Гр.МД-18 18.05.20 Основы технической механики и гидравлики Захаров Г,П.

 **Лекция : Шпоночные и шлицевые соединения.**

## *Соединения деталей машин*

Каждая машина состоит из деталей, число которых зависит от сложности и размеров машины. Так автомобиль содержит около 16 000 деталей (включая двигатель), крупный карусельный станок имеет более 20 000 деталей и т.д.

Чтобы выполнять свои функции в машине детали соединяются между собой определенным образом, образуя ***подвижные и неподвижные связи.*** Например, соединение коленчатого вала двигателя с шатуном, поршня с гильзой цилиндра (подвижные связи). Соединение штока гидроцилиндра с поршнем, крышки разъемного подшипника с корпусом (неподвижные связи).

Наличие подвижных связей в машине обусловлено ее кинематической схемой. Неподвижные связи обусловлены целесообразностью расчленения машины на узлы и детали для того, чтобы упростить производство, облегчить сборку, ремонт, транспортировку и т. п.

***Соединение деталей*** – конструктивное обеспечение их контакта с целью кинематического и силового взаимодействия либо для образования из них частей (деталей, сборочных единиц) механизмов, машин и приборов.

С точки зрения общности расчетов все соединения делят на две большие группы: *неразъемные и разъемные*соединения.

***Неразъемными***называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные, клеевые соединения, а также соединения с гарантированным натягом. Неразъемные соединения осуществляются силами молекулярного сцепления (сварка, пайка, склеивание) или механическими средствами (клепка, вальцевание, прессование).

***Разъемными*** называют соединения, которые можно многократно собирать и разбирать без повреждения деталей. К разъемным относятся резьбовые, шпоночные и шлицевые соединения, штифтовые и клиновые соединения.

***По форме сопрягаемых поверхностей*** соединения делят на плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое и т.д.

Проектирование соединений является очень ответственной задачей, поскольку большинство разрушений в машинах происходит именно в местах соединений. Многие аварии и прочие неполадки в работе машин и сооружений обусловлены неудовлетворительным качеством соединений.

Так, например, опытом эксплуатации отечественных и зарубежных самолетов установлено, что долговечность фюзеляжа определяется прежде всего усталостными разрушениями, из которых до 85% приходится на резьбовые и заклепочные соединения. Отметим, также, что в конструкциях тяжелых широкофюзеляжных самолетов (например, ИЛ-96, АН-124) насчитывается до 700 тыс. болтов и до 1,5 млн заклепок.

К соединениям в зависимости от их назначения предъявляются требования *прочности, плотности (герметичности) и жесткости*.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является *прочность.* Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами. Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, 0,8 от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что 20% нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется.

При оценке*прочности* соединения стремятся приблизить его прочность к прочности соединяемых элементов, т.е. стремятся *обеспечить равнопрочность конструкции.*

Требование *плотности*является основным для сосудов и аппаратов, работающих под давлением. Уплотнение разъемного соединения достигается за счет:

*1) сильного сжатия* достаточно качественно обработанных поверхностей;

*2) введения прокладок* из легко деформируемого материала.

При этом рабочее удельное давление *q* в плоскости стыка должно лежать в пределах *q*= (1,5…4)*p*,  *p* – внутренне давление жидкости в сосуде.

Экспериментальные исследования показали, что *жесткость* соединения во много раз меньше жесткости соединяемых элементов, а поскольку жесткость системы  всегда меньше жесткости наименее жесткого элемента, то именно *жесткость соединения* определяет жесткость системы.

Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия, не вносило дополнительных элементов в его конструкцию и т. п. Например, соединение труб болтами требует образования фланцев, сверления отверстий под винты, установку самих винтов с гайками и шайбами. Соединение труб сваркой встык не требует никаких дополнительных элементов. Оно в наибольшей степени приближает составное изделие к целому. С этих позиций соединение болтами может быть оправдано только разъемностью.

Выбор типа соединения определяет инженер.

