

Прессовые соединения

Конструкции соединений. Соединения деталей машин с натягом (за счет разности посадочных размеров) осуществляют за счет сил упругости от их предварительной деформации и возникающей впоследствии силы трения между контактирующими поверхностями охватываемой и охватывающей деталей.

С помощью натяга соединяют детали с соосными (цилиндрическими, рис. 1) и реже коническими поверхностями контакта. Соединения используют для передачи вращающего момента и сил между сопрягаемыми деталями (рис. 2).

Соединения собирают преимущественно

- 1) механическим и
- 2) «тепловым» способами.

В первом случае охватываемую деталь (например, вал) с помощью прессы (или молотком) вставляют в охватывающую деталь (например, подшипник) или наоборот.

Во втором случае охватывающую деталь нагревают (или охватываемую деталь охлаждают) до температуры, обеспечивающей свободное совмещение деталей. Натяг в соединении образуется после их охлаждения.

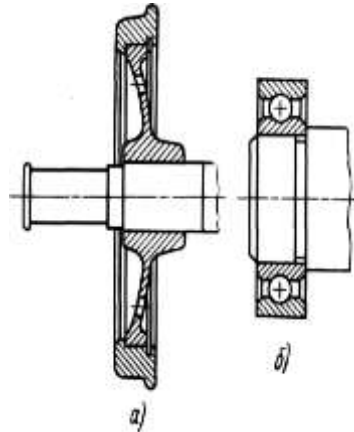


Рисунок 1 - Соединения с натягом:

- а* - бандажа с центром колеса и центра колеса с осью железнодорожного вагона;
б - шарикоподшипника с валом

Достоинства соединений с натягом:

- 1) просты в изготовлении;
- 2) обеспечивают хорошее центрирование и фиксирование взаимного положения сопрягаемых деталей;
- 3) могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки.

Недостатки соединений обусловлены

- 1) сложностью демонтажа и возможностью повреждения посадочных поверхностей при этом;
- 2) склонностью к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микросмещений точек деталей вблизи краев соединения и, как следствие, пониженной прочностью соединений при переменных нагрузках.

Оценка функционирования. Опыт проектирования и эксплуатации соединений в машинах, приборах и аппаратах показал, что соединения выходят из строя в результате

- 1) «сползания» (взаимного осевого смещения) охватывающей детали по охватываемой и
- 2) разрушения деталей (главным образом охватывающих).

Взаимные осевые смещения деталей соединений происходят вследствие чрезмерных сдвигающих сил, а также в результате «срабатывания» посадки, т. е. потери натяга из-за коррозионно-механического износа при микросмещениях деталей в процессе циклического нагружения.

Ослабление первоначального натяга, а также разрушение охватывающих деталей вызываются чрезмерной внешней нагрузкой или чрезмерным расчетным натягом.

Таким образом, критериями работоспособности соединений будут *несущая способность* (прочность сцепления) и *прочность* деталей.

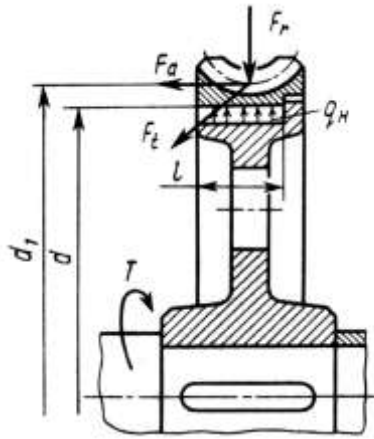


Рис 2 - Схемы сил в соединении.

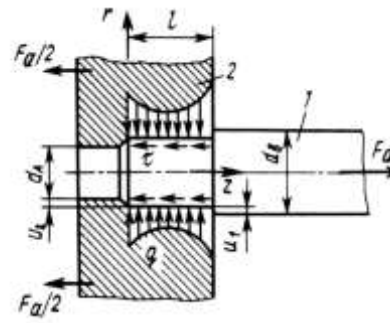


Рис. 3 - Расчетная схема соединения с натягом

Передача нагрузки (осевой силы, вращающего момента) от одной детали соединения к другой происходит за счет сил сцепления, наибольшее значение которых равно силам трения. В связи с этим условием взаимной неподвижности (неразбираемости) деталей соединения имеет обычный вид $Q \leq F_f$ где Q – внешняя сдвигающая нагрузка; F_f – сила сцепления (трения).

Сдвигающее усилие может быть

- осевым (см. рис. 2) $Q = F_a$ или

- окружным (тангенциальным) $Q = F_t = 2T/d_1$.

