнее, чем у радиальных, у которых посадочные натяги искажают зазоры. Посадки крупных подшипников из-за больших сил назначают плотнее, чем у средних и мелких. Рекомендации по выбору посадок по мере роста нагрузок в опорах можно сформулировать следующим образом:

1. Допуски валов при вращающемся вале —  $j_s6; k6; m6; n6$ .
2. Допуски валов при вращающемся корпусе —  $g6; h6$ .
3. Допуски корпуса при вращающемся вале —  $H7; H6; J_s7; J_s6; K7$ .
4. Допуски корпуса при вращающемся корпусе —  $K7; M7; N7; P7$ .

### *Монтаж и демонтаж подшипников*

Нередко наблюдаются случаи, когда повреждения подшипников вызваны небрежным, безграмотным монтажом и демонтажом.

Подшипники со значительным натягом на валу следует монтировать нагретыми в масле или охлаждать вал сухим льдом. В остальных случаях подшипники можно напрессовывать на вал с помощью прессы.

Посадка подшипника ударами молотка через оправку из мягкого металла допустима только при малых натягах для мелких и средних подшипников. Демонтаж допускается только с помощью специальных съёмников.

Общий принцип: **усилие прикладывается только к тому кольцу, которое установлено с натягом** и не должно передаваться на тела качения.

## 11.3. Уплотнительные устройства

В местах соединения корпусных деталей, в местах входа и выхода валов в корпус механизма устанавливаются уплотнительные устройства (*уплотнения*) для защиты внутреннего пространства механизма от попадания вредных факторов внешней среды (воды, пыли, абразивных частиц) и для предохранения от вытекания из внутреннего пространства смазочных материалов.

### Классификация уплотнений:

1) по характеру относительной подвижности поверхностей, между которыми устанавливается уплотнение – подвижное и неподвижное;

2) по характеру взаимодействия с движущейся деталью – контактные и бесконтактные;

3) по способу создания уплотняющего давления между уплотнительным элементом и подвижной деталью – пассивные или натяжные, в которых необходимое давление между уплотняемыми поверхностями создается за счёт деформации уплотняющего элемента и не зависит от давления среды в полости корпуса механизма, и активные, в которых давление между уплотняемыми поверхностями меняется пропорционально изменению давления во внутренней полости механизма;

4) в зависимости от материала, из которого изготовлен уплотняющий элемент – металлические и неметаллические;

5) по форме подвижной уплотняемой поверхности – торцевые (плоскостные), цилиндрические, конические, сферические.

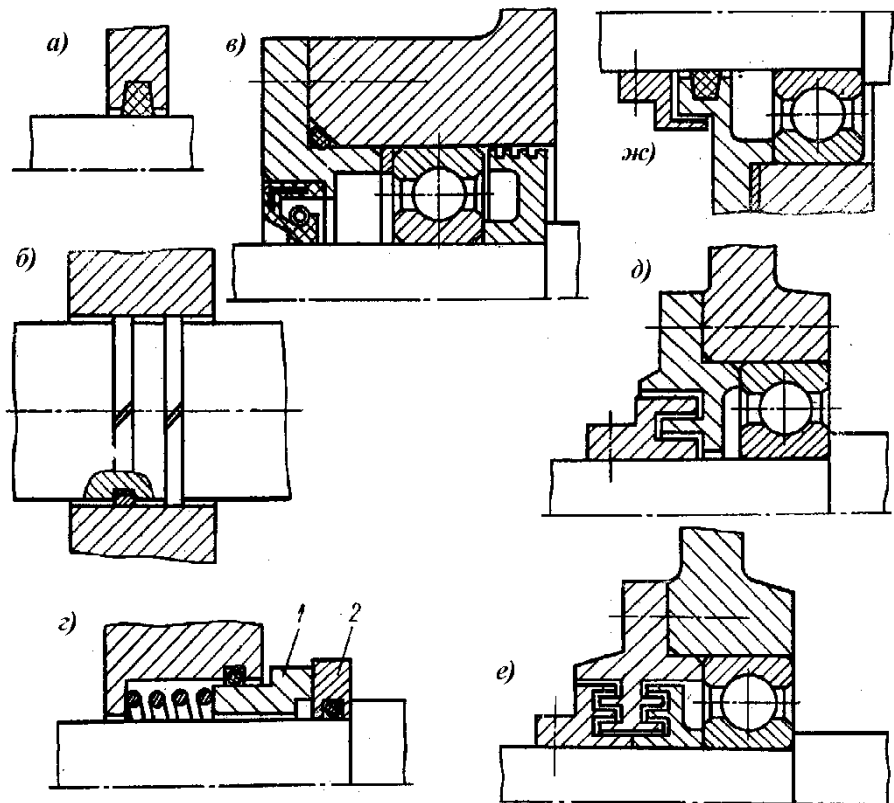


Рис. 11.1. уплотнения валов: а) – сальник; б) – металлические кольца; в) – манжетное; г) – торцовое; д) – лабиринтное; е) – двойное лабиринтное; ж) – комбинированное (сальник + щелевое)

Для уплотнения неподвижных соединений применяются прокладки, резиновые кольца круглого и прямоугольного сечения, жидкие самотвердеющие герметики.

Наиболее сложным является уплотнение подвижных соединений, например, входных и выходных валов.

**Сальники** – неметаллические контактные уплотнения пассивного типа. Применяются сальниковые уплотнения при относительных скоростях скольжения до 5 м/с и давлениях в рабочей полости до 0,5 МПа.

Простейшее сальниковое уплотнение (рис. 11.1, а) содержит кольцо прямоугольного сечения, пропитанное смазывающим материалом и запрессованное в трапецевидную канавку, угол между боковыми поверхностями которой составляет 20...30°. Сальниковое кольцо обычно выполняют из войлока или кожи и проваривают его в консистентной смазке.

В манжетных уплотнениях (рис. 11.1, в) предварительное поджатие уплотняющей кромки манжеты к поверхности вала происходит за счёт деформации манжеты и натяжения браслетной пружины, которой всегда снабжается манжета (рис. 11.2). Увеличение давления во внутренней полости корпуса механизма (левая сторона на рис. 11.2) способствует возрастанию усилия, прижимающего ласт манжеты к поверхности вала, препятствуя тем самым сообщению внутренней полости с внешней средой. Армированные манжеты могут изготавливаться как из различных резиновых смесей, так и из пластиков (полиуретан, поливинилхлорид). Манжетные уплотнения могут применяться при скоростях скольжения до 10 м/с. Кроме представленной на рис. 11.2, стандартом предусматриваются и двухластные манжеты, у которых один ласт направлен внутрь, а второй наружу от полости корпуса.

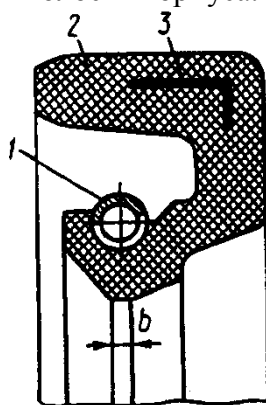


Рис. 11.2. Конструкция резиновой армированной манжеты:  
1 – браслетная пружина; 2 – тело манжеты; 3 – металлическая армирующая вставка

**Бесконтактные уплотнения** можно разделить на 3 основных группы:

- 1) уплотнения **сопротивления** (резистивные);
- 2) **инерционные** уплотнения;
- 3) **насосные** уплотнения.

**Резистивные уплотнения** представляют собой тонкую щель или лабиринт, создающие повышенное сопротивление протеканию жидкостей и газов (рис. 11.1, д, е и рис. 11.3, а, б).

В таком уплотнении утечки есть постоянно, но они не велики и выполняют положительную роль, вынося наружу посторонние частицы, попадающие в зону уплотнения. Щелевые уплотнения зачастую снабжаются дополнительными канавками (рис. 11.3, а), выравнивающими давление протекающей жидкости по окружности щели, и создающие дополнительное сопротивление протекающей жидкости.

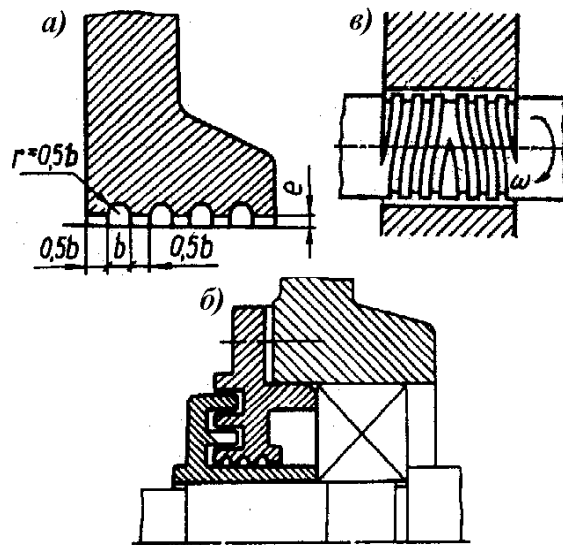


Рис. 11.3. Бесконтактные уплотнения: а) – щелевое с канавками в щели, б) – лабиринтное, в) – насосное сдвоенное

К **инерционным уплотнениям** можно отнести маслоотбрасывающие кольца и диски, устанавливаемые на валах рядом с подшипниковыми гнёздами. Частицы жидкости или твёрдые, попадая на вращающийся вместе с валом диск, отбрасываются силами инерции по радиусам на периферию. Таким образом исключается возможность их попадания в зазор между валом и отверстием, через которое он проходит.

