

# **Занятие 4/5**

## **Тема 4. соединения**

### **Лекция № 14. Разъёмные соединения для передачи крутящего момента**

#### **Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1) Шпоночные соединения.
- 2) Шлицевые соединен.
- 3) Профильные, призматические и фрикционные соединения.

#### **Учебная литература:**

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для вузов. - М.: Высшая школа, 1991. - 383 с.
2. Чернавский А.С. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1987.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1991. - 432 с.

# Определения:

**Шпоночные соединения** – это разборные подвижные или неподвижные соединения двух деталей, с применением специальных закладных деталей шпонок.

**Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение** – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).

**Профильное соединение** – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности.

**Призматическое соединение** – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.

# Классификация шпоночных соединений:

по степени подвижности:

- **подвижное** –
  - с направляющей шпонкой;
  - со скользящей шпонкой;
- **неподвижное;**

по усилиям, действующим в соединении:

- **напряжённые**, такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными;
- **ненапряжённые**, в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

по виду применяемых шпонок:

- с **призматической** шпонкой, неподвижные или подвижные, в подвижном соединении скользящая и направляющая шпонки призматические;
- с **сегментной** шпонкой;
- с **цилиндрической** шпонкой;
- с **клиновой** шпонкой, соединение напряжённое;
- с **тангенциальной** шпонкой, соединение напряжённое;

# Достоинства и недостатки шпоночных соединений

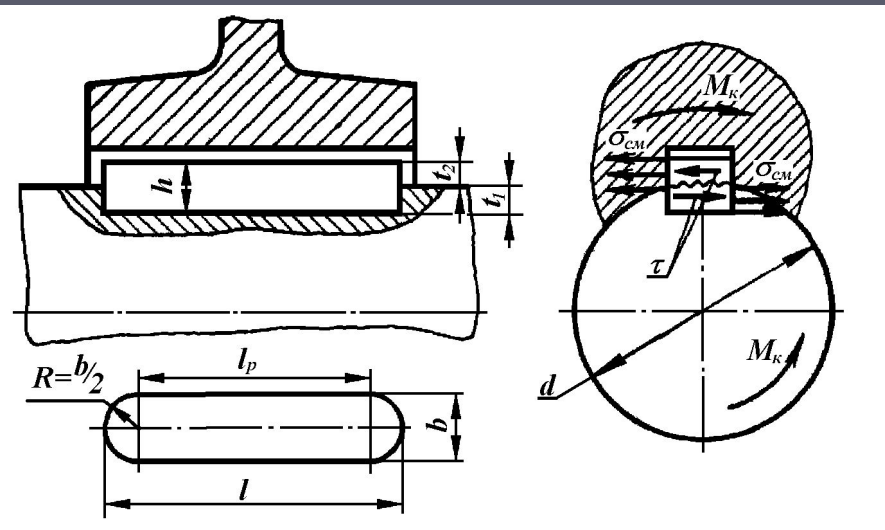
## Достоинства:

- 1) простота и надёжность конструкции;
- 2) лёгкость сборки и разборки;
- 3) простота изготовления и низкая стоимость.

## Недостатки:

- 1) ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- 2) высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- 3) для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

# Соединение призматической шпонкой



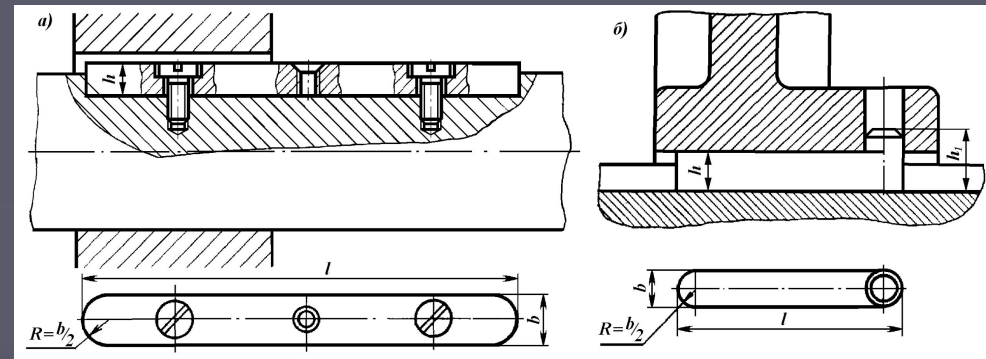
**Рис. 14.1. Неподвижное соединение призматической шпонкой.**

**Виды** призматических шпонок:

- закладные (рис. 14.1);
- направляющие (рис. 14.2а);
- скользящие (рис. 14.2б).

**Материал** шпонок:

- нормальных – стали машиностроительные 40; 45; 50; 55;
- ответственных – легированные стали, например, 40Х, 40ХН, 25ХГС, и др.

