

Министерство образования и науки Украины  
Донбасская государственная машиностроительная академия (ДГМА)

## ДЕТАЛИ МАШИН

# ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ КОНСТРУКЦИЯ, РАСЧЕТЫ, НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

**Методические указания  
к выполнению разделов курсового проекта  
по дисциплинам «Детали машин»,  
«Детали машин и основы взаимозаменяемости»,  
«Прикладная механика и основы проектирования»**

**для студентов технических специальностей  
всех форм обучения**

Утверждено  
на заседании  
методического совета  
Протокол № от

Краматорск  
ДГМА  
2016

УДК 62-233: 621.815: 621.813: 621.713

Детали машин. Шпоночные и шлицевые соединения. Конструкция, расчеты, нормы взаимозаменяемости : методические указания к выполнению разделов курсового проекта по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы взаимозаменяемости», «Прикладная механика и основы проектирования» для студентов технических специальностей всех форм обучения / сост.: Т. А. Кулик, Н. Г. Таровик. – Краматорск : ДГМА, 2016. – 36 с.

Пособие содержит основные сведения о шпоночных и шлицевых соединениях: области применения, конструктивных особенностях, принципах взаимозаменяемости и методах расчета. Может быть использовано студентами при выполнении курсового проекта по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы взаимозаменяемости», «Прикладная механика и основы проектирования», а также при курсовом и дипломном проектировании студентами инженерных и машиностроительных специальностей.

Составители:	Т. А. Кулик, ст. преп.; Н. Г. Таровик, ассист.
Отв. за выпуск	С. Г. Карнаух, доц.

*Навчальне видання*

ДЕТАЛІ МАШИН

**ШПОНКОВІ ТА ШЛИЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ  
КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНКИ, НОРМИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

**Методичні вказівки до виконання розділів курсового проекту  
з дисциплін « Деталі машин», «Деталі машин та основи  
взаємозамінності », «Прикладна механіка і основи проектування»  
для студентів технічних спеціальностей всіх форм навчання  
(Російською мовою)**

Укладачі: КУЛІК Тетяна Олександрівна,  
ТАРОВИК Микола Георгійович

За авторським редагуванням

Комп'ютерне верстання О. М. Болкова

22/2015. Формат 60 × 84/16. Ум. друк. арк. 2,09.

Обл.-вид. арк. 1,87. Тираж 3 пр. Зам. № 11.

Видавець і виготівник

Донбаська державна машинобудівна академія

84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК №1633 від 24.12.2003

## СОДЕРЖАНИЕ

1	ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ.....	4
1.1	Общие сведения .....	4
1.2	Классификация шпонок .....	5
1.2.1	Призматические шпонки .....	5
1.2.2	Сегментные шпонки.....	7
1.2.3	Клиновые шпонки .....	9
1.2.4	Тангенциальные шпонки .....	11
1.3	Расчет шпоночных соединений.....	12
1.3.1	Шпонка призматическая.....	12
1.3.2	Шпонка сегментная.....	13
1.3.3	Шпонка клиновая врезная .....	13
1.3.4	Шпонка клиновая фрикционная .....	15
1.3.5	Шпонка тангенциальная .....	16
1.4	Материалы шпонок и допускаемые напряжения .....	16
1.5	Взаимозаменяемость шпоночных соединений.....	17
2	ЗУБЧАТОЕ (ШЛИЦЕВОЕ) СОЕДИНЕНИЕ .....	19
2.1	Общие сведения .....	19
2.2	Взаимозаменяемость шлицевых соединений .....	20
2.2.1	Прямобоочные шлицевые соединения.....	20
2.2.2	Эвольвентные шлицевые соединения .....	21
2.2.3	Треугольные шлицевые соединения .....	23
2.3	Расчет шлицевых соединений .....	23
2.3.1	Расчет ответственных соединений на отсутствие смятия и износостойкость .....	23
2.3.2	Допускаемые напряжения при расчете ответственных соединений .....	25
2.3.3	Упрощенный расчет малоответственных шлицевых соединений (неподвижные соединения с валом шкивов, звездочек, полумуфт и т. п.) .....	29
	Список рекомендованной литературы .....	30
	Приложение А. Справочные таблицы .....	31

# 1 ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

## 1.1 Общие сведения

Шпонкой называют деталь, устанавливаемую в пазах двух сопряженных деталей и препятствующую относительно повороту или сдвигу этих деталей. Основное назначение шпонок – передавать вращающий момент с детали на вал или наоборот.

