

Шпоночные, шлицевые, штифтовые соединения

Доцент кафедры
самолетостроения
к.т.н. Мухин Д.В.

Учебные вопросы

1. Шпоночные соединения
2. Шлицевые соединения
3. Штифтовые соединения

1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения применяют для передачи вращающего момента между валом и ступицей, насаженной на вал детали, например, ступицей зубчатого колеса, шкива, маховика и т. п. Передача вращающего момента между деталями соединения осуществляется с помощью специальной детали — шпонки .

Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные, осуществляемые призматическими, сегментными или цилиндрическими шпонками, и напряженные, осуществляемые клиновыми шпонками.

Различают неподвижные и подвижные шпоночные соединения. В неподвижных соединениях ступицы не могут перемещаться по валу в осевом направлении, у подвижных соединений ступицы могут перемещаться по валу; в этом случае используют достаточно длинные направляющие шпонки, которые крепятся к валу винтами.

В машиностроении основное распространение имеют ненапряженные неподвижные шпоночные соединения как более простые в изготовлении.

Соединения призматическими шпонками. Эти соединения наиболее широко применяют в машиностроении; призматические шпонки стандартизированы и их размеры выбирают по ГОСТ 23360-78.

Достоинства соединений призматическими шпонками: простота конструкции и низкая стоимость.

Недостатки: вал и ступица ослаблены шпоночными пазами; в зоне шпоночного паза возникает концентрация напряжений, что снижает усталостную прочность деталей соединений;

трудно обеспечить их взаимозаменяемость, последнее вызывает необходимость ручной подгонки или подбора шпонки по пазу;

малонадежная работа соединений при действии ударных, реверсивных и циклических нагрузок.

Шпонки общемашиностроительного назначения обычно изготавливают из углеродистых сталей 45 и 50 светлого проката или чистотянутых профилей. В сильно нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей, например, из стали 40Х с термической обработкой до твердости 35-45 HRC_э.

Ширину b и высоту h обыкновенных призматических шпонок выбирают по ГОСТ 233460-78 в зависимости от посадочного диаметра d соединения.

Концы шпонок могут быть плоскими или скругленными; шпонки со скругленными концами применяют чаще.

Глубина врезания шпонки в ступицу

$k = 0.43h$ при $d < 40$ мм

$k = 0,4h$ при $d > 4,0$ мм.

В расчетах приближенно принимают заглубление шпонки в вал $t_1 = 0,6h$, а в ступицу $k = 0,4h$. Обычно призматические шпонки вставляют в паз вала с натягом без дополнительного крепления, а в паз ступицы — с небольшим зазором.

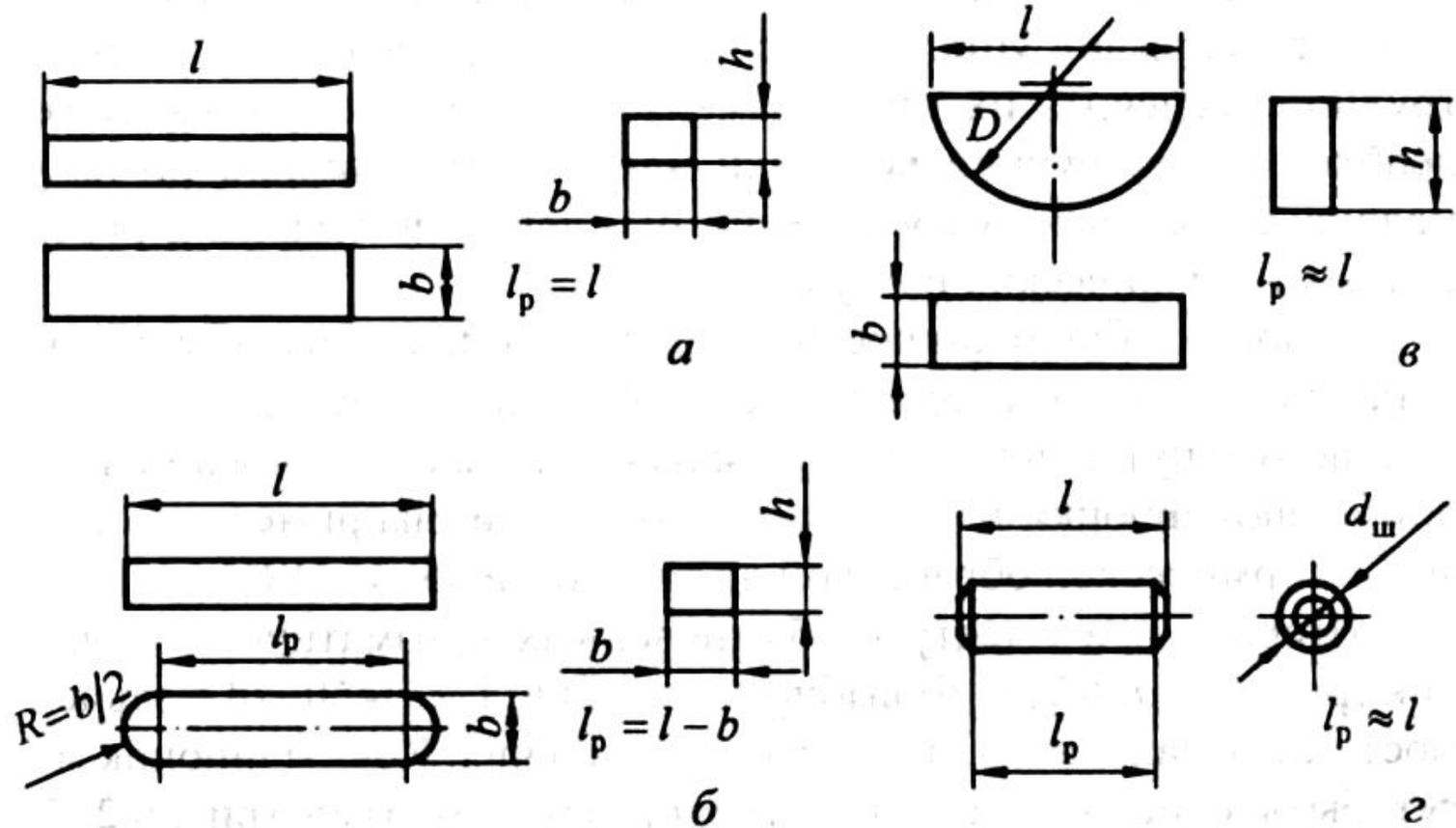


Рис. .2. Виды наиболее часто применяемых шпонок:
а — призматические с плоскими торцами; **б** — призматические с закругленными торцами; **в** — сегментные; **г** — цилиндрические