## *Шпоночные соединения*

*Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на валу (или оси) вращающихся деталей (зубчатых колес, шкивов, муфт и т. п.), а также для передачи вращающего момента от вала 1 к ступице детали 2 или, наоборот, от ступицы к валу*(рис. 1и 2).

Шпоночное соединение образуют вал, шпонка и ступица колеса (шкива, звездочки и др.). *Шпонка*представляет собой стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Иногда шпоночное соединение применяется для предотвращения относительного сдвига соединяемых плоских деталей, например, при защите стягивающих болтов от воздействия перерезывающей нагрузки. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковым или концевыми фрезами, в ступицах протягиванием.

### *Достоинства и недостатки шпоночных соединений*

***Достоинства****шпоночных соединений.*

**-**простота конструкции, дешевизна и сравнительная легкость монтажа и демонтажа, вследствие чего их широко применяют во всех отраслях машиностроения.

***Недостатки****шпоночных соединений.*

- шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали (из-за этого приходится увеличивать толщину ступицы и диаметр вала). Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но главное, значительной концентрацией напряжений изгиба и кручения, вызываемой шпоночным пазом.

- шпоночные соединения нарушают центрирование колеса на валу (для этого приходится применять две противоположные шпонки);

- шпоночное соединение трудоемко в изготовлении: при изготовлении паза концевой фрезой требуется ручная пригонка шпонки по пазу; при изготовлении паза дисковой фрезой крепление шпонки в пазу винтами (от возможных осевых смещений);

- трудность обеспечения их взаимозаменяемости (необходимость руч­ной подгонки шпонок), что ограничивает их применение в крупносерий­ном и массовом производстве.

### *Классификация шпоночных соединений*

По ***степени подвижности***шпонки подразделяют на:

*- подвижное*  с направляющей шпонкой; со скользящей шпонкой;

*- неподвижное;*

По ***усилиям, действующим в соединении*** шпонки подразделяют на:

- *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 ***конструкции***шпонки подразделяют на:

*-****призматические***выполняют прямоугольного сечения с соотношением сторон *h*:*b*≈1:1 для валов малых диаметров и 1:2 для больших диаметров вала со скругленными  *исполнение 1*(рис. 3, *а, в,*ирис. 4*)*и плоскими торцами *исполнение 2* (рис. 3, *б, г* ирис. 4*);*с одним плоским, а другим скругленным торцом исполнение *3* (рис. 4)*;*эти шпонки не имеют уклона и их закладывают в паз, выполненный на валу (рис. 3, *в, г*— шпон­ки имеют отверстия для их закрепления). Шпонки исполнения *1*рекомендуются для более точных соединений. В зависимости от диаметра вала ширина шпонки (в номинальном значении равная ширине пазов вала и ступицы) *b≈*(0,2…0,3)*d*, где *d* - диаметр вала, причём, чем больше диаметр вала, тем меньше отношение *b/d*. Глубина шпоночного паза на валу обычно составляет *t1=*0,6*h*, а глубина паза ступицы  *t2=*0,5*h*, таким образом, радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки *с=*0,1*h*.

**Призматические шпонки** изготовляют следующих трех типов:

- ***обыкновенные (закладные)***(ГОСТ 23360-78) и высокие (ГОСТ 10748-79); их используют для неподвижных соединений ступиц с валами;

- ***направляющие с креплением на валу*** (ГОСТ 8790-79), применяемые в том случае, когда ступицы должны иметь возможность перемещения вдоль валов;

- ***скользящие сборные***(ГОСТ 12208-66), соединяющиеся со ступицей выступом (пальцем) цилиндрической формы и перемещающиеся вдоль вала вместе со ступицей.

Рабочими у призматической шпонки являются более узкие, боковые грани.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала.

Рабочими являются боковые, более узкие грани шпонок высотой *h.*Размеры сечения шпонки и глубины пазов принимают в зависимости от диаметра *d*вала.

Шпонку запрессовывают в паз вала. Шпонку с плоскими торцами кроме того помещают вблизи деталей (концевых шайб, колец и др.), препятствующих ее возможному осевому перемещению. Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Для фиксации зубчатого колеса от осевого смещения применяют распорные втулки, установочные винты и др.