В соединениях шпонка частично заходит в паз на валу и частично в паз ступицы колеса, обеспечивая тем самым одновременное вращение вала с колесом. Соединение деталей для передачи крутящего момента от одной из двух соприкасающихся деталей к другой (от вала к расположенным на нем деталям, например, шкивам, зубчатым колесам, маховикам, рычагам и др.) осуществляется шпонками и называется шпоночным. С валом соединяется центральная, ступичная часть детали, поэтому принято говорить, что шпоночное соединение состоит из трёх элементов: вал (деталь, на которой закрепляют другую деталь); ступица (подразумевается центральная часть закрепляемой детали) и шпонка.

К недостаткам шпоночных соединений следует отнести ослабление вала и ступицы шпоночными пазами, которые уменьшают поперечное сечение и приводят к значительной концентрации напряжений, что, в свою очередь, влечет за собой усталостное разрушение деталей. Кроме того, шпоночные соединения применяют в тех случаях, когда к точности центрирования соединяемых деталей не предъявляются особые требования.

Эти соединения могут обеспечить неподвижное или подвижное вдоль продольной оси соединение деталей.

Форма и размеры сечений шпонок и пазов стандартизованы и выбираются в зависимости от диаметра вала, а вид шпоночного соединения определяется условиями работы соединяемых деталей. Действующие в настоящее время стандарты:

ГОСТ 23360-78. Шпонки призматические. Размеры, допуски и посадки.

ГОСТ 10748-79. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

ГОСТ 8790-79. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и пазов. Допуски и посадки.

ДСТУ ГОСТ 24071:2005. Шпонки сегментные. Размеры, допуски и посадки.

ГОСТ 24068-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

ДСТУ ГОСТ 24069:2005. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с тангенциальными нормальными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

ГОСТ 24070-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с тангенциальными усиленными шпонками. Размеры сечений шпонок и пазов. Допуски и посадки.

## 1.2 Классификация шпонок

Различают *напряженные* и *ненапряженные* шпоночные соединения. Под *напряженным* понимается такое соединение, в котором постоянно действуют внутренние силы упругости, вызванные предварительной (т. е. до приложения нагрузки) затяжкой. В случаях *ненапряженных* соединений при сборке соединений предварительных напряжений в деталях не возникает.

По форме шпонки разделяются на *призматические*, *сегментные*, *клиновые* и *тангенциальные*.

В зависимости от того, какие грани шпонок в соединении являются рабочими, различают следующие шпоночные соединения:

- с помощью призматических и сегментных шпонок – ненапряженное соединение, которое передает только крутящий момент;

- с помощью клиновых шпонок – напряженное соединение, при котором шпоночное соединение способно передать крутящий момент и осевую силу;

- с помощью тангенциальных шпонок – передача больших знакопеременных крутящих моментов.

Напряженные соединения, препятствующие не только относительному проворачиванию, но и относительному осевому смещению ступицы, нередко существенно упрощает конструкцию соединения. Однако, в соединениях клиновыми шпонками всегда (за счет посадочного зазора) возникает эксцентриситет положения ступицы относительно вала.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют ненапряженные шпоночные соединения.

В условных обозначениях шпонок указывают слово «Шпонка»; номер исполнения (кроме исполнения 1); размеры поперечного сечения  $b \times h$  и длину  $l$  шпонки (кроме сегментных); обозначение стандарта.