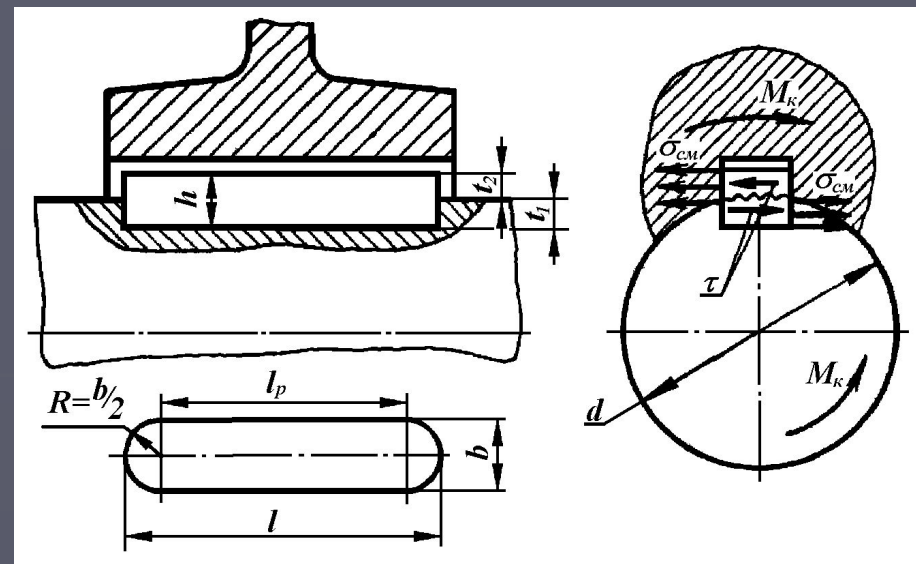


**Рис. 14.2. Подвижные соединения призматической шпонкой:**  
а) направляющая шпонка;  
б) скользящая шпонка.

## Размеры призматических шпонок

Поперечное сечение шпонки имеет форму прямоугольника. Размеры сечения призматических шпонок **стандартизованы** для различных диаметров валов.

Ориентировочные размеры шпоночного соединения призматической шпонкой:



Ширина шпонки, шпоночных пазов вала и ступицы -

$b \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot d$ , где  $d$  - диаметр вала;

отношение высоты шпонки к её ширине  $h/b = 1:1 \dots 1:2$  ;

глубина шпоночного паза на валу  $t_1 = 0,6 \cdot h$ ;

глубина паза ступицы -  $t_2 = 0,5 \cdot h$ ;

радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки  $c = 0,1 \cdot h$ .

Шпонка в паз вала устанавливается в большинстве случаев по более плотной посадке по сравнению с пазом ступицы. Посадки назначаются в зависимости от условий работы соединения.

Поля допусков шпонки:  $b - h9$ ,  $h - h9$ ,  $h11$ , ; паза вала:  $b - H9$ ,  $N9$ ,  $P9$ ,  $t_1 - H14$  или  $h14$ ; паза ступицы:  $b - D10$ ,  $Js9$ ,  $P9$ .

# сегментные шпонки

стандартизованы

## Достоинства:

- 1) не требует индивидуальной подгонки;
- 2) не подвержена опрокидыванию;
- 3) удобнее для сборки соединения.

**Недостаток:** сильнее ослабляет поперечное сечение вала.

Применяются на участках валов, нагруженных незначительными изгибающими моментами.

Таковыми участками обычно являются их концевые участки.

Несущая способность призматических и сегментных шпонок на срез обычно несколько выше их несущей способности на смятие, поэтому проверочный расчет выполняется по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см};$$

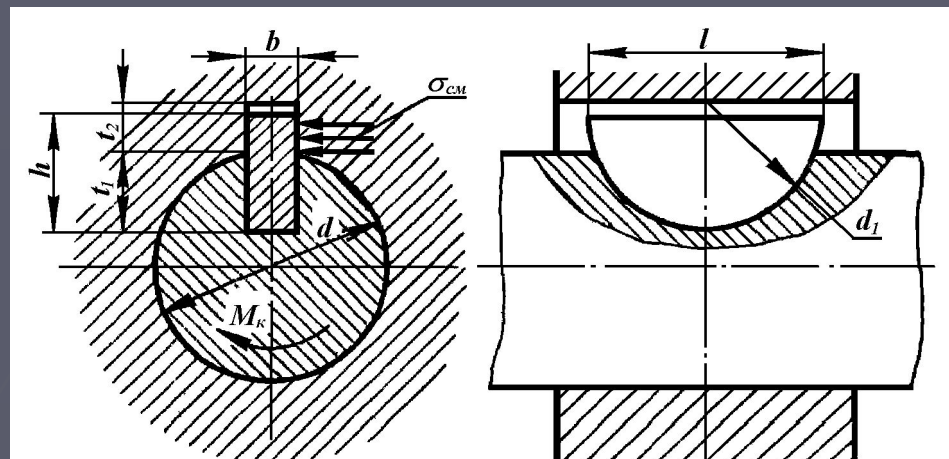


Рис. 14.3. Соединение сегментной Шпонкой

Для призматических шпонок из стали 45:

при постоянной нагрузке и непрерывной работе

$$[\sigma]_{см} = (50...70) \text{ МПа},$$

при работе соединения с 50% загрузкой по времени –

$$[\sigma]_{см} = (130...180) \text{ МПа},$$

при проверке соединения на предельные статические нагрузки  $[\sigma]_{см} = 200 \text{ МПа}$ .

Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают  $[\sigma]_{см} = (10...30) \text{ МПа}$ .



где  $T$  – передаваемый соединением крутящий момент;  $d$  – диаметр вала;  $l_p$  – рабочая длина шпонки (без учета длины закруглённых торцов);  $h$  – высота шпонки;  $t_1$  – величина заглабления шпонки в паз вала.

В особо ответственных соединениях или при использовании нестандартных материалов шпонки выполняется её проверочный расчёт на срез:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau];$$

где  $l$  – полная длина шпонки;  $b$  – её ширина; остальные величины определены выше.

Шпоночные пазы ослабляют также и сечение ступицы. Поэтому внешний диаметр ступицы под шпоночное соединение необходимо увеличивать.

Для чугунных и стальных ступиц внешний диаметр  $D_{cm}$  можно вычислить по эмпирическим формулам

чугун –  $D_{cm} = 2,07 \cdot d^{0,92}$ ; сталь –  $D_{cm} = 1,81 \cdot d^{0,94}$

где  $d$  – диаметр сопрягаемого со ступицей вала.

# Цилиндрические шпонки

**Цилиндрические**  
по условиям изготовления и сборки соединения применяют на концевых участках валов.

Подбор диаметра шпонки производят по напряжениям смятия:

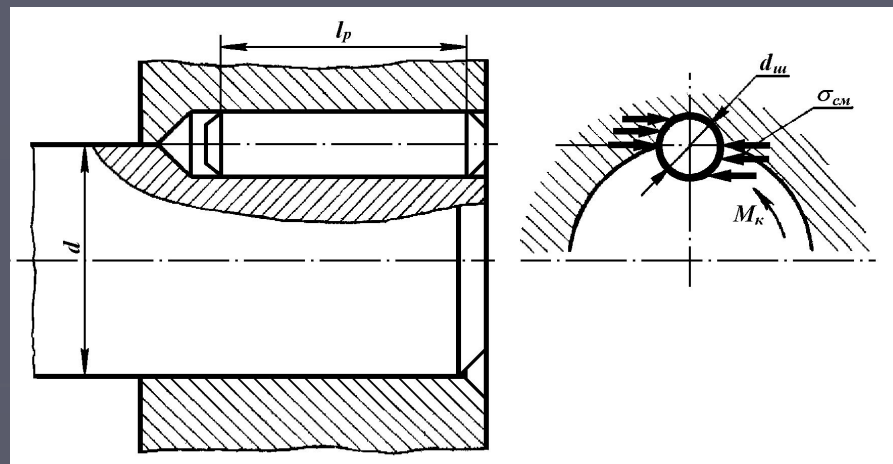


Рис. 14.4. Соединение цилиндрической шпонкой.

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot d_{ш}} \leq [\sigma]_{см}$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент; а геометрические параметры соединения, входящие в формулу представлены на рис. 14.4.

## Тангенциальная шпонка

состоит из двух деталей, каждая из которых выполнена в форме призматического клина с прямоугольным поперечным сечением (рис. 14.5).

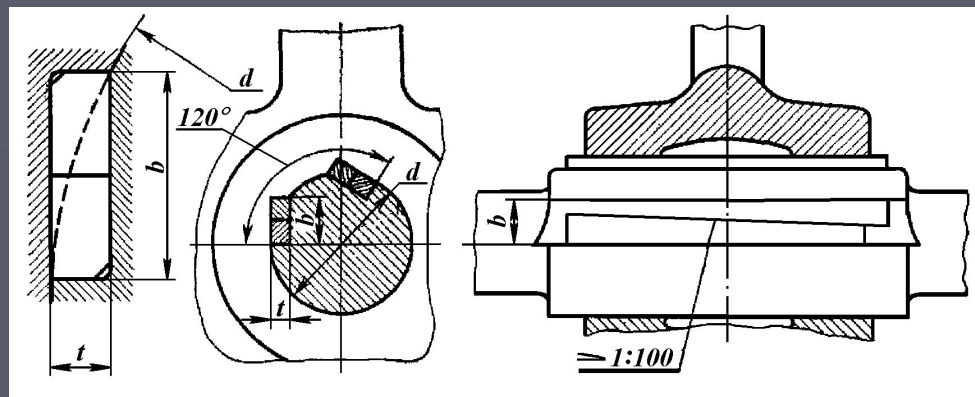


Рис. 14.5. Соединение тангенциальной шпонкой.

