

(Лекция 10. Соединения вал – ступица)

1. Шпоночные соединения

Шпоночные соединения служат для соединения с валом вращающихся или качающихся деталей – шкивов, зубчатых колес, маховиков, рукояток и др.

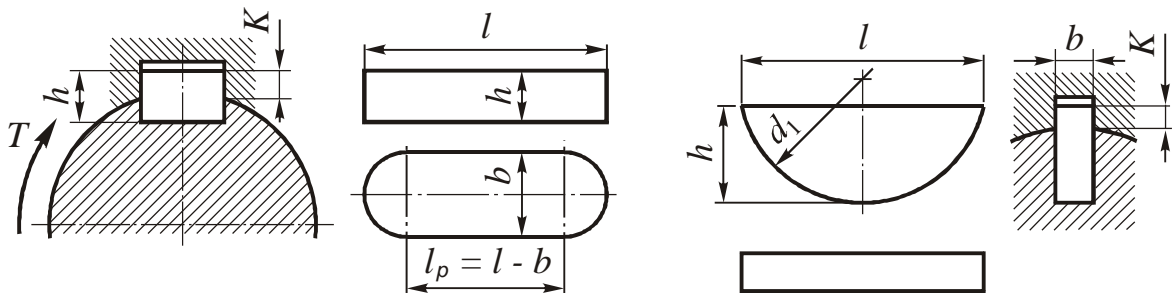
Шпонка представляет собой специальную деталь, устанавливаемую в совмещенные пазы вала и ступицы. Основные виды шпоночных соединений делят на две группы: *ненапряженные*, осуществляемые с помощью *призматических* или *сегментных* шпонок, и *напряженные*, осуществляемые *клиновыми* шпонками.

Достоинствами шпоночных соединений являются простота, малая стоимость и удобство сборки и разборки.

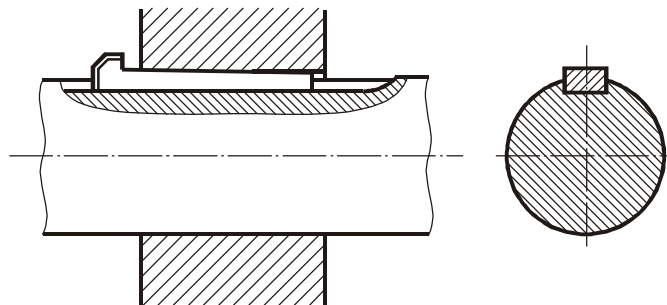
Недостатками являются:

- ослабление вала шпоночными пазами;
- концентрация напряжений в углах шпоночной канавки, которая снижает сопротивление усталости вала;
- недостаточно строгая центровка насаживаемых деталей, особенно при использовании клиновых шпонок.

Типы шпонок. *Призматические* шпонки представляют наиболее часто встречающийся тип в шпоночных соединениях. Они имеют прямоугольное сечение с соотношением высоты и ширины $h/b = 1 \dots 0,5$ в зависимости от диаметра d вала. Меньшие значения соответствуют большим диаметрам. Призматические шпонки имеют небольшую глубину врезания в вал, легко монтируются и демонтируются. Рабочие грани – боковые. В радиальном направлении предусмотрен зазор. В подвижных шпоночных соединениях для крепления шпонки к валу иногда используют винты.



Сегментные шпонки имеют более глубокую посадку и в большей степени ослабляют вал. С другой стороны, они меньше перекашиваются под нагрузкой. Обычно сегментные шпонки используют на малонагруженных участках вала – входных и выходных хвостовиках.



Клиновые шпонки имеют форму клина с небольшим уклоном 1:100. Запрессовка клиновой шпонки вызывает смещение оси ступицы в отношении оси вала, что приводит к дисбалансу, довольно сильно проявляющемуся на больших частотах вращения. По этой

причине клиновые шпонки стараются не применять, несмотря на то, что они обладают повышенной нагрузочной способностью.

Расчет ненапряженных шпоночных соединений на прочность. Под действием нагрузки шпоночные соединения выходят из строя из-за смятия рабочих граней соединения, кроме того, возможен срез шпонки. Главным критерием работоспособности является прочность деталей соединения на смятие. Прочность шпонки на срез рассматривается как дополнительный критерий, поскольку для стандартных шпонок она обеспечивается определенным соотношением размеров сечения.