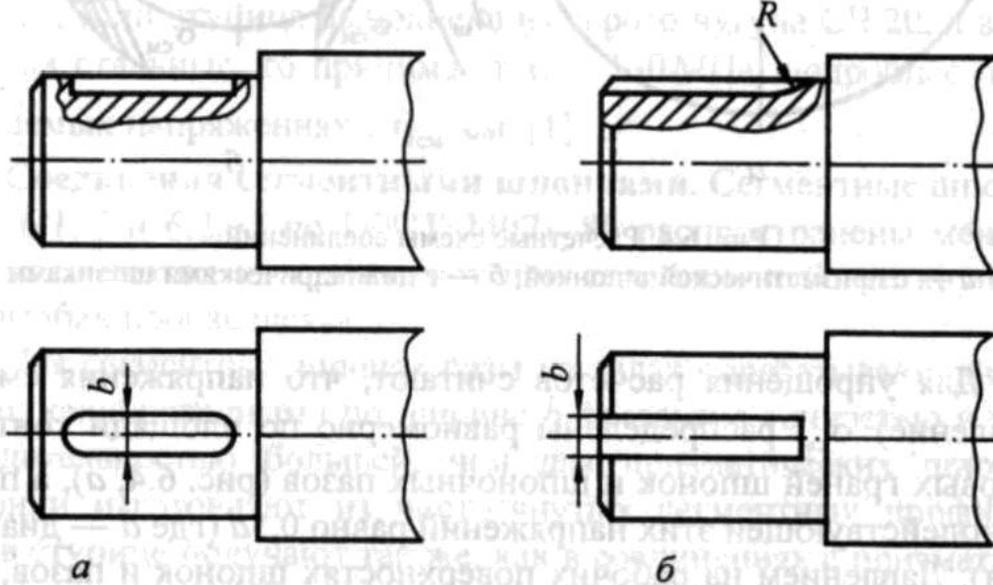
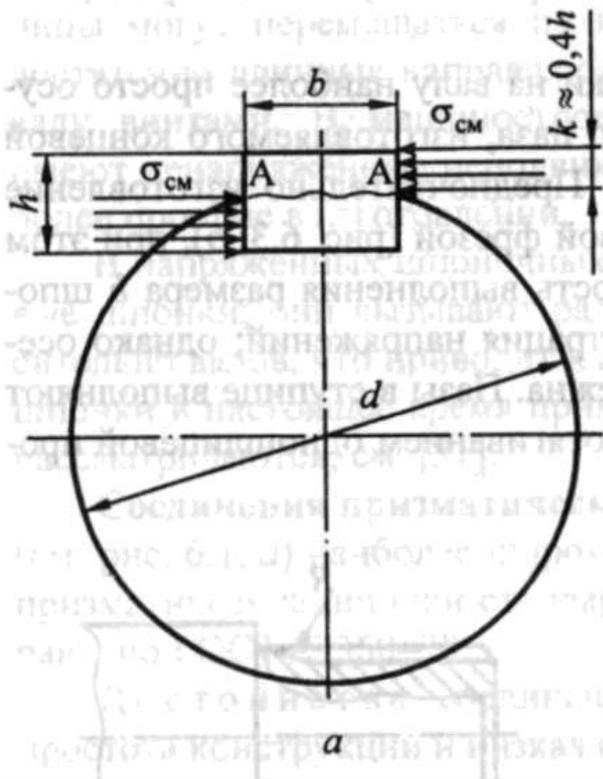


Рис. 3. Шпоночные пазы в валу, изготовленные:
a — концевой (пальцевой) фрезой; *б* — дисковой фрезой

Осевое фиксирование шпонки на валу наиболее просто осуществляют применением глухого паза, изготовляемого концевой (пальцевой) фрезой .

Предпочтительно изготовление шпоночного паза на валу дисковой фрезой, при этом достигается более высокая точность выполнения размера b шпоночного вала и меньшая концентрация напряжений; однако осевая фиксация шпонки менее надежна. Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.



Действующий на соединение вращающий момент T вызывает напряжения сдвига $\sigma_{ср}$ в шпонке по сечению А—А и напряжения смятия $\sigma_{см}$ на боковых гранях шпонки и пазов ступицы и вала. При стандартизации размеры поперечного сечения шпонок (b и h), а также глубину врезания шпонок в ступицу и в вал принимают таким образом, чтобы несущую способность соединения определяли напряжения смятия на боковых гранях шпонки

Для упрощения расчетов считают, что напряжения смятия (давление) $\sigma_{см}$ распределены равномерно по площади контакта боковых граней шпонок и шпоночных пазов, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $0,5d$ (где d —диаметр вала). Давлением на рабочих поверхностях шпонок и пазов, возникающим при посадке шпонок в паз вала с натягом, пренебрегают.

При этих упрощениях напряжения смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу находят по формуле :

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p k}$$

а условие прочности записывают в виде:

$$\frac{2T \cdot 10^3}{d l_p k} \leq [\sigma]_{см}$$

где T — вращающий момент, Нм; d — посадочный диаметр, мм; l_p — рабочая длина шпонки, мм; k — глубина врезания шпонки в ступицу, мм; $[\sigma]_{см} = \sigma_T/S$ —допускаемые напряжения смятия для более слабого материала шпонки, вала или ступицы, МПа; σ_T — предел текучести, МПа; S —коэффициент запаса.

При нереверсивной нагрузке, мало изменяющейся по величине, принимают коэффициент запаса $S = 1,9...2,3$, а при частых пусках и остановках —

$S = 2,9...3,5$; при реверсивной нагрузке коэффициент запаса повышают на 30 %.

Соединения сегментными шпонками.

Сегментные шпонки по ГОСТ 24071-80 распространены меньше призматических; их применяют при серийном и более крупном масштабах производства. Для сегментных шпонок пазы на валах обрабатывают дисковыми, калиброванными по ширине b фрезами с точностью и производительностью большей, чем для призматических шпонок. Шпонки изготовляют из чистотянутых сегментных профилей. Паз в ступице получают так же, как в соединениях с призматическими шпонками, долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой. **Достоинствами** соединений с сегментными шпонками являются: простота конструкции; взаимозаменяемость и технологичность (вследствие высокой точности изготовления не требуется ручной подгонки или подбора шпонки по пазу); устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала исключает возможность ее перекоса (выворачивания).