Пример исполнения **насосного уплотнения** представлен на рис. 11.3, в. Основным элементом этого уплотнения являются резьбовые канавки, нарезанные на поверхности части вала, находящейся в отверстии, через которое вал проходит. Направление нарезки канавок выбрано таким, что любая частица, попавшая в канавку, при вращении вала, двигаясь по канавке за счёт сил инерции, будет выброшена из зазора. Такой процесс может происходить только при вращении вала в одну сторону, на элементе, изображённом на рис. 11.3, в, а уплотнение будет работать только, когда вал будет вращаться против часовой стрелки, если смотреть на его торец с левой стороны. Поэтому такое уплотнение можно применять в тех механизмах, где вал постоянно имеет однонаправленное движение.

Наличие зазора в бесконтактных уплотнениях не обеспечивает их герметичности при неработающем механизме, однако в процессе работы механизма эти уплотнения весьма успешно защищают его внутреннее пространство от пыли и грязи. По этой причине такие уплотнения применяют, как правило, совместно с контактными, устанавливая их снаружи от последних (рис. 11.1, ж).

#### 11.4. Упругие элементы

**Пружина** – упругий элемент, предназначенный для создания постоянной силы нажатия или натяжения между деталями машин; виброизоляции и амортизации ударов; аккумулирования энергии с ее последующим использованием и для измерения сил.

**Различают следующие типы пружин:**

по конструкции: винтовые пружины (одножильные, многожильные и составные, конические и фасонные); тарельчатые пружины; спиральные пружины; пластинчатые пружины (рессоры); торсионы.

по типам передачи упругой деформации: пружины сжатия, пружины растяжения; пружины кручения; пружины изгиба.

**Материал пружин – стали:**

- высокоуглеродистые 65, 70, 75;
- марганцовистые 65Г, 55ГС;
- кремнистые 55С2, 60С2, 60С2А, 70С3А;
- хромомарганцовистая 50ХГ;
- хромованадиевая 50ХФА;
- кремневольфрамовая 65С2ВА;
- кремнийникелевая 60С2Н2А.
- бронзы: БрКМц3-1, БрОЦ4-3 и др.

**Геометрические параметры винтовых цилиндрических пружин**

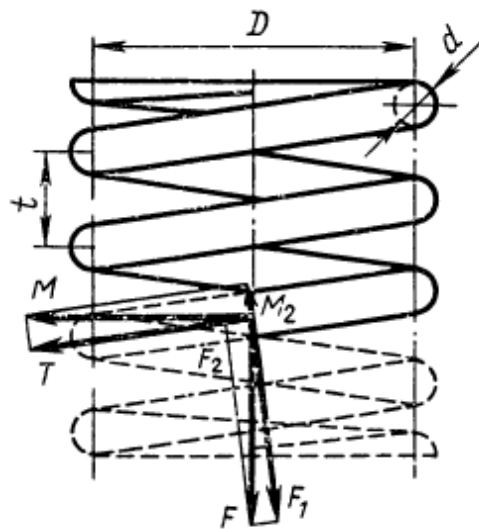


Рис. 11.4. Геометрия винтовой цилиндрической пружины

$D_n$  и  $D$  – наружный и средний диаметры;  
 $d$  – диаметр проволоки;  
 $t$  – шаг пружины;  
 $\alpha$  – угол подъема витков;  
 $L$  – длина пружины;  
 $c = D/d$  – индекс пружины;

**Вопросы для самоконтроля**

- 1) Как рассчитать толщину стенки чугунного корпусного элемента?
- 2) Каковы назначения корпусных деталей?
- 3) Из каких материалов изготавливают корпуса механизмов?
- 4) Какие посадки назначают для валов при условии их вращения?

- 5) Назовите посадки для корпуса при вращающемся вале.
- 6) Каково назначение уплотнительных устройств.
- 7) Перечислите основные конструкции уплотнителей.
- 8) Назовите преимущества манжетного уплотнения?
- 9) Для чего используются упругие элементы.
- 10) Какие материалы используют при изготовлении пружин.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.
4. **Курмаз, Л.В.** Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 12

### МУФТЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

12.1. Общие сведения и классификация муфт.

12.2. Конструкции и назначение муфт.

12.3. Расчет и выбор муфт.

#### 12.1. Общие сведения и классификация муфт

**Муфта** – устройство, предназначенное для соединения друг с другом концов валов, а также валов и сидящих на них деталей.

Муфта передаёт механическую энергию без изменения её величины, т.е. её КПД:

$$\eta = 1 \dots 0,99$$

**Назначение муфт:**

- получение длинных валов, изготовленных из отдельных частей;
- компенсация вредного влияния несоосности валов из-за неточности монтажа и изготовления;
- уменьшение динамических нагрузок;
- предохранение механизмов при перегрузках;
- включение и выключение одного из валов при постоянном вращении другого.

#### Виды смещений валов

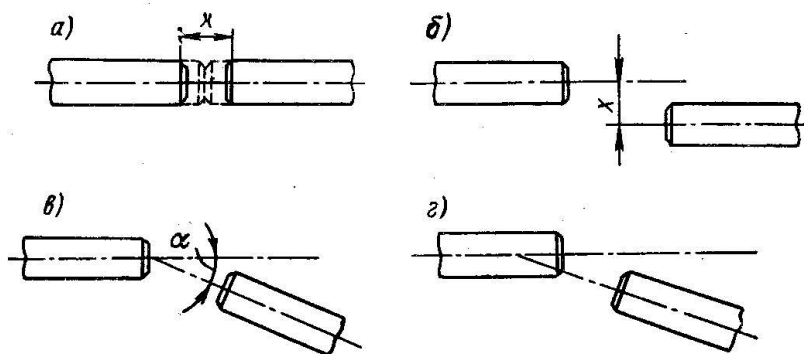


Рис. 12. 1. Смещения валов: а - осевое; б - радиальное; в - угловое; г - комбинированное

#### Классификация муфт

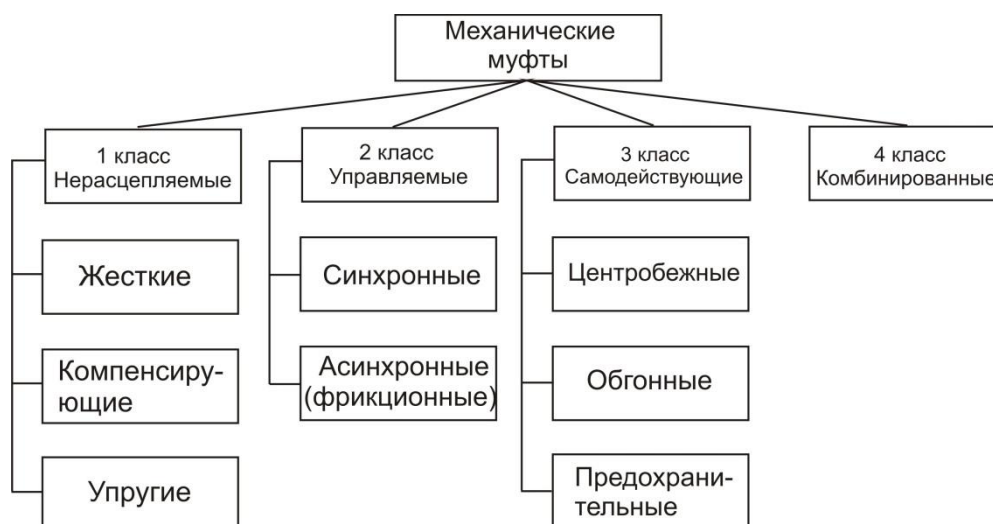


Рис. 12.2. Классификация механических муфт

## 12.2. Конструкции и назначение муфт

### Жесткие (глухие) муфты

Применяются для жесткого и неподвижного соединения соосных валов в приводах с особо точным и наиболее надежным соединением. Должны выдерживать как крутящие, так и изгибающие моменты возникающие в длинных составных валах.

Требуют строгой соосности валов  $0,002 \dots 0,05$  мм.

### Компенсирующие муфты

Применяются для соединения валов и устранения всевозможных несоосностей.

**Зубчатые муфты** состоят из 2 полумуфт 1, 2 с наружными зубьями и 2 половин обоймы 3, 4 с внутренними зубьями сцепляемыми с зубьями полумуфт. Полумуфты фиксируются на концах валов, а половины обоймы соединяются между собой болтами. Зубья имеют эвольвентный профиль и нарезаются аналогично зубьям зубчатых колес. Боковые зазоры и бочкообразная форма зубьев позволяет компенсировать угловое смещение до 1 град. и радиальное до  $0,008A$  (до 1,5 мм). Обладают высокой нагрузочной способностью, работают на скоростях до 25 м/с.

**Цепные муфты** в них полумуфтами являются звездочки охватываемые общей цепью. Отличаются простотой конструкции и допускают смещения соединяемых валов: радиальное до 1,2 мм и угловое до 3-6 град. Частота вращения с втулочно-роликовой цепью 1500 об/мин, с зубчатой до 7500 об/мин.

**Шарнирные муфты** для соединения валов с взаимным наклоном до 45 град. Состоит из двух втулок (полумуфт) с вилками и крестовины.