Пусть соединение призматической шпонкой передает вращающий момент T . Окружная сила, с которой шпонка действует на ступицу детали,

$$F_t = 2T / d ,$$

где d – диаметр вала. Смятие детали происходит на участке паза ступицы, имеющем рабочую высоту, обозначенную K . В приближенных расчетах этот размер принимают в зависимости от высоты шпонки h : $K = (0,4 \dots 0,5) h$. Более точные значения K можно найти в таблицах стандартов на призматические шпонки. Площадь смятия пропорциональна рабочей длине l_p шпонки: $A_{см} = l_p K$. Находим условие прочности соединения на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \rightarrow \sigma_{см} = \frac{2T}{dl_p K} \leq [\sigma_{см}] .$$

Соответственно, расчет шпонки на срез ведут по условию:

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_p b} \leq [\tau_c] .$$

Здесь площадь среза определяют как $A_{ср} = l_p b$.

З а м е ч а н и е . Расчет по рабочей длине l_p шпонки вместо габаритной длины l обусловлен тем, что определить меру, в какой закругленные концы шпонки подвержены смятию или срезу, затруднительно, но, поскольку длина идет в знаменатель условия прочности, выбор наименьшего значения, каким является l_p , увеличивает запас прочности.

Расчет сегментных шпонок производят по тем же формулам, что и призматических, в которые вместо рабочей длины l_p шпонки подставляют ее габаритную длину $l \approx d_1$, а справочный размер K , как и другие необходимые размеры, выбирают из стандарта. Если длина ступицы детали велика, ставят две сегментные шпонки по одной линии.

Допускаемые напряжения, МПа, для шпоночных соединений в зависимости от материала ступицы и условий эксплуатации приведены в таблице:

Вид соединения	Материал ступицы	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижное	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30

2. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения образуются выступами вала и соответствующими им впадинами на ступице. Они предназначены для передачи вращающего момента. Конструктивно шлицевые соединения подобны многошпоночным. С их помощью осуществляют подвижные (вдоль оси) и неподвижные соединения валов со ступицами деталей.

Выполняя те же функции, что и шпоночные, шлицевые соединения имеют ряд преимуществ:

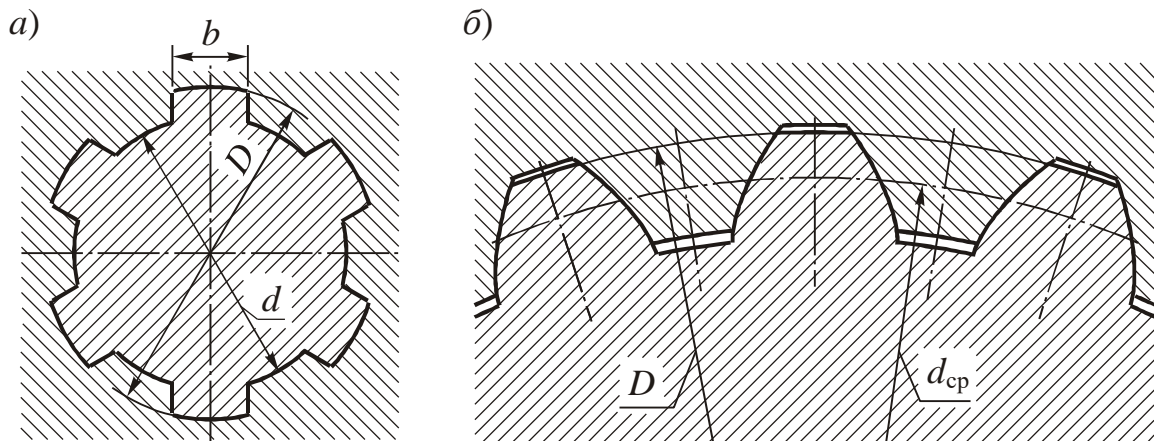
- малые радиальные габариты соединения. Сравнительно неглубокие шлицы в сравнении со шпоночными пазами ослабляют вал в меньшей степени;
- более высокая несущая способность, обусловленная большой суммарной поверхностью контакта шлицев;
- более точное центрирование ступицы по валу.

Благодаря перечисленным достоинствам шлицевые соединения широко используют в машиностроении для высоконагруженных валов и при больших частотах вращения.

Виды шлицевых соединений. В зависимости от формы сечения зубьев различают прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения, представленные на рисунке внизу. Кроме того, в приборостроении находят применение соединения с треугольными зубьями.