Тангенциальные шпонки ставятся парами с углом между опорными поверхностями шпонок на валу  $120\ldots 180^\circ$ .

**Достоинства** тангенциальных шпонок:

материал тангенциальной шпонки работает на сжатие<sup>[1]</sup>;

более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность (шпоночный комплект – 4 детали).

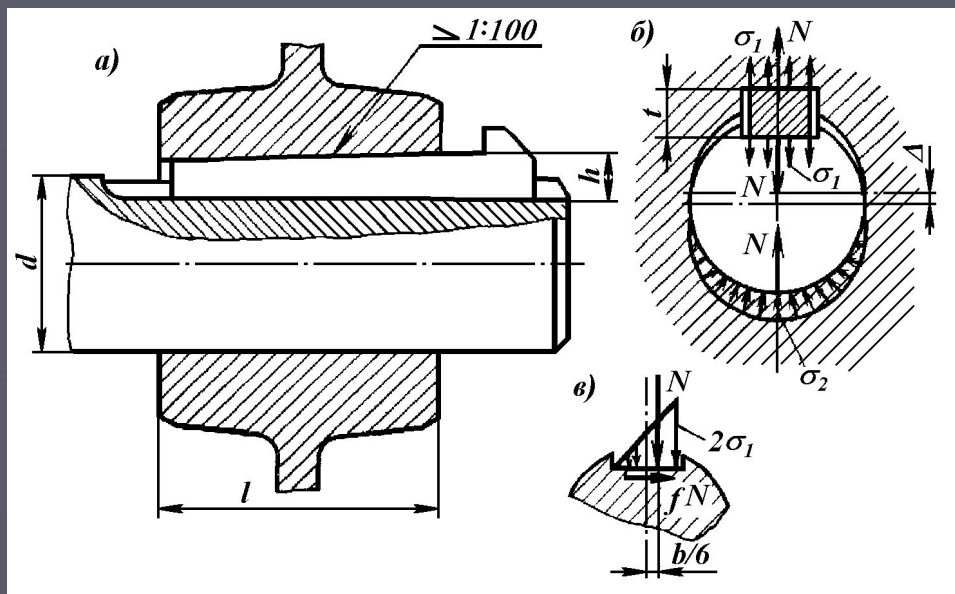
[1] Большинство материалов на сжатие имеет более высокую прочность по сравнению с прочностью на срез.

# Клиновые шпонки

передают момент посредством сил трения, возникающих при взаимодействии шпонки с поверхностями шпоночных пазов вала и ступицы (рис.14.6). Уклон клина клиновых шпонок, как и у тангенциальных, составляет 1:100. При сборке соединения клиновое шпонка внешним усилием, иногда ударами, загоняется в шпоночный паз, создавая предварительный натяг в соединении.

**Преимущества** клиновых шпонок:

- 1) не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;
- 2) соединение с клиновой шпонкой может выдерживать и некоторую осевую нагрузку;
- 3) хорошо работают при действии переменных нагрузок.



**Рис. 14.6. Соединение клиновой шпонкой:**

- а) продольный разрез; б) напряжённое состояние после сборки;  
в) усилия в шпоночном пазе вала в процессе работы.

## Недостатки клиновых шпонок:

- 1) сильная децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
- 2) возможен значительный перекося ступицы при малой её длине и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звёздочки, зубчатого колеса);
- 3) затруднена разборка при ремонте.

Соединение применяется для крепления шкивов и звёздочек на концевых участках валов.

Выбор допускаемых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения, при этом допускаемые напряжения смятия:

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[n]};$$

где  $[n]$  – нормативный коэффициент запаса зависит от требований надёжности и работоспособности, предъявляемых к соединению. Обычно  $1,5 \leq [n] \leq 2$ .

Для призматических шпонок из стали 45:

при постоянной нагрузке и непрерывной работе  $[\sigma]_{см} = (50...70) \text{ МПа}$ ,