### Упругие муфты

Служат для уменьшения динамических нагрузок и предохранения валов от резонансных колебаний. Так же позволяют несколько компенсировать неточность взаимного расположения валов. Основные характеристики: жесткость или обратная ее

величина – податливость и демпфирующая способность, т.е. способность превращать в теплоту энергию деформирования упругих элементов.

**МУВП** – муфта с неметаллическими упругими элементами, состоит из двух полумуфт закрепленных на валах, стальных пальцев, закрепленных в одной из полумуфт гайками с посадкой на конус, упругих резиновых втулок. Допускают перекос до 1 град. и радиальное смещение 0,3...0,6 мм. Допускаемое напряжение на изгиб для пальцев 60...80 МПа, для резиновых элементов на смятие – 2...4 МПа.

**Муфта упругая со звездочкой** состоит из двух полумуфт с 2 или 3 торцевыми кулачками трапецеидального сечения и упругого элемента – звездочки из резины.

**Муфты с упругими оболочками** состоят из 2 полумуфт, упругой оболочки и двух колец, которые с помощью винтов закрепляют оболочку на полумуфтах. Упругие элементы работают на кручение и сдвиг. Способны компенсировать значительные неточности установки.

### Управляемые муфты (сцепные)

#### Синхронные муфты

**Кулачковые и зубчатые** в них крутящий момент от ведущего вала к ведомому передается взаимным зацеплением полумуфт посредством торцевых кулачков или зубьев. Их включение обусловлено осевым перемещением полумуфты ведомого вала по шпонке или шлицам и сопровождается ударами и шумом, что может вызвать поломку деталей привода, поэтому они применяются при отсутствии требований к плавности включения, редких включениях и малых угловых скоростях. Достоинства – простота, малые габариты.

#### Асинхронные муфты (фрикционные)

Обеспечивают плавное сцепление, расцепление валов даже при больших скоростях. Плавное сцепление обеспечивают силы трения между сцепляемыми полумуфтами, которые можно регулировать изменением степени сжатия полумуфт. В процессе включения между полумуфтами происходит скольжение, при установившемся режиме оно отсутствует. При перегрузках наблюдается проскальзывание полумуфт и следовательно такая муфта может являться предохранительным устройством. Требуют строгой соосности валов.

**Самодействующие муфты** требуют точного положения валов.

**Центробежные** по способу сцепления полумуфт представляют собой фрикционные муфты, в которых полумуфты сцепляются или расцепляются автоматически с помощью специальных грузиков находящихся под действием центробежных сил и пружин. При достижении ведущим валом определенной угловой скорости центробежные силы грузиков одной полумуфты преодолевают силы пружин и прижимают или отжимают эти грузики к другой полумуфте и происходит сцепление или расцепление валов.

**Обгонные** по способу сцепления бывают храповые или фрикционные. Допускают передачу вращения только в одном направлении при обратном вращении или когда скорость ведомого вала превысит скорость ведущего вала передача вращения прекратится. Шарики или ролики при вращении закатываются в сужающуюся часть паза или в канавку (храповые) и заклиниваются между полумуфтами при обратном вращении – выкатываются.

**Предохранительные** для защиты машин от перегрузок, делятся на муфты с разрушаемым и неразрушаемым предохран. элементом.

Со срезными штифтами применяют при редких перегрузках в следствии необходимости замены элементов. Штифты заключены в стальные закаленные втулки предохраняющими полумуфты от смятия штифтами. Число штифтов из среднеуглеродистой стали – 1 или 2.

С неразрушаемым элементом одна полумуфта жестко, другая имеет возможность осевого перемещения при перегрузке. Шариковые и кулачковые при малых скоростях и моментах из-за ударов и шума, фрикционные при частых кратковременных перегрузках и перегрузках ударного действия.

### 12.3. Расчет и выбор муфт

Большинство муфт стандартизировано и выбираются по посадочному диаметру. Основная характеристика при подборе муфты по каталогу или справочнику – это передаваемый муфтой крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелое условие ее работы и называемый расчетным крутящим моментом.

$$T_k = kT,$$

где  $k$  – коэффициент нагрузки;  $T$  – максимальный момент передаваемый муфтой, Нм.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Что компенсируют компенсирующие муфты?
- 2) Какое назначение муфт.
- 3) Классификация муфт по принципу действия.
- 4) Назовите разновидности компенсирующих муфт.
- 5) Назовите разновидности самодействующих (самоуправляемых) муфт.
- 6) Назовите разновидности сцепных муфт.
- 7) Назовите разновидности компенсирующих муфт.
- 8) Назовите разновидности глухих (жестких) муфт.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

#### Основная

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.
4. Курмаз, Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007.

#### Дополнительная

1. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.

## Лекция 13

### СОЕДИНЕНИЯ. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

13.1. Соединения машин. Общие сведения.

13.2. Резьбовые соединения.

13.3. Теория работы и расчет резьбовых соединений.

#### 13.1. Соединения машин. Общие сведения

Все виды соединений можно разделить на разъемные (винтовые, клиновые, штифтовые, шпоночные) и неразъемные (сварные, заклепочные и соединения с натягом (прессовые)).

#### 13.2. Резьбовые соединения

**Резьбовыми** – называют разъемные соединения крепежными деталями посредством резьбы.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, шпильки, гайки. Две детали сопрягаемые резьбой называют винтовой парой.

##### **Достоинства:**

- простота в изготовлении и эксплуатации,
- надежность,
- удобство разборки и сборки,
- небольшие габариты,
- высокая точность и степень затяжки,
- возможность создания больших осевых усилий (осевая сила в 70...80 раз больше усилия на ключе),
- малая стоимость.

##### **Недостатки:**

- нетехнологичность специальных резьбовых соединений,
- наличие концентраторов напряжений понижающих прочность соединения.

Болтовые соединения разделяют на ненапряженные (которые в процессе сборки не получили предварительного нагружения) и напряженные (которые в процессе сборки получили предварительное нагружение)

Классификация резьб представлена на рис. 13.1.

#### 13.3. Теория работы и расчет резьбовых соединений

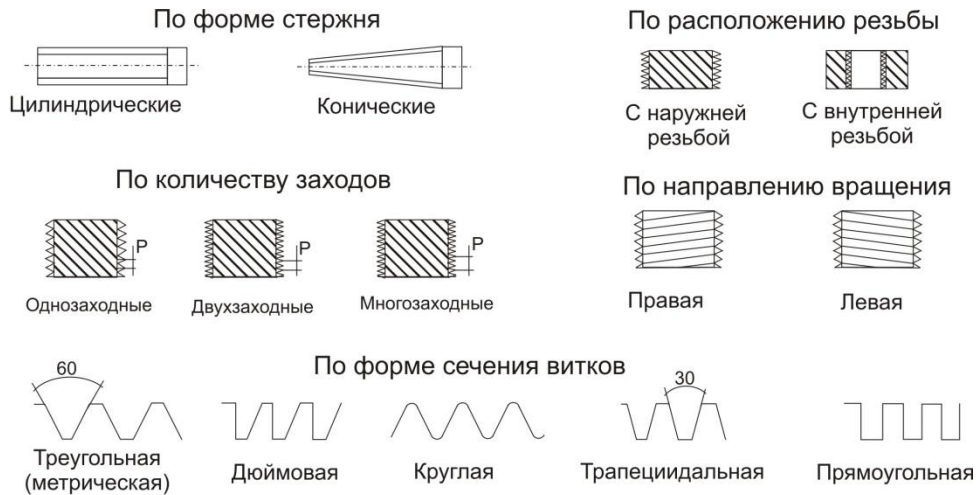
Рассмотрим соотношения между силами, действующими в винтовой паре. Развернем виток резьбы по среднему диаметру  $d_2$ , получим наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном. Подъему винта по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Тогда окружная сила, вращающая гайку при ее навинчивании:  $F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \psi)$

где  $\varphi$  - угол трения;

$\psi$  - угол подъема винтовой линии;

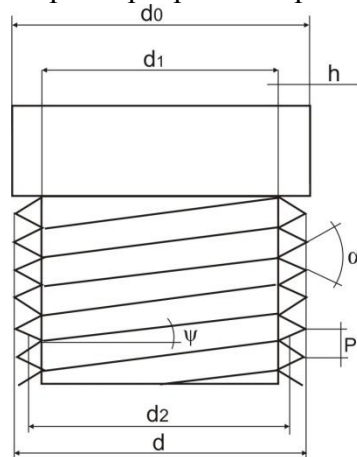
$F_a$  – осевая сила на винте.



По назначению: Крепежная, крепежно-уплотняющая, для передачи движения.

Рис. 13.1. Классификация резьб

Основные параметры резьбы представлены на рис. 13.2.