Одним из главных недостатков призматических шпонок является необходимость их индивидуальной подгонки к размерам пазов вала и ступицы, то есть трудность обеспечения взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном производстве.

В качестве другого недостатка следует назвать способность призматической шпонки к опрокидыванию в процессе износа и смятия боковых рабочих поверхностей, так как силы, действующие на шпонку, образуют моментную пару, а по высоте шпонки в пазу всегда имеется некоторый зазор.

От последнего недостатка свободны сегментные шпонки, поскольку они существенно глубже сидят в пазу вала. Такое заглубление сегментной шпонки и её форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позво­ляет устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что, в свою очередь, облегчает сборку соединения и обеспечивает выполнение условий взаимозаменяемости, то есть позволяет использовать шпонку без предварительной подгонки.

*-****сегментные***(рис. 3, *д* ирис. 5 и 6*);*представляют собой сегментную пластину, заложенную закруглен­ной стороной в паз соответствующей формы, профрезерованный на валу (рис. 6). Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями. Их применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и часто применяют для конических концов валов, на валах небольших диаметров (до 38 мм) и при короткой ступице. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляют в паз и вынимают), однако вал ослабляется глубоким пазом под шпонку. Широко применяют в серийном и массовом производстве.

Недостатком сегментных шпонок является более сильное в сравнении с призматическими ослабление сечения вала. Поэтому сегментные шпонки применяются, как правило, на малонагруженных изгибающими моментами участках валов. Такими участками чаще всего являются концевые участки валов.

Сегментные шпонки так же, как и призматические, стандартизованы, причём в обоих случаях стандарт составлен так, что прочность шпонки на срез по границе прилегания вала и ступицы всегда выше прочности боковых поверхностей шпонок по напряжениям смятия. Это обусловливает главенство расчёта на смятие боковых поверхностей шпонки.



**Рис. 1. Соединение шпонкой: *1* — вал; *2 —*ступица; *3*— шпонка**



**Рис. 2.  Зубчатое (шлицевое)  соедине­ние: *1 —*вал; *2*— ступица колеса**



**Рис. 3. Конструкции шпонок: *а, в*— шпонки со скругленными торцами: *б, г —*шпонки с плоскими торцами;**

***д —*сегментная шпонка; *е, ж, з —*клиновые шпонки**



**Рис. 4. Соединение призматическими шпонками**



**Рис. 5. Соединение сегментной шпонкой: 1 - винт установочный; 2 – кольцо замковое пружинное**



**Рис. 6. Соединение сег­ментной шпонкой**



**Рис. 7. Соединение клиновой шпонкой**

- ***цилиндрические*** используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120°. Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму. Круглые цилиндрические или конические шпонки не стандартизованы. Их используют в том случае, если втулку необходимо установить на конец вала. При диаметре вала *D* диаметр шпонки *d*=(0,16-0,17)*D*, длина *l*=(3-4)*d*. Отверстия под эти шпонки получают при сборке с обеспечением в сопряжении посадки с натягом *Н*7/*r*6. Центр отверстия должен быть смещен в сторону центра вала (оси) на расстояние *е*=0,5[*D*-(*D*2-*d*2)0,5].

Гнездо под установку цилиндрической шпонки засверливают и развёртывают в соединяемых деталях совместно. Такая технология изготовления соединения требует, чтобы материалы вала и ступицы не сильно отличались по показателям прочности и твёрдости, с одной стороны, а с другой неудобна к применению в массовом производстве, поскольку не обеспечивает условий взаимозаменяемости. По этой причине в массовом производстве цилиндрические шпонки почти не применяются.

*-****клиновые****шпонки*без головки (рис. 3, *е, ж* ирис. 7)и с го­ловкой (рис. 3, *з*); Усло­вия работы этих шпонок одинаковы. Клиновые шпонки имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют и пазы в ступицах. *Головка служит для выбивания шпонки из паза. По нормам безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (1*на рис. 7). В этих соединениях ступицу устанавливают на валу с небольшим зазором. Клиновую шпонку забивают в пазы вала и ступицы, в результате на рабочих широких гранях шпонки создаются силы трения, которые могут передавать не только вращающий момент, но и осевую силу. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор. Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки. Клиновая форма шпонки может вызвать перекос детали, при котором ее торцевая плоскость не будет перпендикулярна к оси вала, а также затруднена разборка при ремонте. Эти недостатки послужили причиной того, что применение клиновых шпонок резко сократилось в условиях современного машиностроения.