### 1.2.1 Призматические шпонки

Призматические шпонки обеспечивают неподвижное или скользящее (ненапряженное) соединение (рис. 1.1). Наиболее широко применяют шпонки:

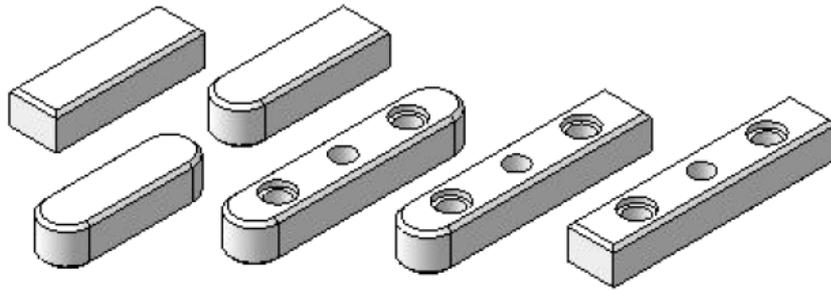


Рисунок 1.1 - Шпонки призматические

- нормальной высоты, выпускаемые по ГОСТ 23360–78 в трех исполнениях;
- высокие, выпускаемые по ГОСТ 10748–79;
- направляющие с креплением на валу (ГОСТ 8790–79) в трех исполнениях.

Сечение шпонки зависит от диаметра вала, длина – от передаваемого крутящего момента и конструктивных особенностей соединения.

Размеры пазов, поперечное сечение и длины призматических шпонок без крепежных отверстий в зависимости от диаметра вала выбирают по ГОСТ 23360–78 (табл. А.1), который устанавливает три исполнения призматических шпонок (рис. 1.2):

- исполнение 1 – с закругленными торцами;
- исполнение 2 – с плоскими торцами;
- исполнение 3 – с одним торцом закругленным, а другим – плоским.

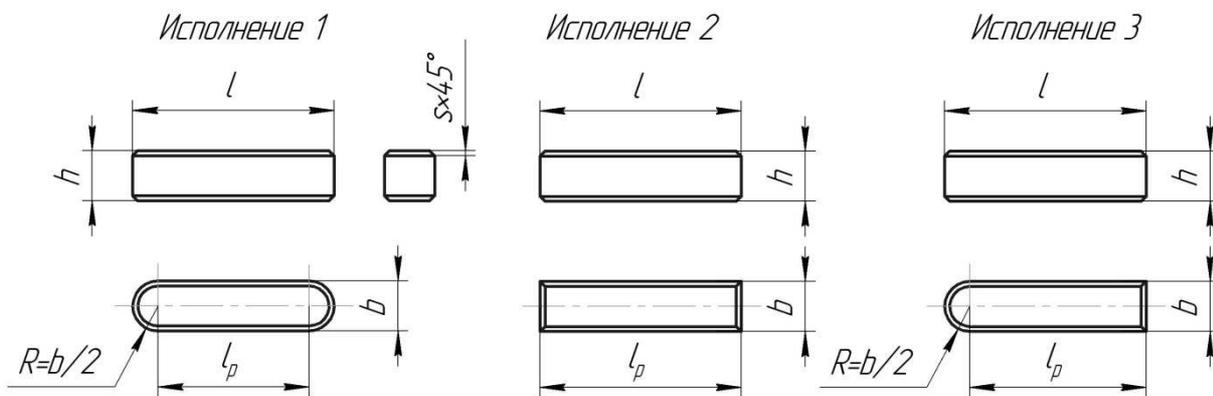


Рисунок 1.2 - Шпонки призматические

Пример соединения с призматической шпонкой без отверстий показан на рис. 1.3.

Шпонки обыкновенные и высокие предназначены для соединений, в которых нет осевых перемещений деталей под нагрузкой, шпонки направляющие и скользящие – для соединений, в которых такие перемещения есть.