- $d_0$  - диаметр образующей стержня (не нарезанной части)
- $d$  - наружный диаметр резьбы
- $d_1$  - внутренний диаметр резьбы
- $d_2$  - средний диаметр резьбы
- $P$  - шаг резьбы
- $\alpha$  - угол профиля канавки резьбы
- $\psi$  - угол подъема винтовой линии
- $h$  - высота витка

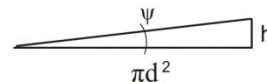


Рис. 13.2. Основные параметры резьбы

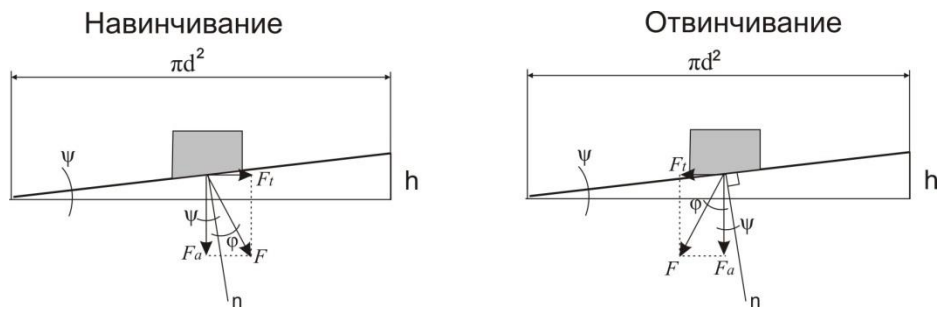


Рис. 13.3. Теория работы винтовой пары

При отвинчивании:

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi)$$

Условие самоторможения гайки:  $\psi \leq \varphi$

### Расчет резьбовых соединений

Резьбу крепежной детали рассчитывают на срез, изгиб и смятие.

$$\text{На срез: } \tau_{cp} = \frac{F}{\pi \cdot d_1 p \cdot n \cdot k} \leq [\tau_{cp}]$$

$$\text{На смятие: } \sigma_{см} = \frac{4F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)n} \leq [\sigma_{см}]$$

$$\text{На изгиб: } \sigma_{изг} = \frac{32M_{изг}}{\pi d^3} \leq [\sigma_{изг}]$$

где  $\tau_{cp}$  – расчетное напряжение на срез резьбы;  $\sigma_{см}$  – расчетное напряжение на смятие между витками резьбы;  $n$  – число витков резьбы воспринимающих нагрузку;  $k$  – коэффициент полноты резьбы (метрическая-  $k = 0,75$ ; трапецидальная-  $k = 0,65$ );  $[\tau_{cp}]$  – допускаемое напряжение на срез резьбы;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие.

### Расчет болтов, винтов, и шпилек при действии статических нагрузок.

1. Болт нагружен осевой растягивающей силой, предварительная и последующая затяжка его отсутствуют (соед. ненапряженное), поставлен в отверстие с зазором (грузовой крюк)

$$\text{Условие прочности болта: } \sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

$[\sigma_p] \approx 100 \text{ МПа}$  – допускаемое напряжение на растяжение болта,  $F$  – сила, растягивающая болт;  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта,  $\sigma_p$  – расчетное напряжение растяжения в поперечном сечении нарезанной части болта.

2. Болт установлен в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой.

Проектный расчет болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 1,2 F_3}{\pi [\sigma_p]}} = 1,4 \sqrt{\frac{F}{f [\sigma_p]}}$$

3. Болт поставлен в отверстие без зазора, нагружен поперечной силой:

$$\text{В этом случае болт рассчитывают на срез: } \tau_c = \frac{4F_p}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau_c]$$

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Напишите условие, определяющее самоторможение резьбы.
- 2) Поясните, почему в винтовых домкратах применяется упорный профиль резьбы?
- 3) Перечислите недостатки резьбовых соединений.
- 4) Дайте определение шага резьбы.
- 5) Покажите на схеме основные геометрические параметры резьбы.
- 6) Напишите выражение для определения диаметра болта в ненапряженном болтовом соединении, нагруженном осевой растягивающей силой.
- 7) Почему при напряженном резьбовом соединении расчетное усилие принимают равным  $1,3F$ , а не  $F$ ?

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

*Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

*Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.

## Лекция 14

### СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

14.1. Общие сведения и классификация сварных соединений.

14.2. Расчет сварных соединений.

#### 14.1. Общие сведения

**Сварные соединения** – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева деталей до расплавленного состояния. Они образуются путем сваривания материалов в зоне стыка и не требуют никаких дополнительных элементов – типа заклепок и болтов.

**К достоинствам сварных соединений относят:**

- экономию металла в сравнении с заклепочными соединениями до 15% и в сравнении с литьем до 30...50%;
- лучшее использование сечения (отсутствуют отверстия под заклепки);
- отсутствие накладок, т.е. соединение более компактно,
- совершенная форма. Отсутствуют различные излишества, вызванные особенностями технологического процесса, как это имеет место при литье деталей;
- стоимость сварных деталей почти в два раза меньше клепаных;
- возможность сборки (сварки) на месте.
- простоту ремонта;
- универсальность применения.

**К недостаткам сварных соединений относят:**

- возможную неоднородность сварного шва по длине;
- возникновение остаточных напряжений в зоне сварки по окончании процесса сварки;
- коробление сварных соединений (особенно тонкостенных);
- плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок;
- сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов;
- возможность существования скрытых дефектов (трещин, непроваров, шлаковых включений)

**Классификация сварных соединений:**

1. Соединения стыковые.
2. Соединения нахлесточные.
3. Соединения угловые.
4. Тавровые соединения

#### 14.2. Расчет сварных соединений

**Расчет сварных соединений проводится:**

1. на прочность по действующему усилию и допускаемому напряжению,
2. из условий равной прочности сварного соединения с основным металлом.

**Расчет стыковых швов**

При расчете стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают. В зависимости от работы стыкового шва его рассчитывают:

$$\text{На растяжение: } \sigma'_p = \frac{F}{\delta \cdot L} \leq [\sigma'_p],$$

$$\text{На сжатие: } \sigma'_c = \frac{F}{\delta \cdot L} \leq [\sigma'_c],$$

где  $\sigma'_p; \sigma'_c$  – соответственно расчетное напряжение в шве при растяжении и сжатии, МПа;  $F$  - сила (усилие) растягивающая или сжимающая, Н;  $\delta$  - толщина более тонкой детали, мм;  $L$  - длина шва, мм;  $[\sigma'_p]; [\sigma'_c]$  – соответственно допускаемое напряжение для шва при растяжении и сжатии,  $[\sigma'_p] = (0,7...1,0)[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение на растяжение;

При действии на стыковой шов изгибающего момента  $M$  в плоскости приварки, расчет ведем по формуле:

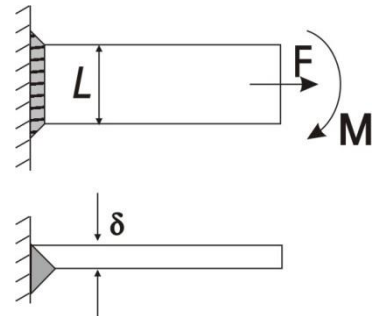
$$\sigma' = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta \cdot L^2} \leq [\sigma'_p]$$

где  $W = \frac{\delta \cdot L^2}{6}$  - момент сопротивления расчетного шва при

изгибе, мм<sup>3</sup>;  $\sigma'$  - расчетное нормальное напряжение в шве, МПа.

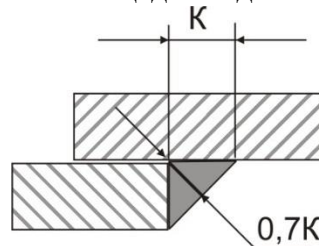
Если стыковой шов находится под действием того же момента  $M$  и растягивающей или сжимающей силы  $F$ , то:

$$\sigma' = \frac{F}{\delta \cdot L} + \frac{M}{W} = \frac{F}{\delta \cdot L} + \frac{6M}{\delta \cdot L^2} \leq [\sigma'_p]$$



### Расчет соединений внахлестку

Соединение внахлест выполняют с помощью угловых швов. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади соединения.



При действии на угловой шов силы  $F$ , его рассчитывают по формуле:

$$\tau'_c = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot L} \leq [\tau'_c] \quad [\tau'_c] = (0,6...0,9)[\sigma'_p]$$

где  $[\sigma'_p]$  - допускаемое напряжение на растяжение для оси, МПа;  $\tau'_c$  - расчетное напряжение среза в шве;  $[\tau'_c]$  - допускаемое напряжение на срез шве;  $L$  - длина шва, мм.

### Вопросы для самоконтроля

- 1) Для каких целей при соединении деталей внахлест применяют косые сварные швы?

- 2) Дайте определение угловых швов по расположению относительно действующего усилия.
- 3) Назовите преимущества сварных соединений.
- 4) На сколько отличаются допускаемые напряжения основного материала и сварного шва?
- 5) Перечислите недостатки сварных соединений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 15

### ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

15.1. Общие сведения и классификация заклепочных соединений.

15.2. Расчет заклепочных соединений.

#### 15.1. Общие сведения и классификация заклепочных соединений

Назначение заклепочных соединений состоит в скреплении листов, полос, прокатных профилей посредством заклепок.

Областью применения служат:

1 – соединения, работающие в условиях больших вибраций или повторно-ударных нагрузок;

2 – соединения в которых нагрев при сварке недопустим из-за возможности термического отпуска деталей или их коробления;

3 – при соединении материалов не допускающих сварки.

**Достоинства:**

- большая стабильность;
- хорошая контролируемость качества;
- меньшая повреждаемость детали в случае разборки.

**Недостатки:**

- большой расход металла;
- трудоемкость изготовления;
- высокая стоимость;
- малоудобные конструктивные формы из-за необходимости наложения листов друг на друга.