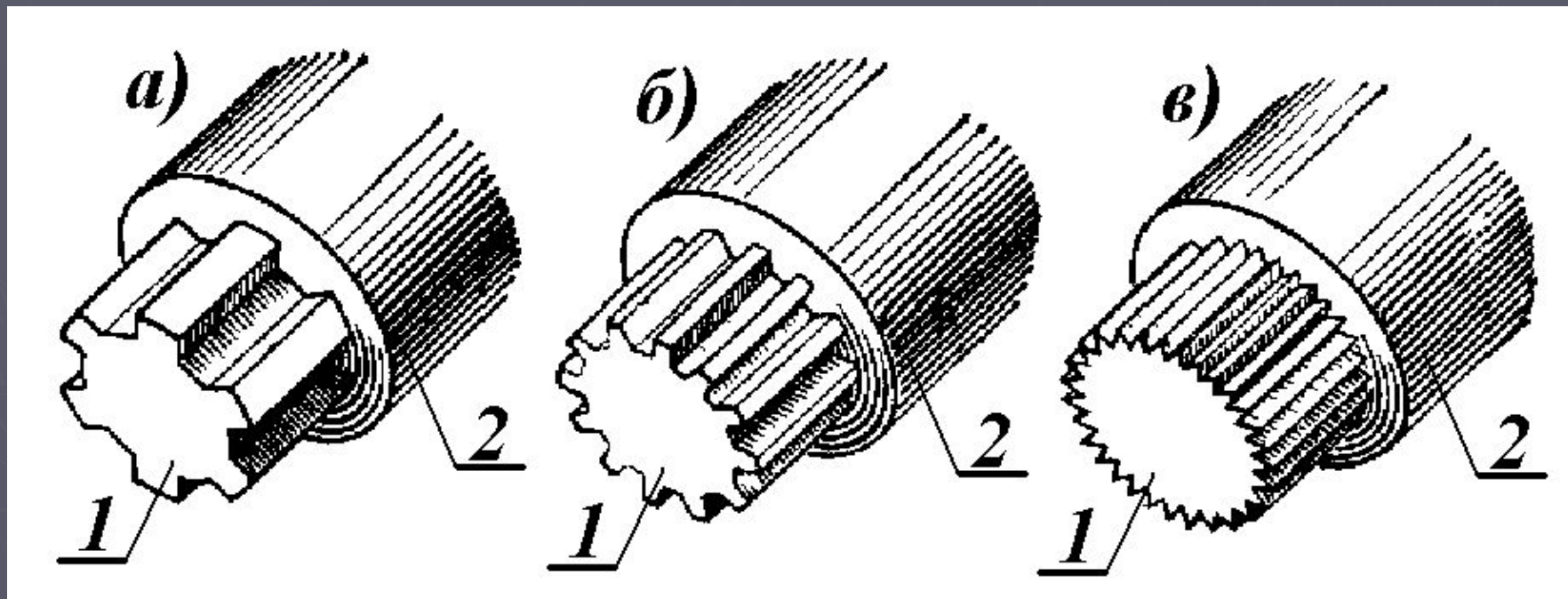
при работе соединения с 50% загрузкой по времени –  $[\sigma]_{см} = (130...180) \text{ МПа}$ ,

при проверке соединения на предельные статические нагрузки  $[\sigma]_{см} = 200 \text{ МПа}$ .

Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы допускаемые напряжения снижают ещё в 2...4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают  $[\sigma]_{см} = (10...30) \text{ МПа}$ .

# Шлицевые соединения.

**Определение:** Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).



**Рис. 14.7. Шлицевое соединение:** а) прямобочными шлицами; б) эвольвентными шлицами; в) треугольными шлицами; 1 – вал, 2 – ступица.

**Преимущества** шлицевого соединения:

- 1) высокая нагрузочная способность;
- 2) меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;
- 3) лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;
- 4) высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках;
- 5) минимальное число деталей, участвующих в соединении.