Так как направляющие шпонки всегда длиннее ширины ступицы и возникает опасность выпадания шпонки, стандарт требует привинчивать их к валу винтами с потайной головкой.

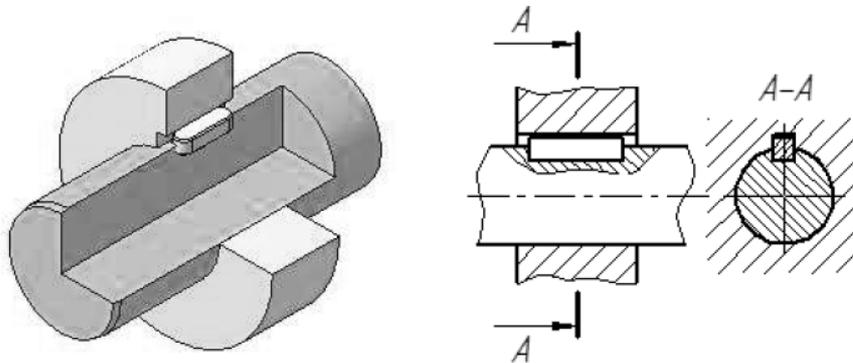


Рисунок 1.3 – Соединение с призматической шпонкой

Скользкая шпонка прикрепляется к ступице детали выступом цилиндрической формы и перемещается вдоль вала вместо направляющих в тех случаях, когда требуется очень большие осевые перемещения, а деталь очень длинную направляющую шпонку невозможно или неэкономично.

По несущей способности подвижные шпоночные соединения уступают подвижным зубчатым (шлицевым) соединениям, и поэтому в новом проектировании применяются редко.

Поперечное сечение призматических шпонок - прямоугольник с притупленными дугой или фаской углами и узкими рабочими гранями. Для упрощения и облегчения сборки шпоночных соединений между обыкновенной или направляющей шпонкой и втулкой, а также между скользящей шпонкой и валом предусматривается радиальный (по высоте шпонки) зазор.

Призматические шпонки по сравнению с клиновыми обеспечивают большую точность посадок втулок на валах, а по сравнению с сегментными шпонками врезаются в вал на меньшую глубину и, следовательно, в меньшей степени снижают прочность вала.

Примеры условных обозначений призматических шпонок:

- шпонка 14×9×80 ГОСТ 23360–78 – шпонка призматическая исполнения 1, с размерами  $b = 14$  мм,  $h = 9$  мм,  $l = 80$  мм;
- шпонка 2-16×10×80 ГОСТ 23360–78 – шпонка призматическая исполнения 2, с размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм;
- шпонка 14×9×120 ГОСТ 8790–79 – шпонка призматическая направляющая исполнения 1, с размерами  $b = 14$  мм,  $h = 9$  мм,  $l = 120$  мм.

### 1.2.2 Сегментные шпонки

Сегментные шпонки являются разновидностью призматических шпонок (рис. 1.4). Их применяют при сравнительно коротких ступицах колес и только для неподвижных соединений.

Шпонки выполняют в виде сегмента, что обеспечивает технологичность изготовления шпоночного паза на валу путем фрезерования дисковой фрезой, а также удобство сборки шпоночного соединения. Недостаток

ком сегментных шпонок является необходимость выполнения глубоких пазов в валах, что вызывает уменьшение прочности последних.

