

Лекция № 14

Штифтовые, шпоночные и шлицевые соединения.

Назначение и классификация. Область применения. Расчет штифтовых, шпоночных и шлицевых соединений на прочность.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Шпоночными называют разъемные соединения составных частей изделия с применением шпонок. Шпоночные соединения могут быть неподвижными и подвижными и служат обычно для предотвращения относительного поворота ступицы и вала при передаче вращающего момента.

Достоинства:

простота и надежность конструкции;
легкость сборки и разборки соединения;
невысокая стоимость.

Недостатки:

снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за уменьшения их поперечных сечений шпоночными пазами;
значительная концентрация напряжений в зоне этих пазов.

Шпоночные пазы на валах и осях обычно получают фрезерованием концевыми или дисковыми фрезами. Во втором случае эффективный коэффициент концентрации напряжений примерно на 20% меньше за счет более плавного выхода дисковой фрезы и менее резкого изменения поперечного сечения вала. Шпоночные пазы в ступицах обычно протягивают шпоночной протяжкой или долбят резцом.

Формы и размеры большинства шпонок стандартизованы, а их применение зависит от условий работы соединяемых деталей и диаметров посадочных поверхностей.

КЛАССИФИКАЦИЯ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночные соединения подразделяют на напряженные и ненапряженные. Под напряженным понимается такое соединение, в котором постоянно действуют внутренние силы упругости, вызванные предварительной (т. е. до приложения нагрузки) затяжкой.

Напряженные шпоночные соединения осуществляются стандартными клиновыми и тангенциальными шпонками с уклоном 1:100, обеспечивающим самозатяжку. Клиновые шпонки забивают в пазы, ширина которых больше ширины шпонки, в результате чего возникают значительные радиальные распорные силы и напряженное соединение, способное передавать вращающие моменты и воспринимать осевые нагрузки в обоих направлениях. Согласно стандарту, клиновые шпонки могут быть четырех исполнений: с головкой, без головки и без закруглений по концам, с закругленным одним или двумя концами. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах, подверженных динамическим нагрузкам.

В соединениях тангенциальными (нормальными или усиленными) шпонками натяг создается не в радиальном, а в тангенциальном направлении, причем каждая шпонка выполняется из двух односкосных клиньев, положение которых после сборки должно быть зафиксировано с помощью штифта или другим способом. Тангенциальные шпонки применяют в тяжелом машиностроении, причем усиленные шпонки ставят при повышенных ударных нагрузках и частом изменении направления вращения. Обычно тангенциальные шпонки ставят попарно под углом 120° или 180° и ориентируют их в противоположном направлении, так как каждая шпонка передает вращающий момент только в одну сторону.

Напряженные шпоночные соединения обладают большой нагрузочной способностью, не требуют высокой точности пригонки, но, как правило, деформируют соединяемые детали, вызывают расцентровку, дисбаланс и неуравновешенность деталей, а при коротких ступицах перекосят их оси. Эти обстоятельства резко ограничивают область применения напряженных шпоночных соединений в современных машинах.

Ненапряженные шпоночные соединения осуществляются стандартными призматическими (рис. 14.1) и сегментными, или специальными (рис. 14.2), шпонками. Призматические шпонки обеспечивают передачу вращающего момента, но не могут воспринимать осевые нагрузки. Высокие призматические шпонки обладают повышенной несущей способностью и применяются для ступиц из чугуна и других материалов более низкой прочности, чем материал вала.

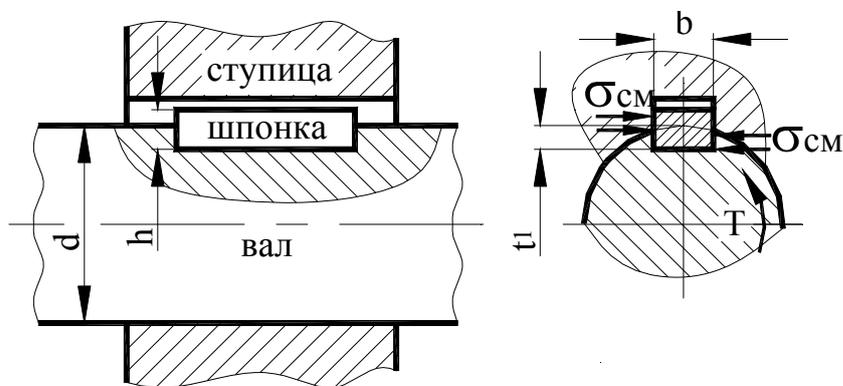
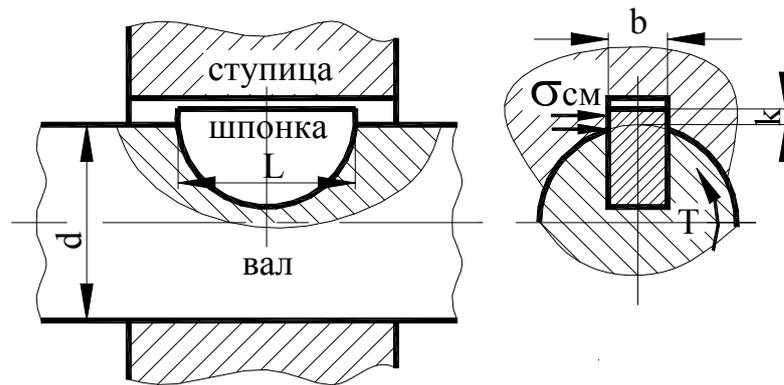