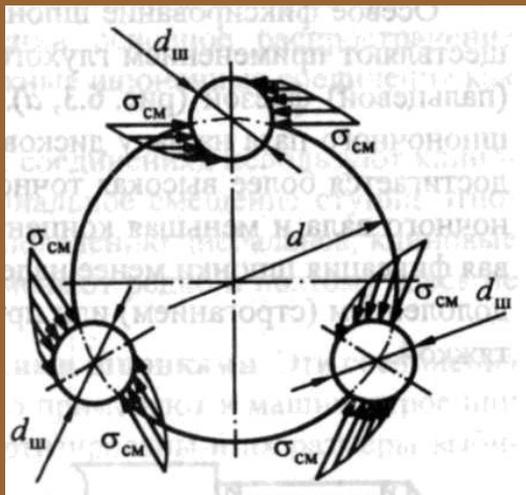
Недостатки: необходимость глубокой канавки под шпонку на валу ослабляет вал, а малая длина шпонок ограничивает нагрузочную способность соединения.

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами: шириной b и диаметром заготовки D . При том же посадочном диаметре соединения d ширину b и глубину k врезания в ступицу выбирают так же, как для призматических шпоночных соединений. Высота шпонки $h=0,4D$, длина $l = D$ и расчетная длина $l_p = l$.

Рассчитывают соединения с сегментными шпонками так же, как соединения с призматическими шпонками, т. е. по напряжениям смятия.

Цилиндрические шпонки. Цилиндрические шпонки по ГОСТ 3128-70 и 12207-79 применяют при свободном доступе к торцу соединения. Отверстия под эти шпонки параллельны оси вала и обрабатывают их после сборки вала и ступицы (половина отверстия сверлится на валу и половина — в ступице), обеспечивая посадку шпонки в отверстие с натягом. Диаметр $d_{ш}$ и расчетную длину шпонки l_p в первом приближении принимают $d_{ш} = (0,13...0,16)d$, $l_p = (3...4)d_{ш}$, где d — диаметр вала (посадочный диаметр соединения).

Установка нескольких шпонок в одном соединении увеличивает несущую способность соединения практически пропорционально числу установленных шпонок благодаря тому, что совместная обработка отверстий для шпонок на валу и в ступице обеспечивает равномерное распределение нагрузки между шпонками. Необходимое число шпонок $z_{ш}$ определяют из условия прочности рабочих поверхностей на смятие. Действующие напряжения смятия на цилиндрической поверхности шпонок диаметром $d_{ш}$ определяют с учетом неравномерности распределения напряжений смятия (серповидная эпюра).



$$z_{ш} = \frac{16T \cdot 1000}{\pi d d_{ш} l_p [\sigma]_{сж}}$$

где T — в Нм; d , $d_{ш}$ и l_p — в мм; $[\sigma]_{сж}$ — в МПа.
 В связи с более точной расчетной схемой для цилиндрических шпонок $[\sigma]_{сж}$ можно увеличить на 25...30 % по сравнению с допускаемыми напряжениями смятия для призматических шпонок

2. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения валов со ступицами различных деталей, таких как зубчатые колеса, шкивы, диски фрикционных муфт и т. п., применяют, как и шпоночные соединения, для передачи вращающего момента. В этом соединении на валу изготовляют выступы (зубья, шлицы), входящие во впадины (шлицы) ступицы.

Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: высокая несущая способность благодаря значительно большей рабочей поверхности зубьев — шлицев; высокая усталостная прочность вала вследствие незначительной концентрации напряжений; возможность применения высокоточных и высокопроизводительных методов обработки шлицев в ступицах (протягиванием) и зубьев на валах (фрезерованием червячными фрезами, шлифованием, как при нарезании зубьев зубчатых колес) — это позволяет получить высокую точность центрирования и взаимозаменяемость деталей шлицевых соединений.

Недостатки: высокая стоимость соединений из-за сложности технологического оборудования (зубофрезерные, протяжные и шлифовальные станки); высокопроизводительные современные способы изготовления шлицевых соединений становятся экономически целесообразными лишь при крупносерийном и серийном производствах