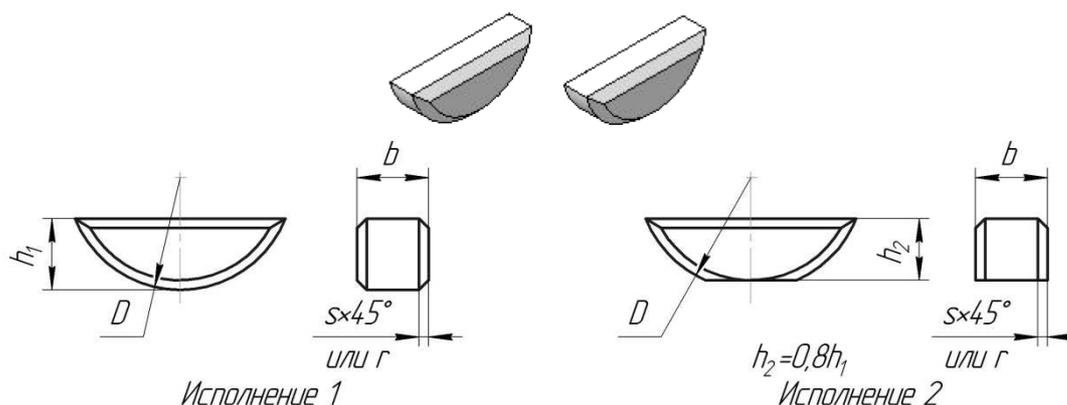


Рисунок 1.4 - Шпонки сегментные

ДСТУ ГОСТ 24071:2005 устанавливает два исполнения сегментных шпонок. Размеры сечений шпонок и пазов, их диаметры в зависимости от диаметра вала приведены в табл. А.2.

Пример соединения с сегментной шпонкой показан на рис. 1.5.

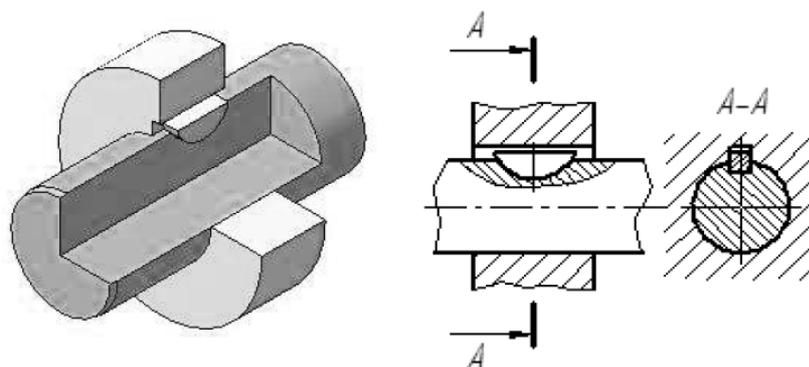


Рисунок 1.5 – Соединение с сегментной шпонкой

Этот тип шпонок наиболее распространён в автотракторной промышленности, станкостроении и применяется главным образом для мало-нагруженных соединений.

Примеры условных обозначений сегментных шпонок:

- шпонка 6×11 ДСТУ ГОСТ 24071:2005 – шпонка сегментная исполнения 1, с размерами  $b = 6$  мм,  $h = 11$  мм;

- шпонка 2-6×8,8 ДСТУ ГОСТ 24071:2005 – шпонка сегментная исполнения 2, с размерами  $b = 16$  мм,  $h_1 = 8,8$  мм;

Детали, насаженные на вал с применением призматических и сегментных шпонок, необходимо фиксировать в осевом направлении дополнительными устройствами (установочные кольца, винты, бурты валов, дистанционные втулки и т. д.).

Шпоночные пазы на валах (шпоночные канавки) выполняются фрезами: дисковой и торцевой. В ступицах шпоночные пазы образуются долб-

лением или протягиванием. Если пазы выполняются с помощью торцевых фрез, то применяются шпонки со скругленными торцами. Шпоночный паз для сегментных шпонок фрезеруется специальной фрезой, соответствующей размеру шпонки. Фрезерование производится с радиальной подачей.

### 1.2.3 Клиновые шпонки

В тихоходных передачах, не требующих точного центрирования деталей по валу, большое применение получили соединения с клиновыми шпонками (рис. 1.6).