Рис. 14.1. Призматическая шпонка

Сегментные шпоночные соединения технологичны, удобны при сборочных работах, но глубокий шпоночный паз значительно ослабляет вал, поэтому та-



кие соединения применяют при передаче небольших вращающих моментов или фиксации деталей на осях.

Рис. 14.2. Сегментная шпонка

Цилиндрические шпонки устанавливают с натягом на конце вала путем сверления отверстия и последующего развертывания (рис. 17.3).

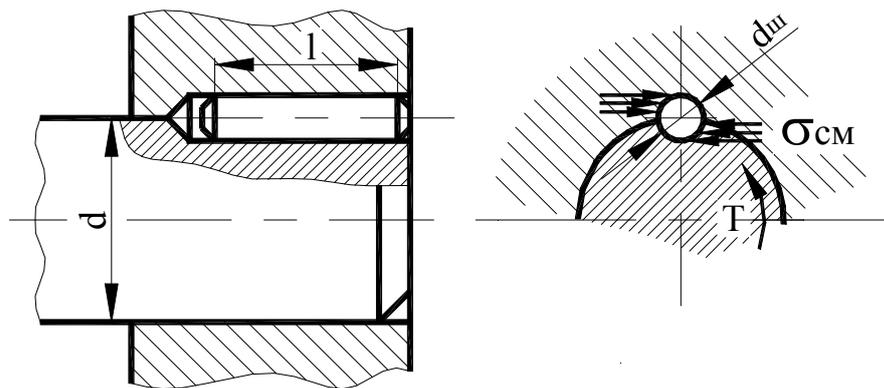


Рис. 14.3. Цилиндрическая шпонка

РАСЧЕТ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ШПОНОК

Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 23360. Длину шпонки конструктивно принимают на 5–10 мм меньше длины ступицы, согласовывают со стандартом и проверяют на смятие по формуле

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

где $F_t = 2T/d$ – окружная сила, передаваемая шпонкой; $A_{см} = (h-t_1)L_p$ – площадь смятия; L_p – рабочая длина шпонки (рис. 17.4).

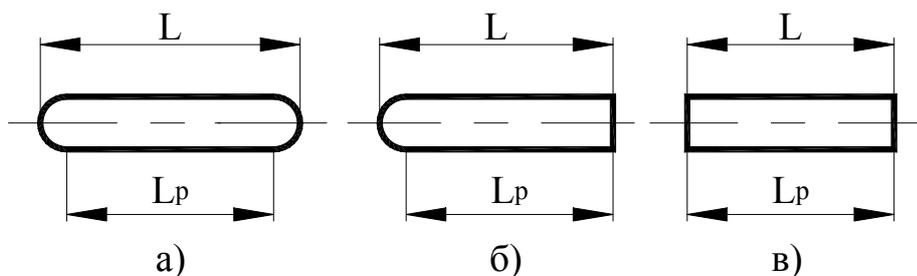


Рис. 14.4. Исполнения шпонок

РАСЧЕТ СЕГМЕНТНЫХ ШПОНОК

Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза вала t_1 и длину шпонки L выбирают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 24071.

Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяют на смятие. Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180° , сегментные – вдоль вала в одном пазу ступицы. Это сильно ослабляет вал и ступицу, а также вызывает технологические затруднения. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности $\sigma_b \geq 500 \text{ Н/мм}^2$. Сегментные шпонки выполняют из стали сегментного профиля.

Допускаемые напряжения смятия: при спокойной нагрузке и стальной ступице $[\sigma_{\text{см}}] = 110\text{--}190 \text{ Н/мм}^2$;

при чугунной – $[\sigma_{\text{см}}] = 70\text{--}100 \text{ Н/мм}^2$.