При совместном действии осевой силы и вращающего момента принимают $Q = \sqrt{F_a^2 + F_t^2}$.

Сила сцепления (трения) образуется на поверхности контакта деталей при действии внешних сил благодаря контактным напряжениям q (рис. 3) от начальной деформации деталей. Если принять, что удельная сила трения τ (рис. 3) пропорциональна контактному напряжению q между сопряженными деталями (f – коэффициент трения, табл. 1), то

$$\tau = fq \text{ н; } F_f = fq_n \pi dl$$

где q_n – номинальное (среднее) контактное напряжение.

Таблица 1

Значения коэффициентов трения (сцепления) при посадках с натягом (охватываемая деталь из стали)

Способ сборки соединений	Материал охватываемой детали				
	Сталь	Чугун	Алюминиевые и магниевые сплавы	Латунь	Пластмассы
Тепловая сборка	0,06...0,13*	0,07...0,12	0,02...0,06	0,05...0,1	0,4...0,5
Механическая запрессовка	0,14...0,16	0,07...0,09	0,05...0,06	0,05...0,14	–

* Поверхности сопрягаемых деталей предварительно смазаны машинным маслом

С учетом этого соотношения условие взаимной неподвижности деталей соединения при действии сдвигающей силы Q будет определяться неравенством

$$Q \leq fq_n \pi dl, \tag{1}$$

где d и l – диаметр и длина сопряжения (см. рис. 2).

Из неравенства (1) следует, что нагрузочная способность соединения определяется (при заданных материалах и размерах деталей) номинальными (средними) контактными напряжениями $q_n = \frac{kQ}{f\pi dl}$, где k – коэффициент запаса сцепления, который учитывает возможное рассеяние значений коэффициентов трения и погрешности в форме контактирующих поверхностей (конусность и т. п.), ослабляющие сцепления деталей; обычно принимают $k=1,5 \dots 2$.

Эти напряжения зависят от натяга в соединении и условий работы (температуры и т. д.). Для соединений, работающих при переменной внешней нагрузке с частотой свыше 10 Гц, значения коэффициентов трения f следует понижать на 30...40 %.

Шпоночные и шлицевые соединения

Конструкции соединений. Шпоночные и зубчатые соединения, также как резьбовые, штифтовые, клиновые и профильные, относятся к группе разъемных соединений, т. е. таких, которые можно неоднократно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей конструкции.

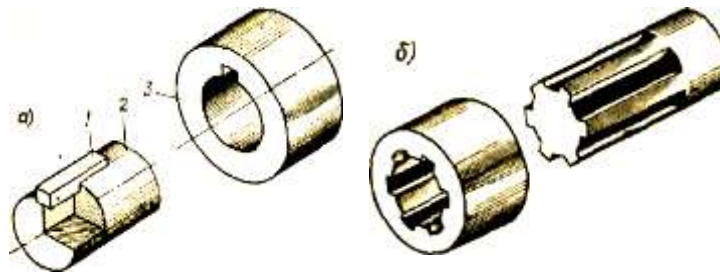


Рисунок 4

С помощью шпонки (рис. 4 а; деталь 1) передается вращающий момент от вала (деталь 2) к ступице (деталь 3) или наоборот. По размерам шпонки на валу фрезеруют канавку, а в ступице, насаживаемой на вал детали, протягивают или выдалбливают канавку (паз).

Шпонки выполняют из стали, имеющей предел прочности $\sigma_{II} \geq 500H / мм^2$, в частности, из стали Ст5 или 50.

Шпонки делятся на две основные группы: 1) клиновые и 2) призматические.

Клиновые шпонки имеют вид стального бруска с уклоном верхней грани 1:100. Их загоняют в паз ударом молотка или кувалды (забивные шпонки). Эти шпонки могут быть с головкой (рис. 5) и без головки.

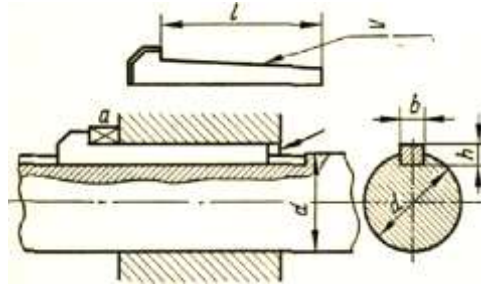


Рисунок 5

Наличие головки упрощает разборку соединения: между торцом ступицы насаженной детали и головкой вводят деталь *a* (см. рис. 5), с помощью которой смещают шпонку влево. Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала головки шпонок необходимо закрывать защитными кожухами.