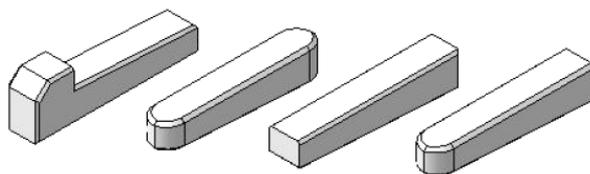


Рисунок 1.6 – Клиновые шпонки

По способу расположения относительно вала различают клиновые шпонки: врезные, на лыске, фрикционные тангенциальные.

Форма клиновой врезной шпонки – четырехгранная призма, у которой верхняя грань имеет уклон 1:100. Такой же уклон имеет поверхность паза втулки. Примерно половина высоты клиновых врезных шпонок помещается в пазу вала и половина – в пазу втулки.

Размеры клиновых шпонок и шпоночных пазов в зависимости от диаметра вала выбирают по ГОСТ 24068–80, который устанавливает четыре исполнения клиновых шпонок (рис. 1.7):

- исполнение 1 – шпонка с головкой;
- исполнение 2 – без головки с закругленными торцами;
- исполнение 3 – без головки с плоскими торцами;
- исполнение 4 – без головки с одним торцом закругленным, а другим – плоским.

Если требуется соединить вал с деталью, например с колесом, то на валу вдоль образующей фрезеруется паз в виде прямоугольной канавки, соответствующей ширине шпонки (рис. 1.8). На выходе из вала паз имеет скругление, равное радиусу фрезы. Длина паза вала для закладных клиновых шпонок (исполнения 2, 3 и 4) равна длине шпонки, так как вначале эта шпонка закладывается в паз, а затем втулка (ступица) надвигается на вал и шпонку. Паз на валу для шпонки с головкой (исполнение 1) выполняют длиной, равной двойной длине шпонки, так как забивную шпонку устанавливают только тогда, когда ступица уже насажена на вал. В ступице колеса паз выполняют сквозным.