При значительных колебаниях нагрузки $[\sigma_{\text{см}}]$ следует снижать на 50%.

. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом и входят в соответствующие пазы ступицы детали.

Шлицы фрезеруют на валу или нарезают на зубообрабатывающих станках методом обкатки, а пазы в ступицах получают протягиванием.

Достоинства:

возможность передачи больших моментов;

высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;

повышенная прочность соединения вследствие увеличения суммарной рабочей поверхности шлицев или уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала; более точное центрирование ступицы на валу.

Эти преимущества позволяют использовать шлицевые соединения в высоконагруженных быстроходных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т. д.).

Недостатки:

более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

Шлицевые соединения бывают неподвижные – для закрепления деталей на валу и подвижные, допускающие перемещения детали вдоль вала. По форме профиля шлицев (зубьев) различают три типа соединений: прямоугольные, эвольвентные и треугольные (рис. 18.1).

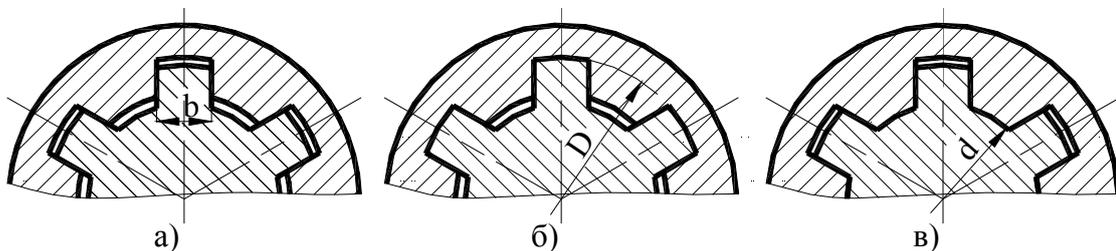
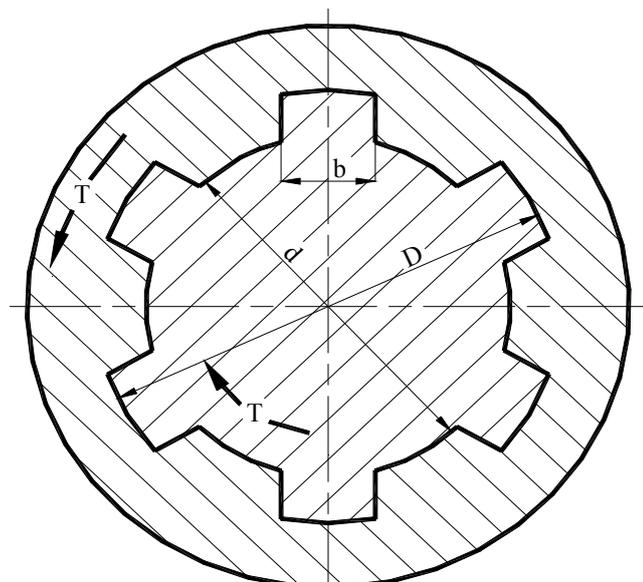


Рис. 14.1. Шлицевые соединения

Прямоугольные соединения наиболее распространены в машиностроении. Существуют легкая, средняя и тяжелая серии. Центрирование ступицы на валу осуществляется по боковым сторонам шлицев (рис. 18.2), по наружному или по внутреннему диаметру. Эвольвентные шлицевые соединения центрируются по боковым сторонам шлицев. Имеют более высокую точность и прочность шлицев благодаря большому их числу и скруглению впадин. Технология нарезания эвольвентных шлицев проще и дешевле, чем прямоугольных.

Основные стандартные параметры эвольвентного соединения: номинальный диаметр D , угол профиля $\alpha = 30^\circ$, модуль m , диаметр делительной окружности $d = mz$, где z – число зубьев.

Стандарт предусматривает номинальные диаметры от 4 до 500 мм, модули от



0.5 до 10 мм и число зубьев от 6 до 82. Высота зубьев вала и втулки равна m .
Рис. 18.2. Размеры шлицевого соединения

Треугольные шлицевые соединения нестандартизованы, используются в приборостроении.

РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и изнашиванию.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшее из двух значений, полученных по расчету на смятие и на износ. Соединения типа муфт, нагружаемые только крутящим моментом, на износ не рассчитывают.

Расчет на смятие производится по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент; $d_{\text{ср}} = (D + d)/2$ – средний диаметр шлицевого соединения; $A_{\text{см}}$ – площадь смятия; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое среднее давление из расчета на смятие.