Прямобочные шлицевые соединения применяют для валов диаметром менее 125 мм и делят на *легкую*, *среднюю* и *тяжелую* серии, в зависимости от числа и высоты зубьев. Тяжелая серия обладает большей нагрузочной способностью, поскольку здесь предусматривают большее число зубьев, причем увеличенной высоты.

Соединения с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням, по внутреннему диаметру и по внешнему диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает высокую соосность. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям и применяется при тяжелых условиях работы, характеризующихся ударными и реверсивными нагрузками.



Шлицевые соединения: а – прямобочные; б – эвольвентные

Эвольвентные шлицевые соединения предпочтительны для валов больших диаметров ($d < 500$ мм), при нарезке зубьев которых удобно использовать метод обкатки. Соединения этого вида центрируют по боковым граням, что способствует более равномерному распределению нагрузки по зубьям и увеличивает нагрузочную способность. При больших частотах вращения применяют центрирование по внешнему диаметру, уменьшающее несоосность вала и ступицы. В отличие от зубчатых колес угол профиля зубьев увеличен

до $\alpha = 30^\circ$ (против 20°), а высота зубьев уменьшена до 0,9 ... 1 модуля (против 2,25). Благодаря галтелям у основания эвольвентные зубья меньше ослабляют вал.

Критерии работоспособности и расчет на прочность. Шлицевые соединения выходят из строя в результате смятия рабочих поверхностей зубьев, а также из-за износа от фреттингкоррозии. Критериями работоспособности, таким образом, являются: сопротивление рабочей поверхности зубьев смятию и износостойкость. Оба критерия используют при оценке значения напряжений смятия $\sigma_{см}$.

Расчет шлицевых соединений по напряжениям смятия производят по условию:

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

Здесь окружная сила определяется по вращающему моменту и среднему диаметру вала формулой

$$F_t = 2T / d_{ср},$$

а суммарная площадь поверхности смятия

$$A_{см} = zhl,$$

где z – число зубьев; h – рабочая высота боковой поверхности зуба, l – длина соединения. В итоге, условие прочности принимает вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{\psi d_{ср} zhl} \leq [\sigma_{см}].$$

Стоящий в знаменателе коэффициент $\psi = 0,7 \dots 0,8$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по зубьям. Средний диаметр соединения и рабочая высота зубьев зависят от вида соединения:

- для прямобоочных зубьев

$$d_{ср} = (D + d) / 2, \quad h = (D - d) / 2 - 2f;$$

- для эвольвентных зубьев

$$d_{ср} = mz, \quad h = (0,9 \dots 1)m.$$

Диаметры d впадин, D вершин, а также модуль m и размер фаски f определены соответствующими стандартами.

В последней из записанных формул множитель 0,9 берут при центрировании соединения по наружному диаметру, а множитель 1 – при центрировании по боковым граням зубьев.

Рекомендации по выбору допускаемых напряжений смятия, МПа, для шлицевых соединений приведены в таблице:

Вид соединения	Условия эксплуатации	Поверхность шлицев	
		Без термообработки	С термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	42	55
	Средние	80	120
	Легкие	100	160

Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	17	27
	Средние	25	45
	Легкие	32	55
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	7
	Средние	—	10
	Легкие	—	15

П р и м е ч а н и е . Условия эксплуатации: тяжелые – знакопеременная нагрузка с ударами в обоих направлениях; средние – слабые толчки; легкие – спокойная нагрузка.

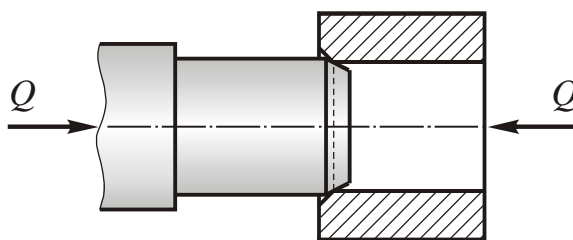
3. Прессовые соединения (соединения с натягом)

Прессовые соединения, или соединения с *натягом*, осуществляются за счет сил упругости, обусловленных разностью посадочных размеров деталей. Прессовые соединения широко используются в машиностроении. Наиболее часто с их помощью выполняют соединения вида вал – ступица с цилиндрическими или коническими поверхностями контакта, предназначенные для передачи вращающего момента, осевой силы или их комбинации.