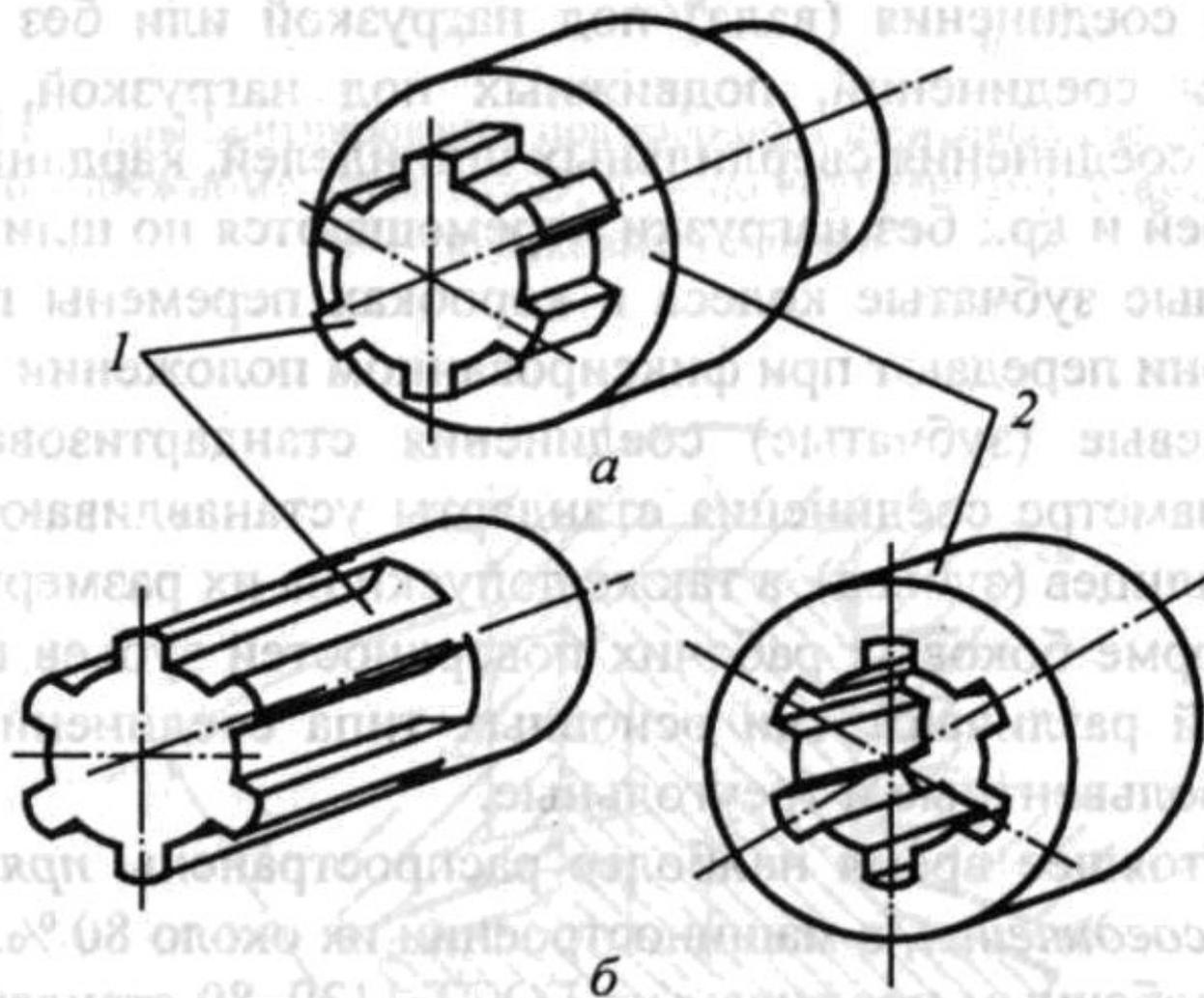


Рис. .5. Шлицевое соединение (а) и его детали (б):

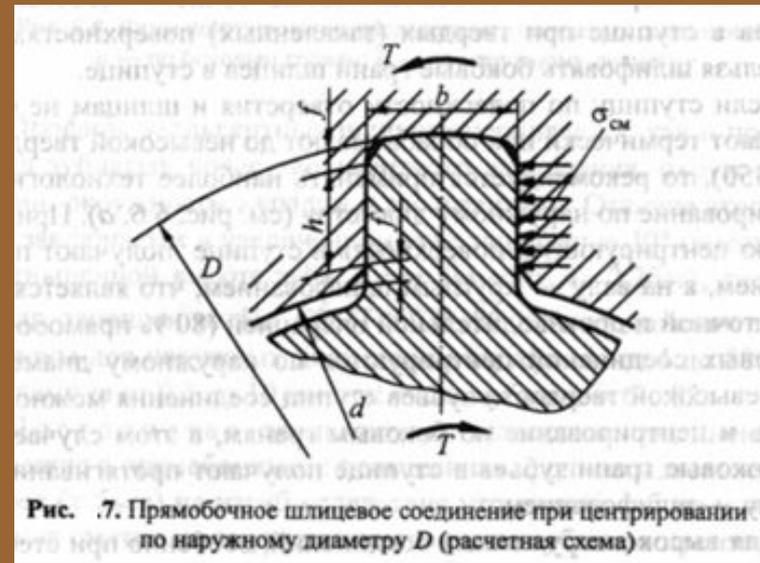
1 — вал шлицевой (зубчатый); 2 — ступица со шлицами (зубьями)

Различают шлицевые соединения — неподвижные в осевом направлении для жесткого соединения валов с зубчатыми колесами, шкивами и другими деталями и подвижные соединения с возможностью относительного взаимного перемещения деталей вдоль оси соединения (вала) под нагрузкой или без нагрузки. Примерами соединений, подвижных под нагрузкой, являются шлицевые соединения сверлильных шпинделей, карданных валов автомобилей и др.; без нагрузки перемещаются по шлицам валов передвигаются зубчатые колеса в коробках перемены передач, а нагрузку они передают при фиксированном положении.

Шлицевые (зубчатые) соединения стандартизованы. При данном диаметре соединения стандарты устанавливают число и размеры шлицев (зубьев), а также допуски на их размеры.

По форме боковых рабочих поверхностей зубьев шлицевых соединений различают три основных типа соединений: прямобочные, эвольвентные и треугольные.

В настоящее время наиболее распространены *прямобочные шлицевые соединения*, в машиностроении их около 80 %. Соединения с прямобочным профилем по ГОСТ 1139-80 стандартизованы для валов диаметром от 14 до 125 мм, с числом зубьев (в зависимости от диаметра вала) от 6 до 20. В поперечном сечении профиль прямобочных шлицев очерчивается окружностью выступов зубьев D , окружностью впадин диаметром d и прямыми, определяющими ширину зубьев (шлицев) b . В прямобочных соединениях зубья (выступы) вала имеют постоянную толщину b и расположены в радиальном направлении, они входят во впадины (шлицы) соответствующей формы в ступице.



Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая. С переходом от легкой к средней и тяжелой сериям при одном и том же внутреннем диаметре d увеличивается наружный диаметр D и число зубьев z , в связи с этим повышается несущая способность соединений. Соединения с прямоугольными шлицами выполняют с центрированием по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по боковым граням b .

При выборе способа центрирования руководствуются величиной нагрузки на соединение, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

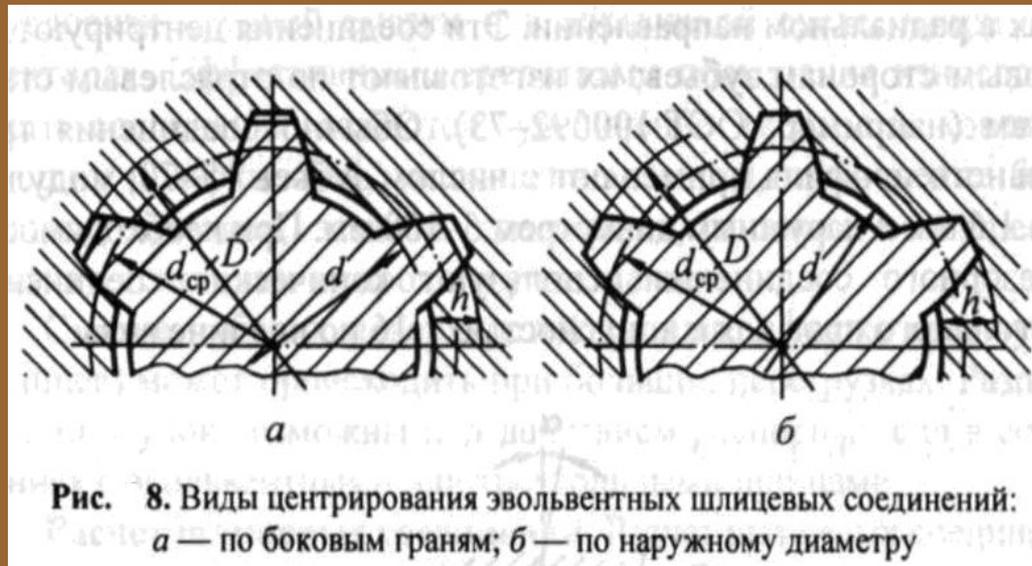
Несущую способность шлицевых соединений и износостойкость шлицев можно значительно увеличить повышением твердости рабочей поверхности (боковых граней) шлицев путем термообработки или другим способом; при этом возникают трудности с окончательной обработкой твердых поверхностей, так как обычно они поддаются только шлифованию. Круглое наружное шлифование шлицевых валов не представляет никаких трудностей; сложнее шлифовать отверстия в ступицах по диаметру d и боковые грани зубьев шлицевых валов; невозможно шлифовать боковые грани шлицев и впадины между шлицами (по диаметру D) у ступиц. При центрировании по наружному и внутреннему диаметрам несоосность вала и ступицы будет меньше, чем при центрировании по боковым граням.

Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями, чем при других способах центрирования; область применения этого способа центрирования ограничена невозможностью точного изготовления шлицев в ступице при твердых (закаленных) поверхностях, так как нельзя шлифовать боковые грани шлицев в ступице

Если ступицу по поверхности отверстия и шлицам не обрабатывают термически или обрабатывают до невысокой твердости ($HB < 350$), то рекомендуется применять наиболее технологичное центрирование по наружному диаметру. При этом точную центрирующую поверхность в ступице получают протягиванием, а на валу — круглым шлифованием, что является наиболее точной и производительной операцией (80 % прямобочных шлицевых соединений центрируются по наружному диаметру). При невысокой твердости зубьев ступиц соединения можно применять и центрирование по боковым граням, в этом случае точные боковые грани зубьев в ступице получают протягиванием, а на валу — шлифованием. Для высоконагруженных соединений, особенно при стесненных габаритах, термообработка на высокую твердость рабочих поверхностей (закалка) является необходимой. В этом случае исправить неизбежную после термообработки поводку (искажение формы деталей) и получить точные центрирующие поверхности можно шлифованием. Когда отверстие в ступице имеет высокую поверхностную твердость, обычно применяют центрирование по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием; при этом получают наиболее высокую степень точности центрирования вала и ступицы.

Соединения с эвольвентными зубьями — шлицами по ГОСТ 6033-80; их выполняют с центрированием по боковым (рабочим) поверхностям или по наружному диаметру; наиболее распространен первый способ центрирования.

Профиль эвольвентных шлицев очерчивается, как и профиль зубьев зубчатых колес эвольвентного зацепления, окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентами. Отличие этого профиля заключается в увеличенном угле зацепления 30° (вместо 20°) и уменьшенной высоте зуба $h=t$ (вместо $h=2,25t$), где t — модуль зацепления. По ГОСТ 6033-80 эти соединения предусмотрены для наружных диаметров в интервале от 4 до 500 мм с модулями t от 0,5 до 10 мм при числе зубьев $z = 6...82$.



Достоинства эвольвентных шлицевых соединений по сравнению с прямобочными:

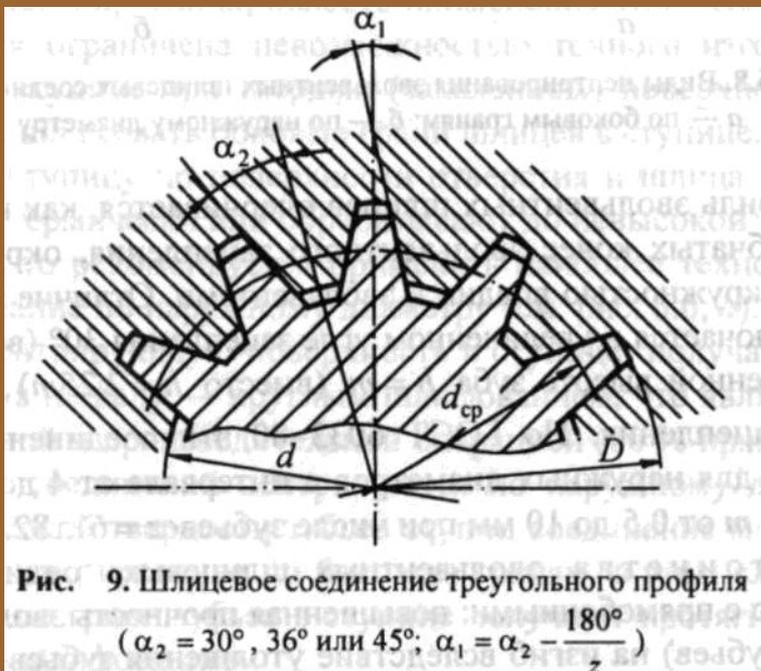
повышенная прочность эвольвентных шлицев (зубьев) на изгиб вследствие утолщения зубьев у основания и на смятие из-за увеличенного числа зубьев;

в производстве требуется меньшая номенклатура фрез, так как эвольвентные шлицы одинакового модуля можно нарезать одной фрезой или долбяком, в то время как при изготовлении прямобочных шлицев для каждого размера и числа зубьев требуется отдельная фреза;

при обработке зубьев (шлицев) могут быть использованы совершенные технологические процессы, применяемые для изготовления зубьев зубчатых колес.

Недостатки: эвольвентные протяжки дороги и трудоемкость шлифования эвольвентных шлицев больше, чем прямобочных.

Шлицевые прямобочные и эвольвентные соединения выполняют, как правило, прямозубыми.



Шлицевые соединения треугольного профиля, большей частью неподвижные, применяют при стесненных габаритах в радиальном направлении. Эти соединения центрируют по боковым сторонам зубьев; их изготавливают по отраслевым стандартам (например, ОСТ 100092-73).

Обычно соединения треугольного профиля применяют с числом зубьев 15-70, модулем 0,2... 1,6 мм и наружным диаметром 5-100 мм. При необходимости беззазорного соединения используют конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 по впадине вала.

Виды отказов

К основным видам отказов (выход из строя) шлицевых соединений относят износ и смятие рабочих поверхностей; возможны усталостные разрушения валов, разрывы втулок — ступиц с внутренними зубьями, а также срез зубьев.

Износ является следствием работы сил трения при микроперемещениях (взаимное относительное скольжение) контактирующих поверхностей в процессе работы. Скольжение и изнашивание происходит при несоосности вала и втулки (ступицы) вследствие неизбежных погрешностей изготовления, а также из-за взаимного смещения вала и втулки под действием радиальных (поперечных) переменных или циркуляционных нагрузок и при действии переменных изгибающего и вращающего моментов. Особо большой износ наблюдается в шлицевых соединениях в условиях скудной смазки и в абразивной среде, например в тракторах. Эффективными средствами повышения износостойкости соединения являются: увеличение твердости контактирующих поверхностей, уменьшение зазоров, применение более плотных посадок, затяжка соединения, а также совершенная смазка в сочетании с хорошим уплотнением.