**Недостатком** шлицевого соединения является относительно высокая **стоимость и трудоёмкость изготовления и ремонта.**

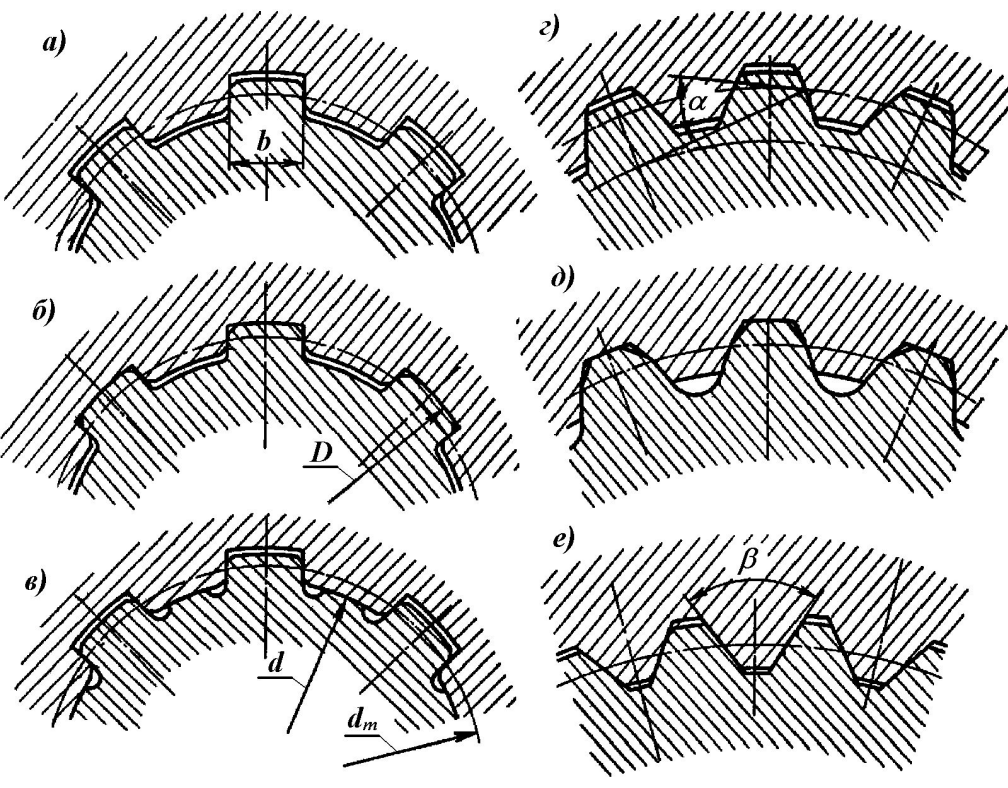
**Стандартизованы** прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения. Прямобочные шлицевые соединения выполняются с числом шлицов  $6 \leq z \leq 20$  для диаметров валов  $14 \leq d \leq 125$  мм; эвольвентные –  $6 \leq z \leq 82$  для валов диаметром  $4 \leq d \leq 500$  мм.

Пример обозначения прямобочного шлицевого соединения:  
***D-8 × 36H11/a11 × 40H7/js6 × 6F8/f8 ГОСТ 1139-80.***

Центрирующая поверхность: ***D*** – внешний диаметр вала;  
***d*** - внутренний диаметр вала; ***b*** - боковая поверхность шлицов.

Обозначение эвольвентного шлицевого соединения несколько проще:  
центрирование по боковым поверхностям зубьев - ***70 × 3 × H9/k8 ГОСТ 6033-80;***

центрирование по наружному диаметру - ***50 × H7/g6 × 2 ГОСТ 6033-80.***



**Рис. 14.8. Типы и центрирование зубчатых (шлицевых) соединений:**

прямобоочные – **а)** по боковым поверхностям **б;** по наружному диаметру **Д;** **в)** по внутреннему диаметру **д;**  
 эвольвентные – **г)** по боковым поверхностям; **д)** по наружному диаметру;  
 треугольные – **е)** центрируются только по боковым поверхностям.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев позволяет более равномерно распределить нагрузку между зубьями, но хуже центрирует соединение.

Центрирование по диаметру, наружному или внутреннему, обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы. Выбор для центрирования наружного или внутреннего диаметра определяется технологическими требованиями. При относительно невысокой твёрдости ступицы ( $\leq 350$  НВ или  $\leq 38$  HRC) центрирование лучше выполнять по наружному диаметру (80% прямобоочных шлицевых соединений), при высокой твердости ступицы ( $\geq 40$  HRC) – по внутреннему.



**Эвольвентные шлицевые соединения** по сравнению с прямобочными обладают большей несущей способностью и меньшей концентрацией напряжений (примерно в 2 раза). Шлицевые валы с эвольвентными шлицами удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки), а ступицы протягиванием. Угол профиля образующей рейки (в некотором роде аналог угла зацепления зубчатых колёс)  $\alpha=30^\circ$  (см. рис. 14.8, г), а высота шлица –  $(0,8...1,0) \cdot m$ .

**Треугольные шлицевые соединения** не стандартизованы и применяются главным образом в качестве неподвижных при тонкостенных соединяемых элементах или при наличии жёстких ограничений в диаметральных размерах. Центрирование в этих соединениях, как упоминалось выше, возможно только по боковым поверхностям шлицов. Угол впадины между боковыми поверхностями шлицов вала может составлять  $\beta=90^\circ$ ,  $\beta=72^\circ$  или  $\beta=60^\circ$  (см. рис. 14.8, е). Модуль таких шлицов невелик и обычно лежит в пределах  $0,2 \leq m \leq 1,5$  мм. Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

**Расчёт шлицевых соединений.** Сопротивление боковых поверхностей зубьев изнашиванию и смятию – основные критерии работоспособности шлицевых соединений. Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие (при отсутствии осевых и опрокидывающих нагрузок). Расчёт на смятие производится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{ср} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см}$$