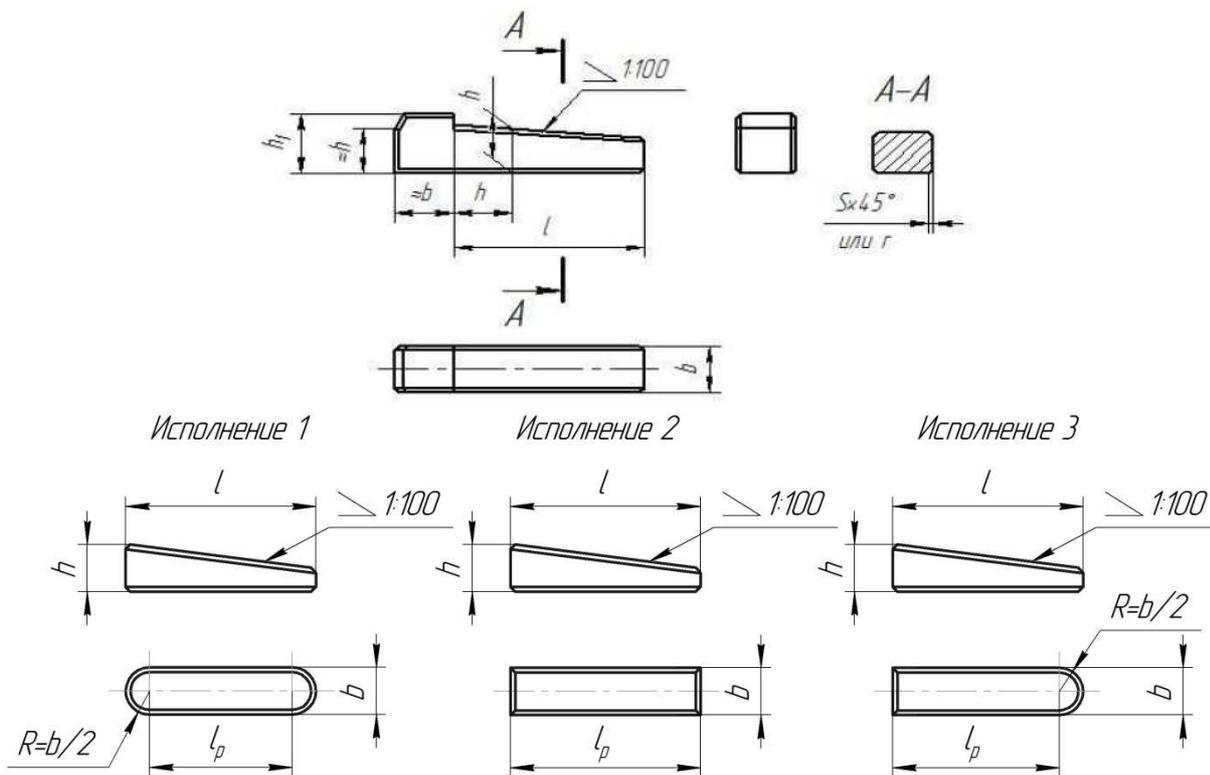


Рисунок 1.7 – Клиновые шпонки

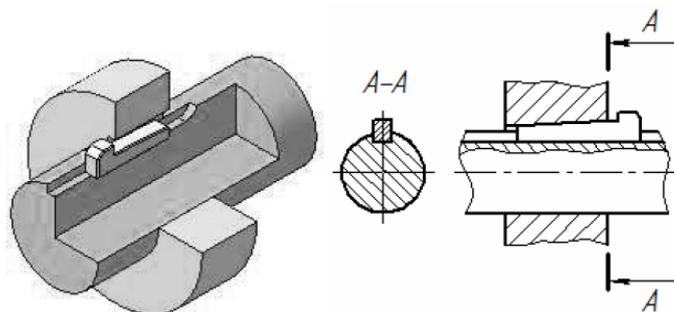


Рисунок 1.8 – Соединение с клиновой врезной шпонкой

Конструктивные размеры клиновых шпонок и шпоночных пазов приведены в табл. А.3. Длину головки клиновой шпонки исполнения 1 принимают равной ширине  $b$  шпонки, а высота  $h_1$  головки должна соответствовать размерам, указанным в табл. А.3.

В качестве шпонок на лыске и фрикционных применяют клиновые шпонки с плоскими концами или с головкой.

Клиновые шпонки на лыске и фрикционные полностью располагаются в пазу втулки. Для шпонок на лыске вместо паза на валу выполняется срез – лыска. Грань фрикционной шпонки, которая соприкасается с гладким цилиндрическим валом, выполняется вогнутой с радиусом, равным радиусу вала. Фрикционные шпонки передают вращающий момент только силами трения, чем и обусловлено их название.

В отличие от призматических, у клиновых шпонок (врезных, на лыске и фрикционных) рабочими являются широкие (верхняя и нижняя) грани, а по боковым граням предусматриваются зазоры.

Клиновые шпонки имеют существенные недостатки:

- вызывают радиальные смещения оси втулки по отношению к оси вала на величину радиального посадочного зазора и контактных деформаций, что приводит к биению насаженной детали;
- не обеспечивают достаточной прочности соединения в том случае, когда вал имеет реверсивное движение, вызывающее разбалтывание шпоночного соединения.

Указанные недостатки значительно ограничивают область применения клиновых шпонок. В точном машиностроении они совершенно не используются.

Примеры условных обозначений клиновых шпонок:

- шпонка 10×8×60 ГОСТ 24068–80 – шпонка клиновья исполнения 1, с размерами  $b = 10$  мм,  $h = 8$  мм,  $l = 60$  мм;
- шпонка 2-16×10×80 ГОСТ 24068–80 – шпонка клиновья исполнения 2, с размерами  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм.