- Смятие рабочих поверхностей шлицев, а также срез зубьев (шлицев) может происходить при больших перегрузках.
- Разрывы ступиц втулок возможны под действием распорных сил в соединениях с эвольвентными или треугольными шлицами.

Расчет шлицевых соединений. Расчет шлицевых соединений проводят по двум критериям работоспособности:

- а) по критерию смятия в качестве основного для большинства соединений, передающих только вращающий момент, и в качестве дополнительного для ответственных соединений, подверженных циркуляционной нагрузке, где, кроме вращающего момента, присутствуют изгибающий момент и поперечные силы, вращающиеся относительно соединения;
- б) по критерию износостойкости в качестве основного для соединений, подверженных переменной циркуляционной нагрузке, когда на соединение, кроме вращающих моментов, действуют радиальные силы и изгибающие моменты.

Соединения, нагруженные только вращающим моментом (муфты), на износ не рассчитывают.

В случаях, когда износ не допускается, проводится дополнительный расчет на отсутствие износа при неограниченно большом числе циклов нагружений (расчет на безыносную работу).

После расчетов по этим критериям несущей способностью соединения считается меньшая из полученных.

Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений по критерию смятия

В напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев находят в предположении равномерного распределения напряжений по рабочей поверхности зубьев при наибольшем вращающем моменте T . Неравномерность распределения нагрузки между зубьями учитывают с помощью коэффициента k_{pH}

$$\sigma_{CM} = \frac{2000Tk_{pH}}{d_{cp}zhl} \leq [\sigma]_{CM}$$

T — расчетный вращающий момент, Нм;
 k_{pH} — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки ($k_{pH} = 1,1 \dots 1,5$);

d_{cp} — средний диаметр соединения, мм; h — рабочая высота зубьев, мм;

l — длина соединения, мм; $[\sigma]_{CM}$ — допускаемые напряжения смятия, МПа

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f; \quad d_{cp} = \frac{D+d}{2}$$

Прямобоочный профиль

D — наружный диаметр зубьев вала;

$$h = 0,8m; \quad d_{cp} = D - 1,1m$$

Эвольвентный профиль

d — внутренний диаметр втулки (ступицы);

f — размер фаски

$$h = \frac{D-d}{2}; \quad d_{cp} = mz$$

Треугольный профиль

m — модуль зубьев соединения.

Таблица 1

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$, МПа

Тип соединения	Условия эксплуатации	Твердость поверхности зубьев	
		до 350 НВ	свыше 40 HRC ₂
Неподвижное, с осевой фиксацией	<i>a</i>	35–50	40–70
	<i>б</i>	60–100	100–140
	<i>в</i>	80–120	120–200
Подвижное без нагрузки	<i>a</i>	15–20	20–35
	<i>б</i>	20–30	30–60
	<i>в</i>	25–40	40–70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	—	3–10
	<i>б</i>	—	5–15
	<i>в</i>	—	10–20

Примечания: *a* — тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами, смазка скудная или отсутствует;

б — средние условия эксплуатации: знакопостоянная переменная нагрузка с амплитудой не более 10 % от постоянной, смазка присутствует;

в — хорошие условия эксплуатации: статическая (постоянная) нагрузка, смазка хорошая.

Уточненный расчет прямобочных шлицевых соединений по критерию износостойкости

$$\sigma = \frac{2000T}{d_{cp} zhl} \leq [\sigma']_{изн}$$

$$[\sigma']_{изн} = \frac{[\sigma]_{усл}}{k_{дол} k_{изн} k_{усл}}$$

HRC,	20	28	40	45	52	60
$[\sigma]_{усл}$, МПа	95	110	135	170	185	205

$k_{дол} = k_n k_u$ — коэффициент долговечности

$k_n = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_i}{T}\right)^3 \frac{N_i}{N}}$ коэффициент переменности нагрузки

$k_u = \sqrt[3]{N / 10^8}$ — коэффициент числа циклов

N_i — число циклов работы соединения (оборотов соединения) с нагрузкой T_i при вращении в одну сторону; $N = \sum N_i$ — общее число циклов работы; T — наибольший момент

$$k_{изн} = \frac{k'_3}{k_{пр}} \text{ — коэффициент износа;}$$

k'_3 — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, учитывающий приработку вследствие скольжения

Значения коэффициентов k_3, k'_3

Коэффициенты	Значения коэффициентов k_3 и k'_3 в зависимости от параметра ψ									
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75
k_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
k'_3	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

$$\psi = \frac{F_r d_{ср}}{2000T}$$

$k_{пр}$ — коэффициент продольной концентрации нагрузки

$$k_{пр} = k_{кр} + k_e - 1 \quad \text{В случае а}$$

$$k_{пр} = \max(k_e, k_{кр}) \quad \text{В случае в}$$



Рис. 10. Варианты подвода и снятия вращающего момента T

Таблица 3

Значения коэффициента $k_{кр}$

Серия соединения	D , мм	Отношение l/D		
		1,0	1,5	2,0
Легкая	до 26	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4
	30–50	1,5/1,2	2,0/1,3	2,6/1,5
	58–120	1,8/1,3	2,6/1,4	3,4/1,7
Средняя	до 19	1,6/1,2	2,1/1,3	2,8/1,5
	20–30	1,7/1,2	2,3/1,4	3,0/1,6
	32–50	1,9/1,3	2,8/1,5	3,7/4,8
	54–112	2,4/1,4	3,5/1,7	4,8/2,1
	свыше 112	2,8/1,5	4,1/1,9	5,5/2,5
Тяжелая	до 23	2,0/1,3	3,0/1,6	4,0/1,9
	23–32	2,4/1,4	3,5/1,8	4,7/2,1
	35–65	2,7/1,5	4,1/1,9	5,3/2,2
	72–102	2,9/1,6	4,3/2,0	5,6/2,4
	свыше 102	3,1/1,7	4,7/2,1	6,2/2,5

Примечание. В числителе приведены значения $k_{кр}$ до приработки, в знаменателе — после приработки для соединений, работающих с переменным режимом. При постоянном режиме после приработки $k_{кр} = 1$.