Для прямобочного соединения

$$A_{\text{см}} = h_p l z,$$

где h_p – рабочая высота зубьев; l – длина ступицы; z – число зубьев.

Допускаемое среднее давление из расчета на смятие

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_t}{[s] K_{\text{см}} K_d},$$

где σ_t – предел текучести материала; $[s] = 1.25 - 1.4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности; $K_{\text{см}} = 4 - 5$ – общий коэффициент концентрации нагрузки; $K_d = 2 - 2.5$ – коэффициент динамичности нагрузки.

Аналогично производится расчет соединения и на износ, только вместо $[\sigma_{\text{см}}]$ используется $[\sigma_{\text{изн}}]$.

КЛИНОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клиновым называется разъемное соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей форму клина (рис. 19.1). Клиновые соединения подразделяют на установочные, предназначенные для регулирования и установки нужного взаимного положения деталей, и силовые, предназначенные для прочного скрепления деталей (для соединения протяжек с патроном протяжного станка и т.д.).

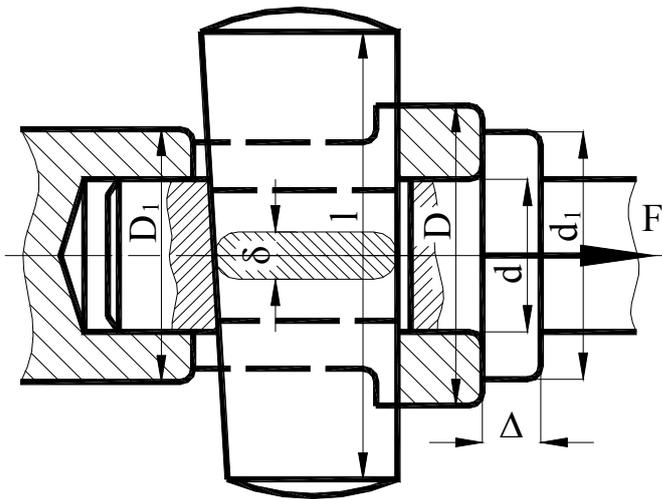


Рис. 14.1. Клиновое соединение

Достоинства:

простота и надежность конструкции;
 возможность создания и восприятия больших усилий;
 быстрота сборки и разборки соединения.

Недостатки:

значительное ослабление сечений соединяемых деталей пазами под клинья, а также нетехнологичность этих пазов;
 концентрация напряжений, что существенно уменьшило область применения клиновых соединений в современных конструкциях.

Силовые клиновые соединения бывают ненапряженные, в которых нет напряжений до приложения внешней силы F , и напряженные, в которых осуществляется предварительный натяг силой. Ненапряженные соединения применяют при постоянных односторонних нагрузках, напряженные – при знакопеременных нагрузках. Для обеспечения самоторможения соединения необходимо, чтобы угол скоса клина был меньше удвоенного угла трения.

Критерием работоспособности клинового соединения является прочность. В клиновых соединениях рассчитывают стержень по ослабленному сечению и хвостовую часть стержня на срез, поверхность контакта клина со стержнем и втулкой на смятие и клин на изгиб.

Напряженное клиновое соединение рассчитывают так же, как ненапряженное, но по расчетной нагрузке $F_p = 1.25F$.

ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифтовым называется соединение составных частей изделия с применением штифта. Штифтовые соединения применяют для установления точного взаимного положения деталей и при передаче сравнительно небольших вращательных моментов. Для закрепления деталей на конце вала применяется соединение, где штифт выполняет роль круглой шпонки. В качестве распространенного примера можно привести фиксацию двумя штифтами взаимного

положения корпуса и крышки редуктора, что необходимо при совместной механической обработке этих деталей и сборке редуктора (рис. 19.2).

Достоинства:

простота конструкции;
технологичность;
низкая стоимость.

Недостаток

ослабление сечения вала отверстием и связанная с этим концентрация напряжений.

Конструкция и размеры штифтов регламентированы многими стандартами. Основные типы стандартных штифтов: конический гладкий, конический насеченный, цилиндрический гладкий, цилиндрический насеченный, пружинный и т. д.