**Заклепочные соединения бывают:**

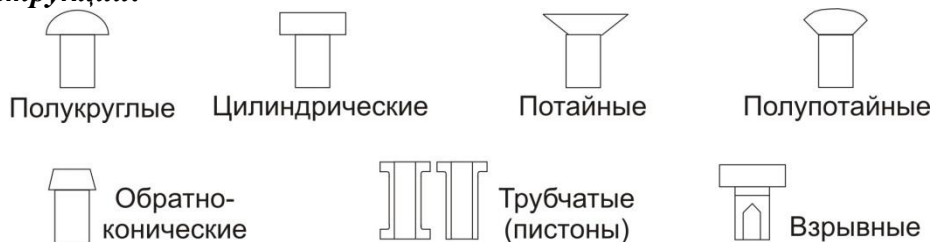
- прочные – подвергающиеся воздействию нагрузок;
- плотные – резервуары для жидкости;
- прочно-плотные – котлы под давлением.

**Заклепка** представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам, одна из которых, называемая закладной, изготавливается одновременно со стержнем, а другая называемая замыкающей, выполняется в процессе клепки. Расчет заклепки на прочность производят по диаметру стержня поставленной заклепки (по диаметру отверстия под заклепку).

#### Виды заклепок и заклепочных швов

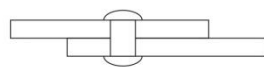
**Заклепки по роду материала:** стальные (Ст2, Ст3, Сталь10, Сталь15, алюминиевые, латунные, медные и др. (в соответствии с соединяемым материалом)

**По конструкции:**

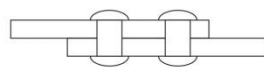


### Заклепочные швы по конструкции:

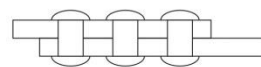
#### 1. Внахлестку



Однорядные

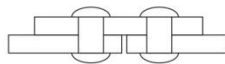


Двухрядные

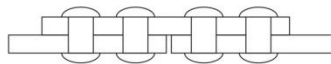


Многорядные

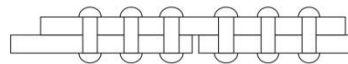
#### 2. Встык с одной накладкой



Однорядные

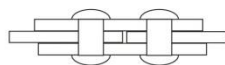


Двухрядные

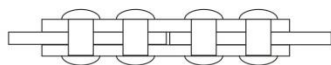


Многорядные

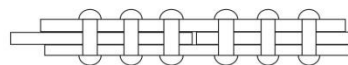
#### 3. Встык с двумя накладками



Однорядные



Двухрядные



Многорядные

**По расположению заклепок:** двухрядные и многорядные заклепочные швы различают: с рядовым расположением; с шахматным расположением.

**По числу сечений заклепок работающих на срез:** односрезные, двухсрезные, многосрезные.

## 15.2. Расчет заклепочных соединений

Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния от заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

После определения размеров шва заклепки проверяют:

$$\text{На срез: } \tau_c = \frac{4F}{k \cdot \pi \cdot d_0^2} \leq [\tau_c]; \quad \text{На смятие: } \sigma_{CM} = \frac{F}{\delta_{\min} \cdot d_0} \leq [\sigma_{CM}]$$

где,  $\tau_c; [\tau_c]$  - соответственно расчетное и допускаемое напряжения на срез для заклепок;  $\sigma_{CM}; [\sigma_{CM}]$  - соответственно расчетное и допускаемое напряжения на смятие между заклепками и соединяемыми листами;  $F$  - сила действующая на одну заклепку;  $k$  - число плоскостей среза заклепок;  $d_0$  - диаметр поставленной заклепки;  $\delta_{\min}$  - наименьшая толщина соединяемых элементов.

Необходимое число заклепок  $z$  в шве (при равномерной нагрузке) определяют:

$$z = \frac{4F_0}{k \cdot \pi \cdot d_0^2 \cdot [\tau_c]}$$

число заклепок проверяют на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{F_0}{z \cdot \delta_{\min} \cdot d_0} \leq [\sigma_{CM}]$$

### Вопросы для самоконтроля

- 1) В каких случаях применяют заклепочные соединения?
- 2) Какие конструкции заклепок вы знаете?

- 3) Назовите преимущества заклепочных соединений.
- 4) Как определить необходимое число заклепок в шве?
- 5) Перечислите недостатки заклепочных соединений.
- 6) По каким напряжениям проводят расчет заклепочных швов.
- 7) Из каких материалов изготавливают заклепки?

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 16

### ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

16.1. Общие сведения и конструкция соединений.

16.2. Расчет соединений на прочность.

#### 16.1. Общие сведения и конструкция соединений

##### *Клеевые соединения*

Клеевые соединения применяют в тех же конструкциях, что и сварные, но, преимущественно тонкостенных, выполненных из листового материала. В отличие от сварки склеиванием скрепляются детали не только из однородных материалов, но и из разнородных, например, металлические и пластмассовые.

Технология создания клеевых соединений состоит из подготовки склеиваемых поверхностей деталей путем очистки их и образования шероховатостей зачисткой наждачной шкуркой, нанесения клея на эти поверхности и сборки деталей соединения, выдержки соединения при требуемых давлении и температуре.

##### *Классификация клеевых соединений:*

- нахлесточные,
- стыковые по косому срезу,
- с накладками.

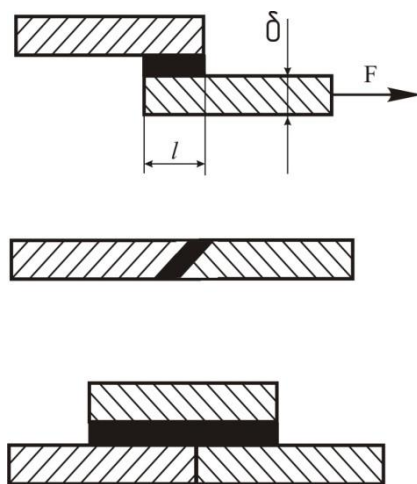


Рис. 16.1. Клеевые соединения

Клеевые соединения, работающие на срез, по сравнению с соединениями, работающими на отрыв, более прочны. Нахлесточные поэтому получили более широкое распространение.

Прочность клеевых соединений зависит от марки клея, материалов деталей, качества подготовки поверхности, режимов склеивания и толщины клеевого шва.

##### *Достоинства:*

- соединение разнородных материалов,
- соединение тонколистовых материалов, герметичность,

- высокая коррозионная стойкость,
- хорошее сопротивление усталости.

**Недостатки:**

- низкая прочность при неравномерном отрыве,
- ограниченная теплостойкость (максимум до 250°),
- зависимость прочности соединения от сочетания материалов склеиваемых деталей,
- зависимость от температуры склеивания и условий работы,
- требование точной подгонки склеиваемых поверхностей.

Толщину шва, в зависимости от вязкости клея и давления при склеивании соединяемых деталей, рекомендуется принимать 0,05...0,15 мм.

### **Паяные соединения**

**Пайка** – технологический процесс соединения металлических деталей посредством присадочного материала (припоя), основанный на диффузионном взаимодействии материалов соединяемых деталей и припоя с образованием химических соединений и сцеплении шва с металлом деталей.

Паяные соединения нашли широкое применение в приборостроении. Пайка позволяет соединять разнородные материалы и тонкостенные элементы. Паяные соединения менее прочны по сравнению со сварными.

По конструкции паяные соединения подобны сварным и клеевым.

Примеры соединений:

- радиаторы автомобилей и тракторов,
- тонкостенные трубопроводы,
- приборостроение

## **16.2. Расчет паяных и клеевых соединений на прочность**

При расчете на прочность нахлесточного клеевого соединения размер нахлестки может быть определен из условия равнопрочности соединяемых деталей и клеевого шва:

$$l = \frac{\delta \cdot [\sigma_p]}{[\tau_c]},$$

где  $\delta$  - толщина склеиваемых деталей;  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение на растяжение этих деталей;  $[\tau_c]$  - допускаемое напряжение на срез для клеевого шва (15...30 МПа).

Расчет на прочность клеевого шва нахлесточного соединения производят по выражению:

$$\tau'_c = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau'_c],$$

$b$  - ширина соединяемых деталей, мм.

Расчет на прочность паяных соединений аналогичен расчету сварных и клеевых соединений. Допускаемое напряжение на срез для оловянно-свинцовых припоев  $[\tau'_c] = 20...30$  МПа, для медно-цинковых  $[\tau'_c] = 175...230$  МПа.

## Вопросы для самоконтроля

- 1) Назовите области применения клеевых соединений.
- 2) Какие клеевые швы предпочтительнее стыковые или нахлесточные?
- 3) Назовите преимущества клеевых соединений.
- 4) Какой процесс называют пайкой?
- 5) Перечислите недостатки клеевых соединений.
- 6) Назовите преимущества паяных соединений.
- 7) Назовите области применения паяных соединений.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

### *Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 17

### СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

17.1. Общие сведения и конструкция соединений.

17.2. Расчет цилиндрических соединений на прочность.

#### 17.1. Общие сведения и конструкция соединений

**Соединения с гарантированным натягом** – это напряженные соединения, в которых взаимная неподвижность деталей обеспечивается силами трения на поверхности контакта, возникающими вследствие натяга.

Под натягом понимают отрицательную разность диаметров отверстия и вала.