- ***тангенциальные****шпонки* (рис.8). Тангенциальная шпонка состоит из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Работает узкими боковыми гранями. Клинья вводятся в пазы вала и ступицы ударом; образуют напряженное соединение. Распорная сила между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. Применяют для валов диаметром свыше 60 мм при передаче больших вращающих моментов с переменным режимом работы (крепление маховика на валу двигателя внутреннего сгорания и др.). Изготавливаются по стандартам (ГОСТ 24069-80 и 24070-80), охватывающим два вида соединений: шпонки тангенциальные, нормальные для валов диаметром 60–1000 мм и усиленные для валов диаметром 100–1000 мм. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120°. В современном производстве имеют ограниченное применение.

Достоинства тангенциальных шпонок:

- материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;

- более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность.



**Рис.8. Соединение тангенциальными шпонками**

- ***специальные***шпонки.

Шпонки всех основных типов стандартизованы и их размеры выбираются по ГОСТ 23360-78 (призматические); ГОСТ 24071-80 (сегментные); ГОСТ 24068-80 (клиновые).

### *Материал шпонок*

Стандартные шпонки изготовляют из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с σв≥600 Мпачаще всего из сталей 45*,*Ст6. В нагруженных соединениях применяют шпонки из легированных сталей (например, из стали 40Х с термической обработкой до 37-47 HRCЭ). С целью повышения прочности шпонок заготовки для их изготовления подвергаются улучшающей термической обработке. Однако твердость поверхности шпонок должна быть ниже таковой для соединяемых деталей. Термически обработанные шпонки шлифуют по рабочим граням.

Целесообразно, чтобы материал шпонки был менее прочным, чем материал вала и ступицы.

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений обуславливаются характером нагрузки. Причиной разрушения этих соединений чаще всего бывает деформация смятия, на которую следует обращать особое внимание при выборе допускаемых напряжений.

Для закладки шпонок соединяемые детали, вал и ступица должны иметь шпоночные канавки. Шпоночные канавки выполняются: на валу под сегментную шпонку дисковой шпоночной фрезой, под остальные виды шпонок, кроме цилиндрической, либо дисковой, либо концевой (торцовой, пальцевой) шпоночными фрезами; паз в ступице выполняется либо протягиванием (инструмент – шпоночная протяжка, точность и качество изготовления паза высокие) либо долблением (точность на 1…2 квалитета ниже, чем при протягивании). Поэтому протягивание применяют в массовом и крупносерийном производстве, долбление – в индивидуальном, поскольку оно не требует специализированного инструмента (протяжки).

**Допускаемые напряжения смятия в неподвижных шпоночных соединениях** находят по формуле

[σ]см=σт/*n*,

где σт - предел текучести наиболее слабого материала деталей - вала, шпонки или ступицы;

*n* - коэффициент безопасности. При точном учете нагрузок *n*=1,25; в остальных случаях *n*=1,5-2.

Допускаемое напряжение на срез определяют из соотношения

[τ]cp=(0,1-0,2)σт.

В связи с более точной расчетной схемой допускаемые напряжения для круглых и конических шпонок можно увеличить на 25-30% по сравнению с допускаемыми напряжениями для призматических шпонок.

Примерные допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

- при стальной ступице [σ]см*=*130...200 Мпа;

- при чугунной [σ]см = 80... 110 Мпа. Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие при переменной и работе с ударами.

При реверсивной нагрузке [σ]см снижают в 1,5раза.