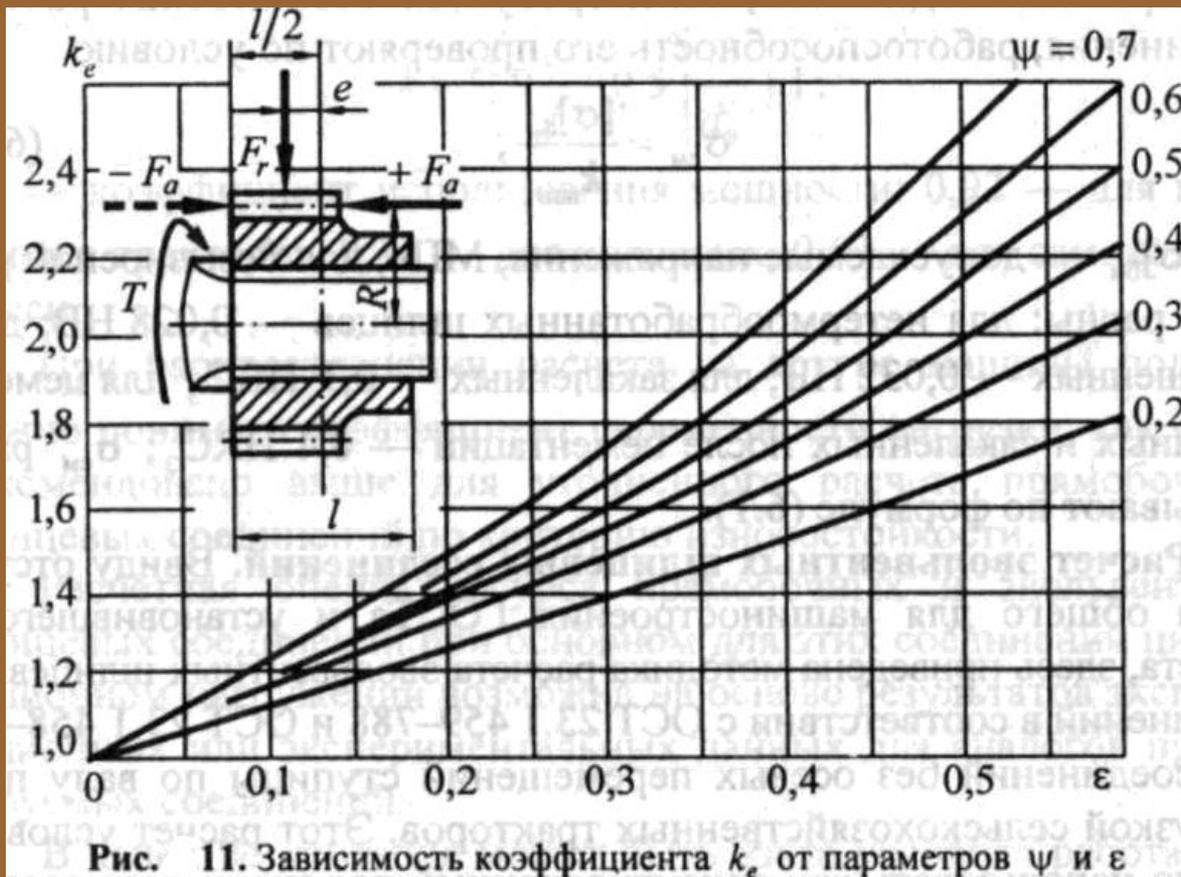


Рис. 11. Зависимость коэффициента k_e от параметров ψ и ϵ

$$\psi = \frac{F_r d_{cp}}{2000T}$$

$$\epsilon = \frac{e}{l} \pm \frac{F_a R d_{cp}}{2000T}$$

знак (+), если моменты относительно точки, лежащей на оси вала в центре ступицы, от поперечной силы F_r и от осевой силы F_a , Н, отстоящей от оси соединения на расстояние R , мм, направлены в одну сторону, а знак (-), когда эти моменты направлены в разные стороны;

$k_{усл} = k_c k_{ос}$ — коэффициент условий работы соединения;

k_c — коэффициент смазки;

при обильной смазке без загрязнения $k_c = 0,7$;

при средней смазке $k_c = 1$;

при бедной смазке и работе с загрязнениями $k_c = 1,4$;

$k_{ос}$ — коэффициент осевого закрепления или перемещения ступицы.

При жестком закреплении неподвижной в осевом направлении ступицы $k_{ос} = 1,0$;

при осевых перемещениях под нагрузкой (например, в карданных передачах) $k_{ос} = 3$.

Таблица 4

**Допускаемые давления $[\sigma]_{изн}$ (МПа) при средних условиях
и приближенном расчете шлицевых соединений по критерию износа***

Относительные параметры нагрузки		Термическая обработка и твердость вала					
		Без термо- обработки 20 HRC ₃	Улучшение 28 HRC ₃	Закалка			Азотиро- вание 60 HRC ₃
ψ	ξ			40 HRC ₃	45 HRC ₃	52 HRC ₃	
0,59	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	21	23	29	36	39	44
	0,50	18	21	25	32	35	39
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	72
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	92	116	127	141
	0,25	42	49	60	75	82	91
	0,50	35	41	50	63	68	76
0,35	0	73	85	105	130	142	158
	0,25	52	60	77	97	105	117
	0,50	38	45	60	75	80	90

* Допускаемые давления $[\sigma]_{изн}$ получены при числе циклов нагружений (число оборотов соединения) $N = 10^8$ при $k_{дол} = k_{кр} = k_{усл} = 1$. Допускаемые давления следует снижать по сравнению с табличными на 25 % — при работе с частыми реверсами; на 40 % — при ограниченной смазке с загрязнением; в 2,5–3 раза — для подвижных шлицевых соединений при осевых перемещениях ступицы относительно вала под нагрузкой.