Натягом называют разность посадочных диаметров вала и ступицы: $N = d_v - d_{ст.}$. Эта разность невелика и в большинстве случаев составляет менее 0,001 от диаметра вала. Существуют два способа осуществления запрессовки:

- *механический* способ. Соединение получается путем приложения осевого усилия, которое обеспечивает смещение сопрягаемых деталей на требуемую величину. Недостатком этого способа является шабрение (сглаживание неровностей) контактной поверхности, снижающее нагрузочную способность соединения;

- *тепловой* способ. Суть способа заключается в нагреве охватываемой детали. Ступицу нагревают до 200 ... 400°C и свободно надевают на вал. Когда нагрев противопоказан по условиям термообработки деталей, применяют посадки с охлаждением вала. Для охлаждения используют твердую углекислоту – CO₂ (–78,5°C), а также жидкий воздух (–196°C).



Механическая запрессовка. Коническая фаска на валу имеет угол при вершине конуса 10 ... 15°, фаска на ступице – 60 ... 90°

Достоинствами прессовых соединений являются:

- простота и технологичность;
- хорошее центрирование и фиксирование взаимного положения деталей;
- восприятие значительных статических и динамических нагрузок.

Среди недостатков следует отметить:

- сложность, а иногда и невозможность демонтажа без повреждения посадочных поверхностей;
- шабрение рабочих поверхностей при холодной запрессовке, которое снижает прочность соединения до 1,5 раз по сравнению с температурной сборкой;
- нагрев при температурной сборке, который может вызвать коробление тонких деталей, изменение структуры металла.

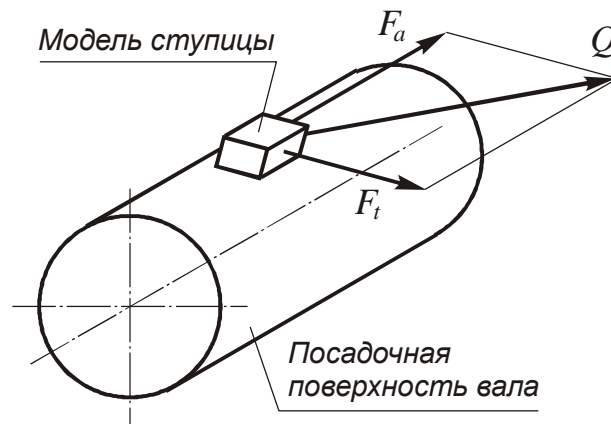
Критерии работоспособности. Прессовые соединения выходят из строя в результате «сползания» – взаимного осевого смещения деталей, а также из-за разрушения ступиц деталей при чрезмерном натяге. Причиной сползания является потеря натяга от коррозионно-механического износа при микросмещениях деталей, вызываемых действием вибрационных нагрузок.

Главным критерием работоспособности является несущая способность соединения (прочность сцепления). Прочность охватывающей детали рассматривают как дополнительный критерий.

Расчет прессового соединения на несущую способность. Благодаря возникающему после запрессовки давлению p в контакте появляются и соответствующие силы трения при попытке сдвига деталей. Силы трения обеспечивают прочность сцепления и, следовательно, нагрузочную способность соединения.

Рассмотрим модельную задачу, в которой ступица представлена малым ползуном, на который в общем случае действуют две силы: окружная сила $F_t = 2T/d$, вызванная вращающим моментом T , и осевая сила F_a . Расчетная нагрузка Q , учитывающая оба этих фактора,

$$Q = \sqrt{F_t^2 + F_a^2}.$$



Условие взаимной неподвижности деталей заключается в том, что Q должна быть меньше силы трения:

$$Q < F_{\text{тр}}, \text{ или } KQ = F_{\text{тр}},$$

где $K = 1,5 \dots 2$ – коэффициент запаса сцепления.

По силе трения рассчитывают давление p в контакте:

$$F_{\text{тр}} = fN = fpA \rightarrow p = \frac{F_{\text{тр}}}{fA},$$

где f – коэффициент трения, а площадь A распространяется на всю посадочную поверхность: $A = \pi dl$. В результате

$$p = \frac{KQ}{f\pi dl}.$$

Далее, по величине p определяют натяг N и рекомендуют нужную посадку деталей. Связь давления p и натяга N дается решением так называемой задачи Ламе курса теории упругости, которое здесь не приводим.