Так для призматических шпонок, выполненных из стали 45, при постоянной нагрузке и непрерывной работе соединения принимают [σ]см = (50…70) МПа, при периодической работе соединения с 50% загрузкой по времени  [σ]см = (130…180) МПа, при проверке соединения на работоспособность при предельных статических нагрузках (например, при запуске механизма)  [σ]см = 200 МПа. Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы под нагрузкой допускаемые напряжения снижают ещё в 2…4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают [σ]см = (10…30) МПа.

Допускаемое напряжение на срез шпонок [τ]ср= 70... 100 Мпа. Большее значение принимают при постоянной нагрузке.

Более точные значения допускаемых напряжений приведены в табл. 1.

**Таблица 1.** Допускаемые напряжения смятия [σ]см МПа

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип соединений | Условияэксплуатации | Твердость поверхности зубьев |
| до 350 НВ | свыше 40 HRC, |
| Неподвижное, с осевой фиксацией | абв | 35-5060-10080-120 | 40-70100-140120-200 |
| Подвижное без нагрузки | абв | 15-2020-3025-40 | 20-3530-6040-70 |
| Подвижное под нагрузкой | абв | ––– | 3-105-1510-20 |

Все основные виды шпоночных соединений можно разделить на две группы: ***ненапряженные*и *напряженные.***

К **ненапряженным**относят соединения с призматическими (рис. 9, *а*),сегментными (рис. 9, *б*)и круглыми (рис. 9, *в*)шпонками. Шпоноч­ные пазы на всех валах выполняют дисковыми (рис. 10, *а*)или торцовыми (рис. 10, *б*)фрезами. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии ступицы устанавливают на валы с натягом. В ступицах деталей шпоночные пазы можно получить как на фрезерных, так и на долбежных станках. Размеры пазов определяют расчетным путем с учетом требований стандарта. Сборка и разработка ненапряжённого соединения (с призматической шпонкой) не требует приложения значительного усилия к сопрягаемым деталям. Детали, посаженные на призматическую шпонку, должны иметь крепления, предупреждающие их осевое перемещение.

Для *сегментных*шпонок пазы выполняют, как показано на рис. 6 и 9, *б;*для *клиновых —*паз на втулке обрабатывают с уклоном, равным углу наклона шпонки (рис. 9, *г*); для цилиндри­ческих — получают сверлением (рис. 9, *в*).



**Рис. 9. Виды шпоночных соединений: *а, б, в*— нена­пряженные соединения; *г*— напряженные соединения**



**Рис. 10. Изготовление пазов под установку шпонок**



**Рис. 11**



**Рис. 12. Соединения клиновыми шпонками**



**Рис. 13**

Соединения, в которых применяют клиновые шпонки, относят к **на­пряженным**соединениям. В напряженных соединениях клином, вводимым между валом и ступицей, создаются значительные нормальные силы. Эти силы обеспечивают достаточное трение для передачи вращающего момента. Такое соединение может передавать не только крутящий момент, но и осевую силу (в одном направлении).

Для создания фрикционной связи между валом и ступицей используют клиновые шпонки, показанные на рис. 3, *е—з*(паз выполняют только во втулке). С нижней стороны шпонку (рис. 12, *а*)обрабатывают в виде вогну­той цилиндрической поверхности с радиусом, равным радиусу вала. Во втулке выполняют уклон. Вращающий момент передается за счет сил трения.

*Клиновые фрикционные шпонки*применяют для передачи незначительно­го вращающего момента, а также в тех случаях, когда необходимы частые перестановки деталей на валу в осевом направлении.

*Шпонки на лыске*(рис. 9, *б*)устанавливают в пазу втулки с уклоном 1:100. На валу фрезеруют плоскость (вал с лыской). Такая обработка ослаб­ляет вал значительно меньше, чем прямобочные пазы, однако эта шпонка может передать меньший момент, чем врезная.

*Основное применение имеют ненапряженные соединения.*

### *Рекомендации по конструированию шпоночных соединений*

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.

2. При наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей (рис.14).

3. Из удобства изготовления рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра (рис.14).



**Рис.14**

Прочность шпоночных соединений при этом оказывается вполне достаточной, так как силы *F1* и *F2* действующие на шпонки, составляют:



но *d2>d1*,следовательно, *F2* < *F1*. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие *F*передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте *Т*.