где  $\sigma_{см}$  и  $[\sigma]_{см}$  – действующие и допускаемые напряжения для детали из более слабого материала;  $T$  – момент, передаваемый соединением;  $d_{ср}$  – средний диаметр соединения;  $z$  – число зубьев;  $h$  и  $l$  – высота и длина контактной поверхности зубьев;  $\psi$  – коэффициент неравномерности распределения давления по контактной поверхности зуба ( $0,7 \leq \psi \leq 0,8$ ). Высота контактной поверхности зуба  $h$  и средний диаметр соединения  $d_{ср}$  для соединений с прямобочными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \qquad d_{ср} = \frac{D + d}{2}$$

где  $f$  – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами:

$$h = 0,815 \cdot m$$

$$d_{cp} = D - 1,1 \cdot m$$

для соединений с треугольными шлицами:

$$h = \frac{D - d}{2}$$

$$d_{cp} = m \cdot z$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

при лёгких условиях работы –

$$[\sigma]_{см} = 10...20 \text{ МПа}$$

при тяжёлых условиях работы

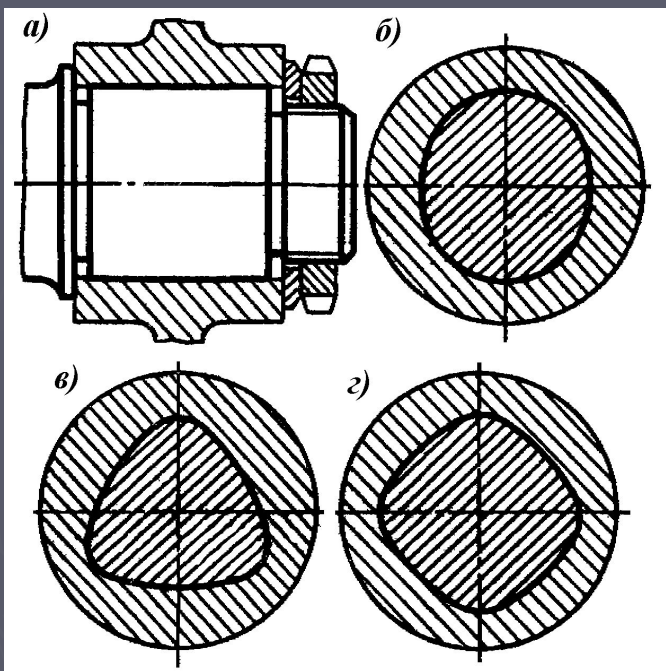
$$[\sigma]_{см} = 5...10 \text{ МПа}$$

Для неподвижных соединений допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[s] \cdot K_{см} \cdot K_d}$$

где  $[s] = (1,25...1,4)$  – нормативный коэффициент запаса по условиям работы и изготовления деталей соединения;  $K_{см} = (4...5)$  – коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по ГОСТ 21425-75;  $K_d = (2...2,5)$  – коэффициент динамичности нагрузки при её реверсировании без ударов.

# Профильные, призматические и фрикционные соединения.



**Рис. 14.10. Профильное соединение:**

а) продольное сечение; б), в), г) возможные поперечные сечения: овальное, треугольное, квадратное.

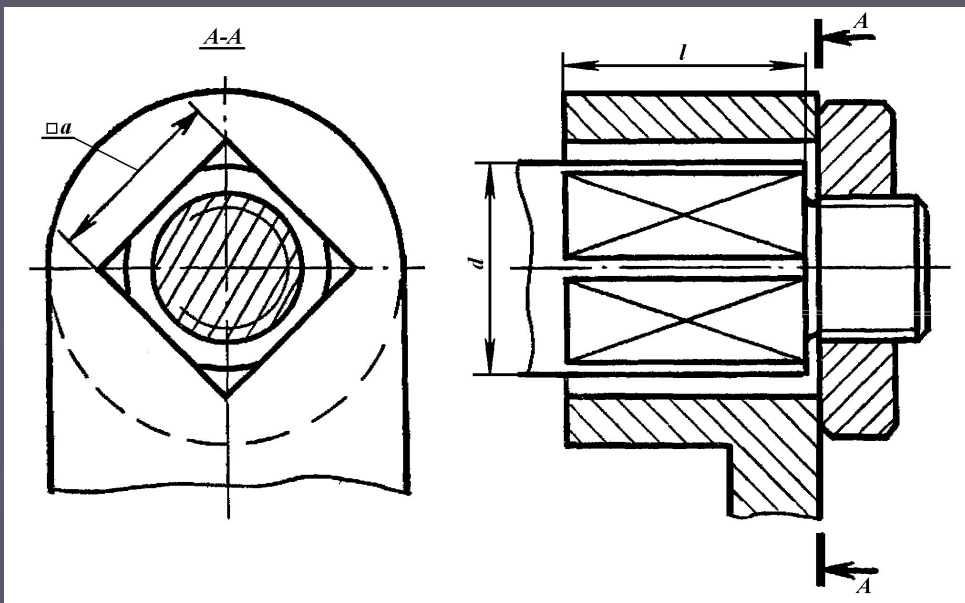
## Определение:

*Профильное соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности.*

**Достоинство:** простота и отсутствие выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

## Недостатки:

- 1) существенно большие контактные напряжения по сравнению со шлицевыми;
- 2) значительные распорные силы действующие на ступицу.