Клиновые шпонки без головки могут применяться не как забивные, а как закладные. Шпонку закладывают в шпоночную канавку вала, а затем напрессовывают шкив, каток и т. п. Клиновые шпонки создают напряженное соединение, т. е. напряжения в деталях соединения возникают в процессе его монтажа еще до приложения рабочей нагрузки. Основным недостатком соединений клиновыми шпонками, из-за которого их не применяют в относительно точных зубчатых и червячных передачах, является неизбежный перекос насаживаемой на вал детали.

Призматические шпонки не имеют уклона, их закладывают в паз, сделанный на валу для шпонки, а деталь, соединяемую с валом, при сборке надвигают на шпонку (рис. 6).

Шпонки изготавливают со скругленными торцами, с одним скругленным торцом и другим плоским и с плоскими торцами.

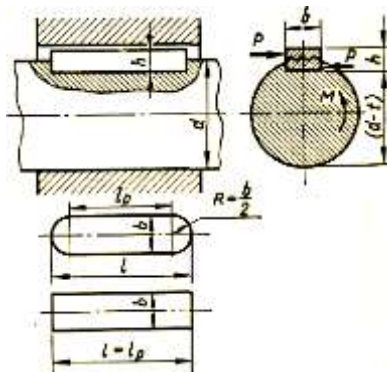


Рисунок 6

Соединения призматическими шпонками относятся к числу ненапряженных соединений.

К этой же группе шпоночных соединений относятся соединения сегментными шпонками (рис. 7). Шпонка представляет собой пластину в виде сегмента, закладываемую в соответствующей формы паз на валу. Эти шпонки удобны при сборке и разборке, но значительно ослабляют валы, так как пазы для них имеют сравнительно большую

глубину. Их применение ограничено валами небольшого диаметра: $d \leq 55 \text{ мм}$ (клиновые и призматические применяют для валов диаметром до 500 мм).

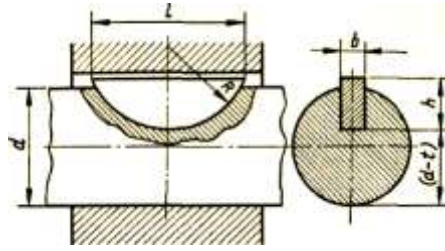


Рисунок 7

Соединения, в которых шпонки выполнены вместе с валом (рис. 4 б), называют зубчатыми, или шлицевыми. Эти соединения широко распространены в ряде отраслей машиностроения, в частности в станкостроении, в автомобилестроении.

Стандартизованы соединения с прямоугольными (прямобочными) шлицами (рис. 8 а) и с эвольвентными шлицами (рис. 8 б). В прямобочных зубчатых соединениях число шлицев Z колеблется от 6 до 20 при внутреннем диаметре до $d=112 \text{ мм}$.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения имеют ряд **преимуществ**:

- 1) у них большая нагрузочная способность, так как суммарная поверхность смятия шлицев больше, чем в шпоночном соединении при том же диаметре вала;
- 2) вал имеет большую усталостную прочность, так как концентрация напряжений получается менее острой, чем от шпоночной канавки;
- 3) обеспечивается лучшее центрирование насаженной на вал детали, что особенно важно при высоких угловых скоростях.

Особенно удобны зубчатые соединения в различных коробках передач, где зубчатые колеса при переключениях надо перемещать вдоль валов (подвижные соединения).

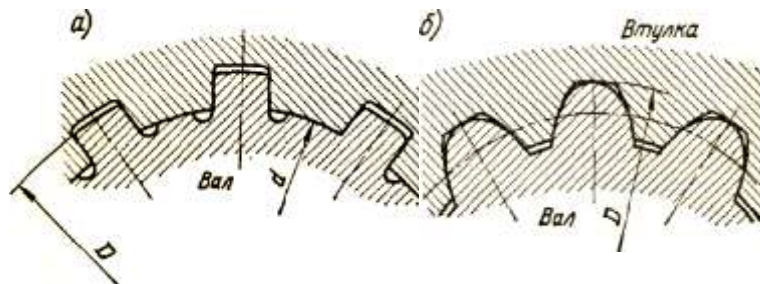


Рисунок 8

Основы функционирования. Рассмотренные типы шпоночных соединений стандартизованы. Размеры сечения (b и h) клиновой и призматической шпонок выбирают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала, а длину назначают по размерам ступицы, насаживаемой на вал детали, и проверяют расчетом на прочность. Все размеры сегментной шпонки (b, h, R, l) выбирают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала; затем проверяют соединение на прочность. При недостаточной прочности соединения одной шпонкой по длине ступицы, насаживаемой на вал детали, устанавливают две или даже три сегментные шпонки.