4. При необходимости двух сегментных шпонок их ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок в одном соединении сильно ослабляет  вал, поэтому рекомендуется перейти на шлицевое соединение.

## *Шлицевые (зубчатые) соединения*

***Шлицевые соединения*** можно рассматривать как многошпоночные, в которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. В последние годы, в связи с общим повышением напряжений в деталях машин, шлицевые соединения получили самое широкое распространение взамен шпонок. Этому способствует оснащение промышленности специальным оборудованием - шлицефрезерными и протяжными станками. Некоторые авторы называют их зубчатыми соединениями.

### *Классификация шлицевых соединений*

Шлицевые соединения образуются выступами - зубьями на валу, ходящими во впадины соответствующей формы в ступице. Вал и отверстие в ступице обрабатывают так, чтобы боковые поверхности зубьев или участки цилиндрических поверхностей (по внутреннему или наружному диаметру зубьев) плотно прилегали друг к другу. Соответственно различают шлицевые соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по внутреннему или наружному диаметру. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. По характеру соединения различают: ***неподвижные****–* для закрепления детали на валу; ***подвижные****-*допускающие перемещение детали вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

В зависимости от профиля зубьев различают три основных типа соеди­нений:

*-****с прямобочными***(рис. 16, *а) зубьями -*число зубьев Z = 6, 8, 10, 12 для диаметров валов 14≤d≤125 мм;

*-****с эвольвентными***(рис. 16, *б) зубьями -*число зубьев Z = 12, 16 и до 82 для диаметров валов 4≤d≤500 мм;

- **с *треугольными***(рис. 16, *в) зубьями -*число зубьев Z = 24, 36 и более.

Прямобочные шлицы в поперечном сечении имеют боковые стенки в виде прямой линии, боковая поверхность эвольвентных шлицов в поперечном сечении образует эвольвенту, а треугольные шлицы в поперечном сечении имеют форму треугольника со срезанной вершиной.

По направлению продольной оси шлицы бывают: ***прямолинейные***, продольная ось которых направлена вдоль образующей несущего цилиндра, и ***винтовые***, имеющие продольную ось, направленную по винтовой линии под некоторым углом к образующей несущего цилиндра.



**Рис. 16. Типы зубчатых (шлицевых) соединений: *а —*прямобочные зубья; *б —*эвольвентные зубья;**

***в —*треугольные зубья**



**Рис. 17. Прямобочные зубья (шлицы)**

Шлицевые валы изготавливаются в массовом производстве по технологии, аналогичной технологии изготовления зубчатых колёс (метод обкатки, способ – нарезание посредством червячных фрез), в штучном и мелкосерийном производстве используется метод копирования (требует наличия специального инструмента), а в случае отсутствия специнструмента валы изготавливаются методом фрезерования на универсальных фрезерных станках. Возможно также изготовление таких валов на обрабатывающих центрах с числовым программным управлением.

Шлицевые пазы в отверстиях ступиц при массовом производстве изготавливаются методом протягивания (инструмент – протяжка) или долблением специальными долбяками. В штучном производстве изготовление ведётся только долблением.

Наибольшее распространение в маши­ностроении имеют ***прямобочные зубчатые соединения*** (рис.17). Их применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Стандартом предусмотрены три серии прямобочных зубчатых со­единений — легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся одна от другой вы­сотой и числом зубьев (чаще применяют соединения с шестью-десятью зубьями).

Прямобочные шлицевые соединения различают также по спосо­бу центрирования:

- по наружному диаметру *D*(наиболее точный способ цен­трирования) (рис.18,*а*). Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы НВ 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах. Соединение (рис.18,*а*), во избежание термических короблений, требует чистовой протяжки ступицы после термообработки, поэ­тому твердость ступицы не может быть выше HRC=30.

- по внутреннему диаметру *d*(при закаленной ступице) (рис.18,*б*). Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах. Соединение (рис.18,*б*) требует шлифовки вала по посадочному диаметру на специальных станках, зато ступица может быть твердой, так как посадочный диаметр шлифуется на обычных внутришлифовальных станках.