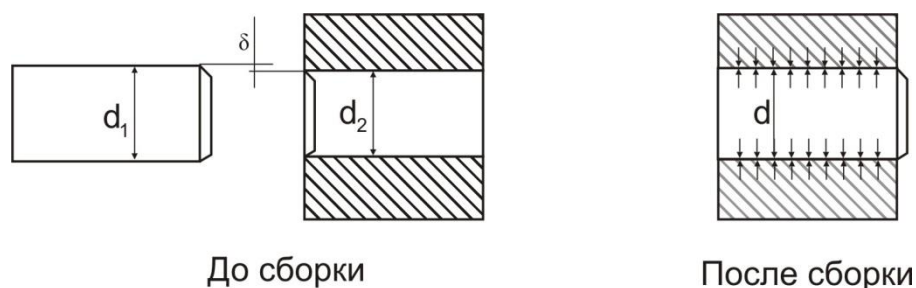


Рис. 17.1. Сборка соединения с гарантированным натягом

После сборки в результате упругих деформаций диаметр контактной поверхности становится общим  $d$ , на поверхности контакта возникает удельное давление –  $p$  и соответствующее ему трение. Соединения с гарантированным натягом могут передавать осевые, крутящие и изгибающие нагрузки. Эти соединения обычно относят к неразъемным, хотя, при желании, допускаются разборка и повторная сборка деталей.

#### **Достоинства соединений с гарантированным натягом:**

- простота конструкции и технологичность изготовления;
- хорошее центрирование деталей;
- равномерное распределение нагрузки по всей поверхности детали,
- позволяет использовать соединение для высокоскоростных машин,
- возможность восприятия больших нагрузок, способность воспринимать динамические или ударные нагрузки,
- соединения могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты;

#### **Недостатки:**

- относительная сложность сборки и разборки (особенно внутри неразъемного корпуса);
- возможность ослабления посадки и повреждения посадочных поверхностей при разборке;
- большое рассеивание прочности сцепления в связи с рассеиванием действительных посадочных размеров в пределах допусков;
- трудность неразрушающего контроля.

Соединения деталей с гарантированным натягом делят на две группы:  
 1 – соединения по цилиндрическим и коническим поверхностям. Здесь отсутствуют специальные соединительные детали.

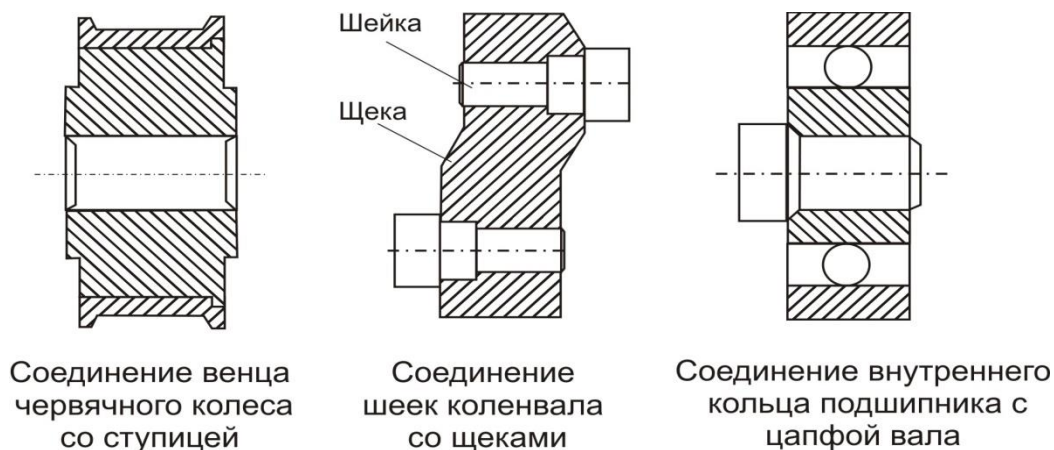


Рис. 17.2. Разновидности соединений с гарантированным натягом

С помощью цилиндрических соединений с гарантированным натягом соединяют валы с зубчатыми колесами, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, турбин.

2 – соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок.

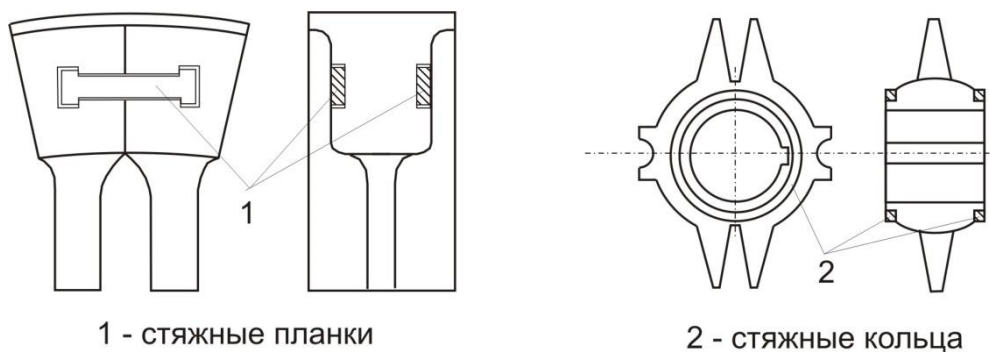


Рис. 17.3. Разновидности соединений с гарантированным натягом

Соединения с гарантированным натягом посредством стяжных колец и анкеров используются недостаточно широко, и, как правило, в тяжелой промышленности. При их помощи собираются съемные маховики, шкивы, станины станков.

Наиболее распространены соединения первой группы. Характерные примеры деталей, соединяемых с натягом: кривошипы, пальцы кривошипов, детали составных частей коленвалов, колесные центры и бандажи железнодорожных вагонов, венцы зубчатых и червячных колес, диски турбин, роторы электродвигателей, подшипники качения и др.

Цилиндрические соединения с гарантированным натягом по способу сборки делятся на:

- соединения, собираемые запрессовкой;
- соединения, собираемые с нагревом втулки;
- соединения, собираемые с охлаждением вала.

Наиболее распространен первый вариант, но он имеет серьезный недостаток – при запрессовке происходит срезание микронеровностей на посадочных поверхностях (шабровка) и снижение прочности соединения. Для компенсации этого действительный натяг должен быть больше расчетного:

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \text{ где } R_z - \text{высоты неровностей профилей.}$$

**Нагрев охватываемой детали** до температуры ниже температуры отпуска обеспечивает повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой и особенно эффективны при больших длинах соединений.

**Охлаждение охватываемой детали**, в основном применяется для установки небольших деталей, например втулок в массивные корпусные детали.

Шабрение поверхности полностью исключено при нагреве втулки (200...400<sup>0</sup>С) или охлаждении вала (твердой углекислотой – 79<sup>0</sup>С, жидкий воздух -196<sup>0</sup>С).

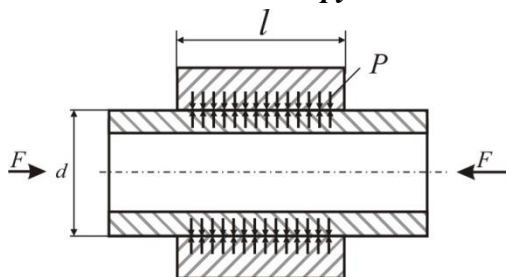
Недостатки нагрева: возможны изменения структуры металла, появление окалины, коробление. Наиболее перспективен метод охлаждения вала. С развитием холодильной техники он будет иметь преимущественное распространение.

На практике часто используются комбинации соединений с гарантированным натягом и шпоночных или шлицевых соединений. Считается, что нагрузка передается за счет гарантированного натяга, а шлицы или шпонки гарантируют дополнительную надежность соединения.

## 17.2. Расчет цилиндрических соединений на прочность

Основная задача расчета состоит в определении требуемого натяга и соответствующей ему посадки по ГОСТ 25347-82. Необходимая величина натяга для обеспечения прочности соединения определяется требуемым давлением на посадочной поверхности.

### 1. Нагружение соединения осевой силой



Давление  $p$  должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил. При нагружении соединения осевой силой  $F$  условие

$$\text{прочности: } F \leq \frac{f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p}{s},$$

где  $F$  – осевая сила;  $f$  – коэффициент трения на посадочной поверхности ( $f = 0,03...0,1$  – сборка прессованием;  $f = 0,12...0,14$  – нагревом);  $d$  – диаметр посадочной поверхности;  $l$  – длина посадочной поверхности;  $p$  – удельное давление на посадочной поверхности,  $s$  – коэффициент запаса сцепления (обычно 1,5...2).

$$\text{Условие прочности для охватываемой детали: } \sigma_3 = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}$$

Условие прочности для охватываемой детали:  $\sigma'_3 = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}$

Удельное давление на посадочной поверхности связано с натягом зависимостью, вытекающей из расчета толстостенных цилиндров (формула Ляме):

$$\delta_p = 10^{-3} p \cdot d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad \text{или} \quad p = \frac{\delta_p \cdot 10^{-3}}{d \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad \left[ \frac{\text{кг}}{\text{мм}} \right]$$

где  $\delta_p$  - расчетный натяг;  $d_1, d_2$  - диаметры соответственно наружной поверхности вала и отверстия охватываемой детали;  $E$  - модули упругости вала и втулки;  $c$  - коэффициенты, определяемые по выражениям:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} + \mu_2$$

где  $\mu$  - коэффициенты Пуассона для вала и втулки (сталь=0,5; чугун=0,25; бронза=0,33).