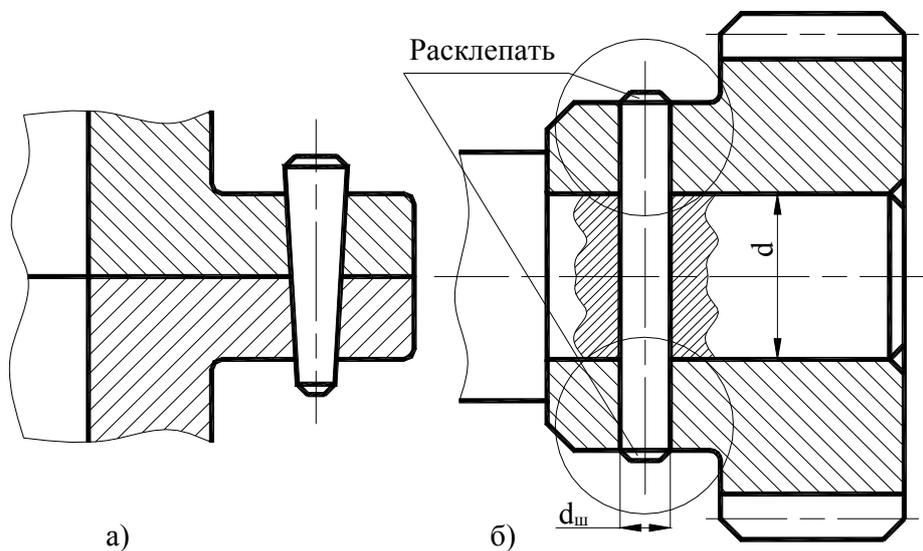


Рис. 14.2. Штифтовые соединения

Гладкие конические и цилиндрические штифты чаще всего применяют в качестве установочных для фиксации взаимного положения соединяемых деталей; отверстия под штифты в этих деталях сверлят и разворачивают совместно. Цилиндрические штифты ставят в отверстия с натягом; в движущихся соединениях концы штифтов расклепывают. Конические штифты изготавливают с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение; они допускают многократную сборку–разборку и поэтому применяются чаще.

Хорошо зарекомендовали себя в качестве крепежных насеченные штифты, так как они не требуют разворачивания отверстий при установке, при забивании надежно сцепляются со стенками отверстия, допускают многократную сборку–разборку без заметного ухудшения сцепления.

Пружинные штифты вальцуют из ленты пружинной стали и закаливают. Ввиду большой податливости их можно устанавливать в грубо обработанные отверстия, причем обеспечивается надежное сцепление при вибрационных и ударных нагрузках, допускается многократная разборка и сборка.

Штифты обычно изготавливают из углеродистой или пружинной стали, для соединения пластмассовых деталей применяют штифты из пластмасс.

Критерием работоспособности крепежного штифтового соединения является прочность. Диаметр $d_{ш}$ штифта можно определить из расчета его на срез по двум поперечным сечениям. Для круглой шпонки диаметр и длина определяются из расчета на срез по диаметральному сечению (один из размеров задается, например $d_{ш} = 0.25$ диаметра вала), а затем проверяют соединение на смятие, причем условная площадь смятия равна половине площади диаметрального сечения круглой шпонки.

Насеченные штифты рассчитывают так же, как и гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1.3–1.5.

ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Профильным называется соединение, у которого сопрягаемые поверхности составных частей изделия имеют форму определенного профиля. Наиболее распространенным примером такого соединения является посадка ручек или маховиков на оси и валы с концами квадратного сечения. Более совершенны соединения с овальным профилем, которые могут быть цилиндрическими или коническими (рис. 19.3).

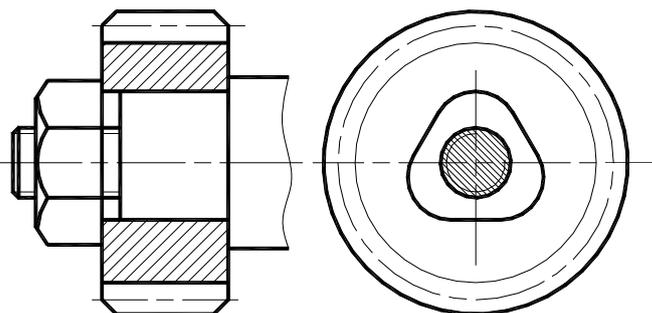


Рис. 143. Профильное соединение

Достоинства:

в соединениях с овальным профилем практически отсутствует концентрация напряжений;

обеспечивается лучшее центрирование деталей;

отсутствуют резкие переходы в форме сечения, что снижает опасность появления трещин при термообработке.

Недостатки:

возникновение действующих на ступицу распорных сил;

значительно большие напряжения смятия, в результате чего несущая способность профильных соединений ниже.

Расчет профильных соединений заключается в проверке прочности рабочих поверхностей на смятие, а ступицы – на прочность и радиальную деформацию.