Ограничимся рассмотрением расчета соединений призматическими шпонками. Размеры b и h принимают по ГОСТ в зависимости от d ; длину шпонки l - по длине ступицы с округлением до ближайшего стандартного значения.

С достаточной точностью можно считать, что усилие P , действующее на шпоночное соединение, приложено от оси вращения на расстоянии, равном радиусу вала, следовательно, оно связано с передаваемым моментом M зависимостью (см. рис. 6) $P = 2M / d$.

Основным показателем работоспособности соединения являются напряжения смятия, возникающие между шпонкой и шпоночной канавкой в ступице, насаженной на вал детали. Эти напряжения определяются по формуле

$$\sigma_{см} \approx 2,2P / (hl_p),$$

где l_p - рабочая длина шпонки; для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$, при скругленных торцах $l_p = l - b$; при одном плоском и другом скругленных торцах $l_p = l - b/2$

Коэффициент 2,2 получен исходя из того, что в пазу ступицы находится не половина шпонки, а несколько меньше, т.е. поверхность смятия не $(h/2) l_p$, а $\approx (h/2,2) l_p$. По условию прочности, $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ подставив в выражение для $\sigma_{см}$ значение P , окончательно получим

$$\sigma_{см} \approx 4,4M / (dhl_p) \leq [\sigma_{см}] \quad (2)$$

В этой формуле M в $H \cdot \text{мм}$, d, h, l_p в мм , $\sigma_{см}$ и $[\sigma_{см}]$ в $H / \text{мм}^2$.

При чугунных ступицах принимают $[\sigma_{см}] = 60 - 80 H / \text{мм}^2$, а при стальных $[\sigma_{см}] = 100 - 150 H / \text{мм}^2$; меньшие значения принимают при неравномерной или ударной нагрузке.

При неудовлетворительном результате расчета по формуле (2) и невозможности увеличения длины шпонки ставят две шпонки обычно под углом 180° друг к другу.

Можно проверить шпонку на срез по сечению, отмеченному на рис. 6 волнистой линией. Расчетная формула будет иметь вид

$$\tau_{cp} = 2M / (dbl_p) \leq [\tau_{cp}]. \quad (3)$$

Здесь $\tau_{cp} = 60 - 80 \text{ Н/мм}^2$. Сравнительные расчеты показывают, что при размерах соединения, удовлетворяющих условию прочности на смятие, условие прочности на срез выполняется с большим запасом.

Зубчатые соединения рассчитывают на смятие рабочих поверхностей. Рассмотрим проверочный расчет прямобочных зубчатых соединений (см. рис. 8 а).

При определении напряжений полагают, что по площади граней они распределены равномерно:

$$\sigma_{cm} = P / (0,75zF_{cm}),$$

где $P = 2M / d_{cp}$ - окружная сила, передаваемая соединением, H ; $d_{cp} = (D + d) / 2$ - средний диаметр соединения, $мм$;

M - передаваемый момент, $H \cdot мм$; z - число зубьев; $F_{cm} \approx \frac{D-d}{2}l$ - поверхность смятия одного зуба, $мм^2$ (знак приближенного равенства применен потому, что не учтено уменьшение поверхности фасками и закруглениями); l - длина ступицы, насаженной на вал детали, $мм$.

Таким образом, условие прочности прямобочного зубчатого соединения на смятие

$$\sigma_{cm} \approx \frac{8M}{0,75z(D^2 - d^2)l} \leq [\sigma_{cm}],$$

где $[\sigma_{cm}]$ - допускаемое напряжение смятия; принимают по табл. 2.

Таблица 2

Допускаемое напряжение смятия для стальных зубчатых неподвижных соединений

Условие эксплуатации	$[\sigma_{cm}] \text{ Н/мм}^2$	
	Зубья не подвергнуты термообработке	Зубья подвергнуты термообработке
Тяжелые (с ударными)	35-50	40-70
Средние.....	60-100	100-140
Легкие.....	80-120	120-200

В подвижных зубчатых соединениях применяют смазку и, чтобы она не выдавливалась, $[\sigma_{cm}]$ устанавливают пониженным - от 3 до 20 Н/мм^2 .

В продольных сечениях у основания зубьев возникают напряжения среза. Но проверку на срез обычно не проводят, так как для стандартных зубчатых соединений, удовлетворяющих условию прочности на смятие, условие прочности на смятие, условие прочности на срез выполняются со значительным запасом.