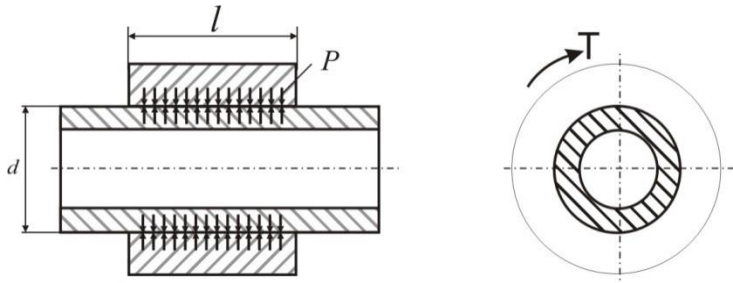
Коэффициент Пуассона - отношение величины относительной поперечной деформации к относительной продольной деформации:  $\mu = \frac{\Delta d/d}{\Delta l/l}$

Номинальный натяг связан с посадочным давлением:

$$N = 10^3 p d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)$$

## 2. Нагружение соединения крутящим моментом

$$T \leq \frac{0,5 \cdot f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p}{2s}, \quad \text{откуда} \quad p \geq \frac{2sT}{0,5 \cdot f \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}$$



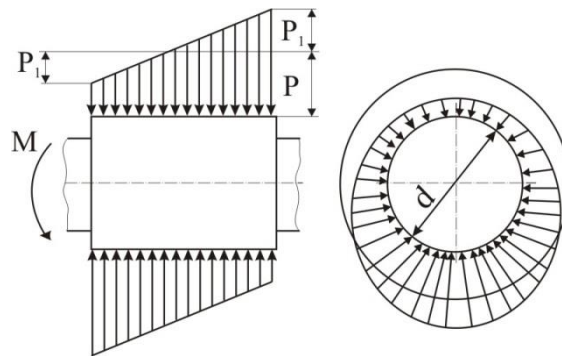
## 3. Соединение одновременно нагружено сдвигающей силой $F$ и крутящим моментом $T$

$$\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq f \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot p$$

Эти формулы без коэффициента концентрации распространены на обычные соединения у которых  $\frac{l}{d} \leq 0,8$

#### 4. Расчет соединения, нагруженного изгибающим моментом

При нагружении соединения изгибающим моментом  $M$  на эпюру давлений от посадки накладывается эпюра давлений, характерная для изгиба. При этом половина момента воспринимается верхней, а другая половина – нижней половиной соединения.



Наибольшие давления в соединении от изгибающего момента (по аналогии с изгибом):

$$p_1 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi \cdot d \cdot l^2} \leq \rho,$$

где  $\frac{4}{\pi}$  – множитель, учитывающий серпообразный характер эпюры давлений по окружности цапфы,  $W = \frac{dl^2}{6}$  – момент сопротивления изгибу диаметрального сечения цапфы.

Согласно условию не раскрытия стыка, допустимый изгибающий момент:  $M = 0,2pd \cdot l^2$

Допустимый момент пропорционален квадрату длины, поэтому соединения, подверженные значительным изгибающим моментам, нельзя делать малой длины.

#### Вопросы для самоконтроля

- 1) Назовите области применения соединений с гарантированным натягом.
- 2) Какие способы образования соединений с гарантированным натягом предпочтительны?
- 3) Назовите преимущества соединений с гарантированным натягом.
- 4) Как определить действительный натяг соединения.
- 5) Перечислите недостатки соединений с гарантированным натягом.
- 6) Какие нагрузки способны воспринимать соединения с гарантированным натягом.
- 7) Как определить необходимую длину соединения с гарантированным натягом по цилиндрической поверхности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

*Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

*Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## Лекция 18

### ШПОНОЧНЫЕ, ЗУБЧАТЫЕ, ШТИФТОВЫЕ, КЛЕММОВЫЕ И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

18.1. Общие сведения и конструкция соединений.

18.2. Расчет соединений на прочность.

#### 18.1. Общие сведения и конструкция соединений

##### Клиновые соединения

По назначению различают:

- Силовые – в которых клинья, называемые крепежными, служат для прочного соединения деталей машин.
- Установочные – клинья предназначены для регулирования и установки деталей машин в нужном положении.

Например (рис. 18.1), при скреплении клином стержня со втулкой.

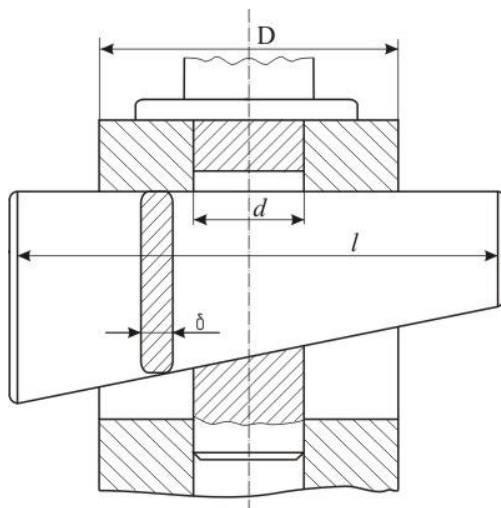


Рис. 18.1. Клиновое соединение

Установочные служат для регулировки и установки подшипников валов прокатных станов.

Мы рассмотрим только силовые клиновые соединения. В силовых соединениях клин устанавливается на рабочее место путем забивания, а иногда затяжки посредством винта.

В зависимости от способа сборки различают два типа силовых клиновых соединений:

- напряженные – осуществляемые, с предварительным натягом, когда клином создается внутренняя сила, действующая на скрепляемые детали при отсутствии внешней силы.
- ненапряженные – без предварительного натяга.

Для надежности самоторможения клиньев уклон  $i = \operatorname{tg} \alpha$

Силовые 1:100; 1:40; 1:30. Установочные 1:10; 1:6; 1:4.

Материал Ст4, Ст5, Сталь 35, 40, 45.

**Достоинства:**

- простота конструкции,
- удобство и быстрота сборки-разборки,
- возможность восприятия постоянных и переменных нагрузок.

**Недостатки:**

- значительное ослабление скрепляемых деталей отверстиями под клин, что ограничивает применение клиновых соединений.

**Расчет на прочность силовых клиновых соединений**

Расчет на прочность силовых напряженных и ненапряженных клиновых соединений различается лишь тем, что во втором случае учитывают силу предварительной затяжки клина, увеличивая на 25% расчетную осевую силу по сравнению с внешней силой.

Толщину клина принимают в зависимости от диаметра хвостовика стержня:  
 $\delta = (1/3 \dots 1/4)d$ .

При  $\delta = 0,25d$  требуемый диаметр хвостовика стержня из условия прочности на растяжение (по поперечному сечению с отверстием для клина):

$$\left(\frac{\pi d^2}{4}\right) - \delta d = \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) - \frac{d^2}{4} \geq \frac{1,25F}{[\sigma_p]}, \text{ откуда } d \geq 1,5 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}$$

где  $[\sigma_p] = 60 \dots 90$  МПа.

Диаметр втулки принимают:  $D = (1,8 \dots 2)d$

Высоту клина определяют расчетом клина на изгиб:

$$\frac{\delta h^2}{6} = \frac{M}{[\sigma_{II}]} \Rightarrow h = 2,45 \sqrt{\frac{M}{\delta [\sigma_{II}]}}$$

где  $M = 1,25FD/8$  – изгибающий момент в опасном сечении клина,  $[\sigma_{II}] = 100 \dots 150$  МПа – как для предохранительной детали с превышением.

**Штифтовые соединения**

Штифты применяют в основном для точной установки деталей машин. Штифтами пользуются для фиксирования положения крышки редуктора относительно его корпуса, реже штифты применяют для скрепления деталей передающих небольшие нагрузки. Различают так же срезающиеся штифты, применяемые в качестве предохранительных деталей.

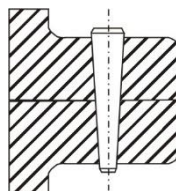


Рис. 18.2. Соединение установочным коническим штифтом

По форме штифты различают:

- конические;

– цилиндрические.

По конструкции:

– гладкие;

– посеченные.

Преимущество конических перед цилиндрическими в том, что можно без ущерба для надежности неоднократно вынимать и разбирать детали. Для фиксации положения деталей применяют только гладкие штифты, причем две штуки. Посеченные только для скрепления. Конические штифты выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение. Диаметр установочных штифтов применяют конструктивно.

Диаметр крепежного штифта определяется из расчета штифта на срез:

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{F}{z[\tau_c]}}$$

где  $z$  – число плоскостей среза;  $[\tau_c]=35\dots75\text{МПа}$  – допускаемое напряжение на срез для Ст4, Ст5, Сталь35, 40, 45.

### **Шпоночные соединения**

Шпонки служат для передачи крутящего момента от вала к ступице детали, или наоборот, от ступицы к валу.

Различают напряженные и ненапряженные шпоночные соединения.

Напряженные – осуществляемые с предварительным натягом, когда шпонкой создается внутренняя сила, действующая на скрепляемые детали, при отсутствии внешней силы; ненапряженные – осуществляемые без предварительного натяга.

Шпонки бывают призматические, сегментные, клиновые.



Рис. 18.3. Конструкции крепежных шпонок

Наиболее распространены призматические обыкновенные шпонки, по сравнению с клиновыми, они обеспечивают большую точность посадок ступиц на валах, а по сравнению с сегментными, они врезаются в вал на меньшую глубину. Сегментные шпонки самые технологичные из-за легкости их изготовления и удобства сборки соединений. Недостатком является необходимость выполнения глубокого паза в валу, что снижает его прочность.