**Рис. 14.9. Соединение  
призматическое  
«на квадрат».**

а допустимый передаваемый момент:

$$[T] = \frac{z \cdot a^2 \cdot l \cdot [\sigma]_{см}}{3}$$

где  $z$  – число граней;  $a$  и  $l$  – ширина и длина рабочей части грани;  $[\sigma]_{см}$  – допускаемые напряжения смятия для наиболее слабой детали.

## Определение:

*Призматическое соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.*

Максимальные напряжения смятия в призматическом соединении:

$$\sigma_{см} = \frac{3 \cdot T}{z \cdot a^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{см}$$

К группе **фрикционных соединений (соединений с натягом)** относятся соединения, в которых передача крутящего момента происходит за счёт сил трения, возникающих между контактирующими поверхностями соединения вследствие их предварительного сжатия при сборке.

Таковыми являются **прессовые, клеммовые и конусные** соединения.

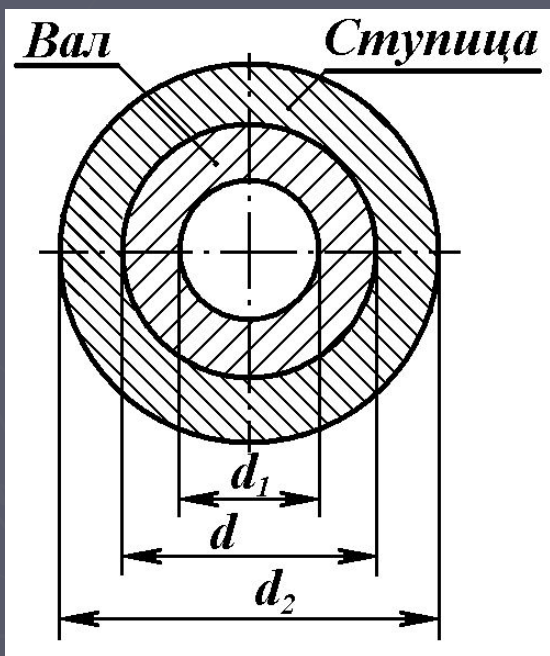


Рис. 14.11.  
Поперечное  
сечение прессового  
соединения

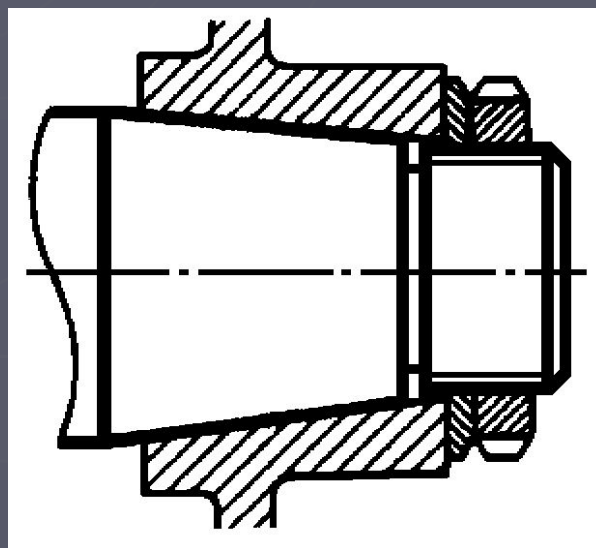


Рис. 14.12. Конусное  
фрикционное  
соединение

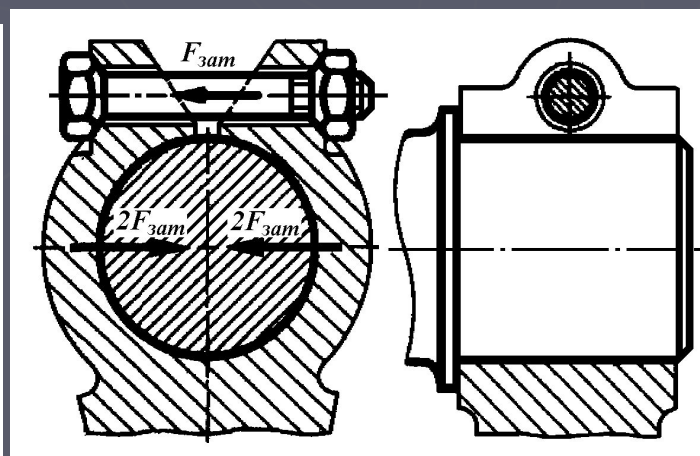


Рис. 14.13. Клеммовое  
соединение

Лекция окончена.  
Спасибо за внимание