- по боко­вым граням (при реверсивной работе соединения и отсутствии жестких требований к точности центрирования) (рис.18,*в*). Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования. Соединение (рис.18,*в*) допускает твердые шлицы на валу и на ступице, однако для обеспечения сборки, считаясь с возможных короблением шлицов при закалке, зазоры в соединении должны быть увеличенными. Зазор в контакте поверхностей: центрирующих практически отсутствует, нецентрирующих значительный. Центрирование по боковым сторонам шлицов эффективно в том случае, когда точность совпадения геометрических осей не имеет существенного значения, но требуется обеспечить прочность соединения в процессе эксплуатации (например, карданные валы в автомобилях) или когда по условиям работы требуются минимальные зазоры по *b* (например, при действии знакопеременного момента). Этот способ не обеспечивает высокой точности центрирования и применяется редко.



**Рис. 18. Центрирование прямобочных зубчатых соединений а – по наружному диаметру; б – по внутреннему диаметру;
в – по боковым граням; г – форма сечения ступицы; д, е – форма сечений вала исполнений  б, в**

**Структура условного обозначения** шлицевого прямобочного соединения должна иметь следующий вид:



где 1 - обозначение поверхности центрирования;

2 - числа шлицов соединения;

3, 6, 9 - номинальные размеры *d*, *D* и *b*;

4, 7, 10, 5, 8, 11 - обозначения полей допусков отверстий и валов по диаметрам *d*, *D* и по боковым сторонам шлицов *b*.

В обозначении допускается не указывать допуски нецентрирующих диаметров.

Допуски и посадки прямобочных шлицевых соединений приведены в таблицах.

**Пример условного обозначения** соединения, втулки и вала:

- для шлицевого соединения с числом шлицев z=8, внутренним диаметром d=42 мм, наружным диаметром D=46 мм, шириной шлица b=8 мм, с центрированием по d, с посадками по d - H7/f7 и по b - D9/h9:



- для отверстия этого же соединения:

*d-*8*×H7×*46*×*8*D*9*,*

- для вала этого же соединения:

*d-*8*×*42*f7×*46*×*8*h*9*.*

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (табл. 3), которые отличаются высотой и числом зубьев *z.*Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с ***эвольвентным профилем***зубьев тоже стандартизованы и используются так же, как и прямобочные, в подвижных и неподвижных соединениях. Угол профиля образующей рейки α= 30°. Высота шлица (0,8… 1,0)*m*. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев (рис.19,а), реже по наружному диаметру (рис.19,б).



**Рис.19. Эвольвентное зубчатое зацепление: а – центрирование по боковым граням;**

**б – центрирование по наружному диаметру**

По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания,  имеют высокую технологичность и более низкую стоимость изготовления шлицевых валов. Эвольвентные шлицы создают меньшую концентрацию напряжений (примерно в 2 раза) у основания шлица, поэтому в настоящее время получают преимущественное распространение. Вследствие высокой стоимости протяжек для изготовления шлицев в ступицах малых и средних размеров – эвольвентные шлицевые соединения применяются реже прямобочных.

 Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Эти соединения удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки). Шлицы вала при этом могут изготавливаться фрезерованием модульной червячной фрезой на зубофрезерном станке, а пазы ступицы либо долблением на зубодолбёжном станке, либо протягиванием.

**Структура условного обозначения** шлицевого эвольвентного соединения должна иметь следующий вид:



где 1 - обозначение центрирования по внутреннему диаметру;

2 - номинальный диаметр соединения D;

3, 4, 6, 7 - обозначение полей допусков центрирующих диаметров отверстий и валов (допуски нецентрирующих диаметров в обозначении не указывать);

5 - модуль, мм;

8 - номер стандарта.