Преимущество шпоночных соединений – простота конструкции, надежность, технологичность изготовления, удобство сборки и разборки.

Призматические шпонки рассчитывают на смятие и на срез.

$$\text{На смятие: } \sigma_{см} = \frac{2T}{d_l p K} \leq [\sigma_{см}],$$

$$\text{На срез: } \tau_c = \frac{2T}{d_l b} \leq [\tau_c],$$

где  $T$  – крутящий момент;  $d$  - диаметр вала;  $b$  - ширина шпонки;  $l_p$  -рабочая длина шпонки;  $K$  – глубина паза втулки.

### **Шлицевые (зубчатые) соединения**

Для соединения ступицы с валом часто используют выступы на валу, называемые шлицами (зубьями), которые входят в соответствующие пазы ступицы.

Шлицевые соединения бывают неподвижными, для неподвижного крепления ступицы и вала, и подвижные – обеспечивающие возможность осевого перемещения ступицы по валу, например зубчатого колеса коробок передач.

По форме шлицы бывают прямобочные, эвольвентные, треугольные.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными – возможность передачи больших моментов благодаря значительной поверхности контакта соединяемых деталей и равномерному распределению давления по этой поверхности, более точное центрирование ступицы по валу, лучшее направление при перемещении ступицы по валу и большая прочность вала. Недостаток – сложность изготовления.

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие: 
$$\sigma_{сМ} = \frac{2T}{d_c l z h \psi} \leq [\sigma_{сМ}]$$

где  $\sigma_{сМ}$  - расчетное напряжение смятия на рабочих поверхностях шлицев;  $T$  - передаваемый крутящий момент;  $d_c$  - средний диаметр шлицевого соединения;  $z$  - число шлицев;  $h$  - высота поверхности контакта шлицев;  $l$  - длина поверхности контакта шлицев, принимаемая равной длине ступицы;  $\psi$  - коэфф. учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами 0,7...0,8;  $[\sigma_{сМ}]$  - допускаемое напряжение на смятие рабочих поверхностей шлицев.

### **Профильные (бесшпоночные) соединения**

В профильных соединениях соединяемые детали скрепляются между собой посредством взаимного контакта по плавной некруглой поверхности.

Расчет на прочность профильных соединений сводится к проверке на смятие их рабочих поверхностей.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1) Назовите области применения клиновых соединений.
- 2) Какими достоинствами обладают клиновые соединения?
- 3) В чем принципиальная разница у силовых и установочных клиньев.
- 4) Назовите области применения штифтовых соединений?
- 5) По каким напряжениям производят расчет штифтов.
- 6) Где применяются шлицевые соединения.
- 7) Какие конструкции крепежных шпонок наиболее распространены в машиностроении.
- 8) Как выполнить проверочный расчет шпоночного соединения.
- 9) Чему равен коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами?
- 10) Какие формы шлицов вы знаете.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

*Основная*

1. **Дунаев, П. Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. **Чернилевский, Д. В.** Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.
3. **Ерохин, М. Н.** Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М.Н. Ерохин, А.В. Карп, Е.И. Соболев; ред. М. Н. Ерохин. – М. : КолосС, 2005. – С. 462.

*Дополнительная*

1. **Куклин, Н.Г.** Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
2. **Олофинская, В.П.** Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. - 5-е изд., доп. – М.: Машиностроение, 2007.
2. Ерохин, М.Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / ред. : М. Н. Ерохин. – М.: КолосС, 2004. – С. 464.
3. Ерохин, М.Н. Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Е. И. Соболев ; ред. М. Н. Ерохин. – М.: КолосС, 2005. – С. 462.
4. Куклин, Н.Г. Детали машин: учебник / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. - 7-е изд., доп. и перераб. – М.: Высш. шк. 2007.
5. Курмаз, Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007.
6. Олофинская, В.П. Детали машин: краткий курс и тестовые задания / В.П. Олофинская. – М.: Форум; М.: Инфра-М, 2006. – С. 208.
7. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д.В. Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2006. – С. 656.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Введение</b> .....	3
<b>Лекция 1. Общие вопросы конструирования деталей и узлов</b> .....	4
1.1. Цель, задачи, структура курса.....	4
1.2. Классификация механизмов, узлов и деталей.....	4
1.3. Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.....	4
1.4. Выбор допускаемых напряжений.....	5
Вопросы для самоконтроля.....	6
Список литературы.....	7
<b>Лекция 2. Механические передачи. Зубчатые передачи</b> .....	8
2.1. Классификация и кинематические параметры передач.....	8
2.2. Зубчатые передачи: геометрия и изготовление зубчатых колес.....	9
2.3. Критерии работоспособности виды разрушения зубчатых передач.....	12
Вопросы для самоконтроля.....	13
Список литературы.....	13
<b>Лекция 3. Расчет зубчатых передач на прочность</b> .....	14
3.1. Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев.....	14
3.2. Расчет на сопротивление изгибу у основания ножки зуба.....	17
Вопросы для самоконтроля.....	18
Список литературы.....	18
<b>Лекция 4. Конические зубчатые передачи</b> .....	19
4.1. Особенности конструкции и применения конических передач.....	19
4.2. Расчет конических зубчатых передач на прочность.....	20
Вопросы для самоконтроля.....	22
Список литературы.....	22
<b>Лекция 5. Червячные передачи</b> .....	23
5.1. Классификация червячных передач и конструкция червячных редукторов.....	23
5.2. Расчет червячных передач на прочность.....	25
Вопросы для самоконтроля.....	27
Список литературы.....	27
<b>Лекция 6. Цепные передачи</b> .....	28
6.1. Классификация и конструкция цепных передач.....	28
6.2. Расчет цепных передач на прочность.....	29
Вопросы для самоконтроля.....	30
Список литературы.....	31
<b>Лекция 7. Фрикционные и ременные передачи</b> .....	32
7.1. Классификация и конструкция ременных передач.....	32
7.2. Кинематический и силовой расчет ременной передачи.....	33
Вопросы для самоконтроля.....	35
Список литературы.....	36
<b>Лекция 8. Детали поддерживающие вращение. Валы и оси</b> .....	37
8.1. Конструкция и материалы валов и осей.....	37

8.2. Расчеты на прочность и жесткость.....	38
Вопросы для самоконтроля.....	41
Список литературы.....	41
<b>Лекция 9. Подшипники скольжения.....</b>	<b>42</b>
9.1. Конструкция и материалы подшипников скольжения.....	42
9.2. Расчеты подшипников скольжения.....	43
Вопросы для самоконтроля.....	44
Список литературы.....	44
<b>Лекция 10. Подшипники качения.....</b>	<b>45</b>
10.1. Конструкция подшипников качения.....	45
10.2. Расчеты подшипников качения.....	46
Вопросы для самоконтроля.....	47
Список литературы.....	47
<b>Лекция 11. Корпусные детали механизмов.....</b>	<b>48</b>
11.1. Общие требования к корпусным деталям.....	48
11.2. Конструкции подшипниковых узлов.....	50
11.3. Уплотнительные устройства.....	50
11.4 Упругие элементы.....	53
Вопросы для самоконтроля.....	54
Список литературы.....	55
<b>Лекция 12. Муфты механических приводов.....</b>	<b>56</b>
12.1. Общие сведения и классификация муфт.....	56
12.2. Конструкции и назначение муфт.....	57
12.3. Расчет и выбор муфт.....	57
Вопросы для самоконтроля.....	59
Список литературы.....	59
<b>Лекция 13. Соединения. Резьбовые соединения.....</b>	<b>60</b>
13.1. Соединения машин. Общие сведения.....	60
13.2. Резьбовые соединения.....	60
13.3. Теория работы и расчет резьбовых соединений.....	60
Вопросы для самоконтроля.....	62
Список литературы.....	63
<b>Лекция 14. Сварные соединения.....</b>	<b>64</b>
14.1. Общие сведения и классификация сварных соединений.....	64
14.2. Расчет сварных соединений.....	64
Вопросы для самоконтроля.....	65
Список литературы.....	66
<b>Лекция 15. Заклепочные соединения.....</b>	<b>67</b>
15.1. Общие сведения и классификация заклепочных соединений.....	67
15.2. Расчет заклепочных соединений.....	68
Вопросы для самоконтроля.....	68
Список литературы.....	69
<b>Лекция 16. Паяные и клеевые соединения.....</b>	<b>70</b>
16.1. Общие сведения и конструкция соединений.....	70
16.2. Расчет соединений на прочность.....	71

Вопросы для самоконтроля.....	72
Список литературы.....	72
<b>Лекция 17. Соединения с гарантированным натягом.....</b>	<b>73</b>
17.1. Общие сведения и конструкция соединений.....	73
17.2. Расчет цилиндрических соединений на прочность.....	75
Вопросы для самоконтроля.....	77
Список литературы.....	78
<b>Лекция 18. Шпоночные, зубчатые, штифтовые, клеммовые и профильные соединения.....</b>	<b>79</b>
18.1. Общие сведения и конструкция соединений.....	79
18.2. Расчет соединений на прочность.....	81
Вопросы для самоконтроля.....	82
Список литературы.....	83
<b>Библиографический список.....</b>	<b>84</b>
<b>Содержание.....</b>	<b>85</b>