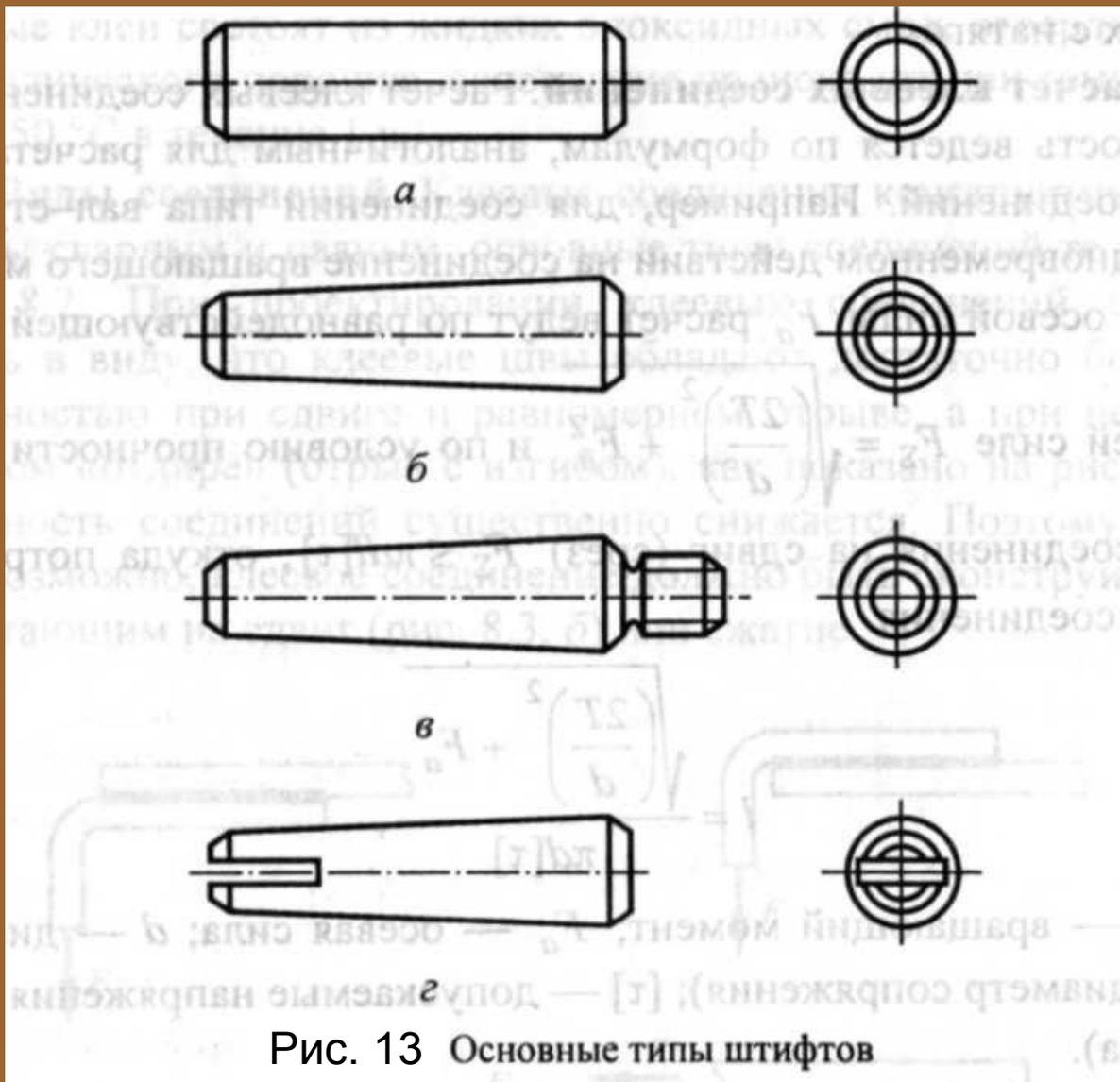


Рис. 13 Основные типы штифтов

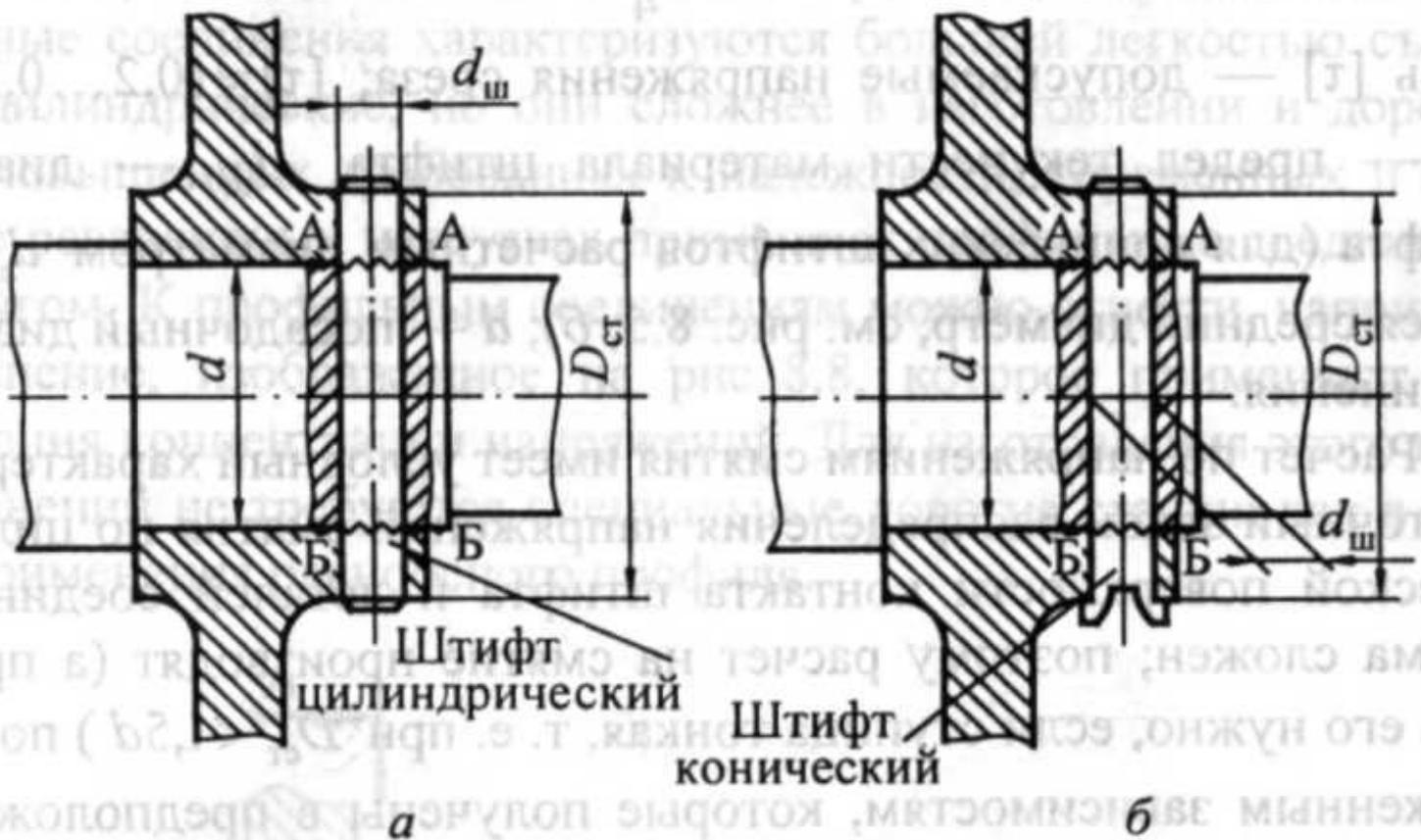


Рис. 14 Соединение вал-ступица радиальными штифтами