**Примеры:**

а) обозначение соединения D = 40 мм, m = 2 мм с центрированием по боковым сторонам шлицев, посадка H9/g9: 40x2×9H/9g ГОСТ 6033-80;

обозначение втулки того же соединения: 40×2x9H ГОСТ 6033-80;

обозначение вала того же соединения:      40×2x9g ГОСТ 6033-80;

б) обозначение соединения D=40 мм, m=2 мм с центрированием по наружному диаметру, посадка H7/g6: 40×H7/g6×2 ГОСТ 6033-80;

обозначение втулки того же соединения: 40×H7×2 ГОСТ 6033-80;

обозначение вала того же соединения:      40×g6×2 ГОСТ 6033-80;

в) обозначение соединения D=40 мм, m=2 мм с центрированием по внутреннему диаметру, посадка H7/g6: i40×2×H7/g6 ГОСТ 6033-80;

обозначение втулки того же соединения: i40×2×H7 ГОСТ 6033-80;

обозначение вала того же соединения:      i40×2×g6 ГОСТ 6033-80.

Соединения с ***треугольным профилем***зубьев не стандартизованы, их применяют главным образом как неподвижные соединения. Имеют большое число мелких зубьев, поэтому мало ослабляют вал. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов. Центрирование такого соединения осуществляется только по боковым граням.

По отраслевым стандартам соединения изготовляют со следующими параметрами:

угол профиля 2α=90о; 72о; 60о;

наружный диаметр *D*=5-75 мм;

модуль *m*=0,2-1,5 мм;

число зубьев *z*=20-70.

Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

Длину шлицевого соединения рекомендуется делать не менее (0,5-0,8)*D*, лучше - (1-1,2)*D* (где *D* - диаметр вала). Увеличивать длину соединения свыше (1,5-2)*D* не рекомендуется, так как при этом снижается точность изготовления и уменьшается фактическая площадь соприкосновения шлицев.

В последнее время начали применять шариковые шлицевые соединения (рис. 20), требующие очень малых усилий для перемещения ступиц. При перемещении последних под нагрузкой несущая способность шариковых шлицевых соединений в несколько раз больше, чем обыкновенных шлицевых соединений. Так как шариковые шлицевые соединения по конструкции сложнее и дороже обыкновенных, то применение их ограничено.



**Рис. 20. Шариковое шлицевое соединение**

Допускаемый момент (Нм) для шарикового шлицевого соединения (твердость вала и ступицы не менее 60 НRС):



где  *Zшл* – число рабочих выступов (шлиц);

*l* –  рабочая длина соединения, мм;

       *d, Dср* – диаметры шариков и окружности расположения центров шариков, мм.

Зубчатые соединения изготовляют из сталей с временным сопротивле­нием σв= 500 МПа.

### *Достоинства и недостатки шлицевых соединений*

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения ***обладают рядом преимуществ:***

1) при одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта;

2) обеспечивают большую усталостную прочность вала из-за отсутствия шпоночных канавок;

3) обеспечивают лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении. Эти преимущества обусловили его широкое применение в высоконагруженных машинах (станкостроении, авиастрое­нии, автотранспортной промышленности и т.д.);

4) усиливают сечение вала за счёт большего момента  инерции ребристого сечения по сравнению с круглым. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.

5) уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре.

6) обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.

7) уменьшается длина ступицы.

***Недостатки зубчатых соединений:*** требуют специального оборудования для изготовления отверстий, более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

***Вопросы для самопроверки***

- В чём различие между разъёмными и неразъёмными соединениями?

- Каково назначение шпонок и какие их типы стандартизованы?

- Недостатки шпоночных соединений.

- В каких случаях применяют призматические шпонки?

- Какие достоинства имеют соединения сегментными шпонками и когда их рекомендуют применять?

- Как устанавливают размеры шпонок?

- Какими гранями (боковыми или верхней и нижней) передается вращающий момент врезными призмати­ческими и клиновыми шпонками?

- Дайте определение детали — шпонке.

- Сколько деталей включает шпоночное и сколько — зубчатое соединение?

- Как называется деталь 3 на рисунке?



- Какова конструкция и основное назначение штифтовых соединений?

- Каковы виды нагружения и критерии расчёта штифтов?

- Какова конструкция и основное назначение шпоночых соединений?

- Каковы виды нагружения и критерии расчёта шпонок?

- Каковы основные виды шпонок, их достоинства и недостатки?