#### 1.2.4 Тангенциальные шпонки

Тангенциальные шпонки состоят из 2 клиньев, каждый из которых имеет одну грань, выполненную с уклоном 1:100 (рис. 1.9). Клинья, соприкасаясь друг с другом наклонными гранями, образуют две параллельные внешние плоскости, контактирующие с соответствующими плоскостями пазов вала и втулки, которые не имеют уклона. Натяг между втулкой и валом создается не в радиальном, как в соединениях простыми клиновыми шпонками, а в касательном направлении, вследствие чего в соединении должно быть обязательно две тангенциальные шпонки, поставленные навстречу друг другу.

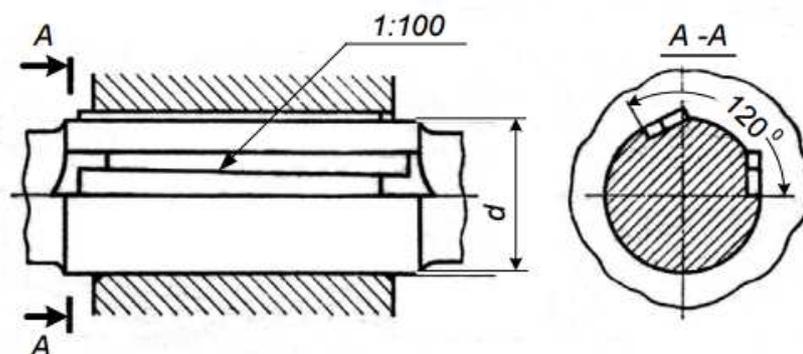


Рисунок 1.9 – Соединение клиновой тангенциальной шпонкой

Стандарт рекомендует угол между двумя тангенциальными шпонками выбирать равным 120°.

Так как каждая из шпонок передает момент только одного направления, расчет выполняется исходя из работы одной шпонки.

Применяются тангенциальные шпонки в тяжелом машиностроении при больших и особенно динамических нагрузках.

### 1.3 Расчет шпоночных соединений

При проектировании шпоночного соединения размеры поперечного сечения шпонки ( $b \times h$ ) принимают по соответствующему стандарту в зависимости от диаметра вала, длину – из стандартного ряда в зависимости от длины ступицы для неподвижного соединения, для подвижного – с учетом осевых перемещений деталей.

Когда шпоночное соединение передает незначительные вращающие моменты или когда вал полый, стандарты допускают применение стандартных шпонок меньших сечений.

Достаточность принятых размеров шпонок проверяют расчетом соединения на прочность. Расчеты шпоночных соединений всегда имеют характер проверочных.

#### 1.3.1 Шпонка призматическая

Расчетом проверяется отсутствие смятия той части боковой поверхности шпонки, которая выступает над валом:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_{пер}}{d l_p (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_{пер}}{d l_p k} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.1)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м; размеры шпоночных соединений  $d$ ,  $h$ ,  $l_p$ ,  $t$  пояснены на рис. 1.9 и 1.10;  $K_{пер}$  – коэффициент перегрузки.

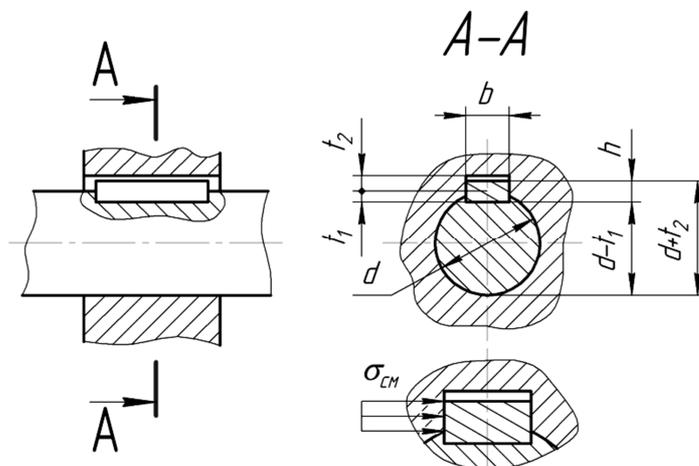


Рисунок 1.10 – Схема для расчета соединения призматической шпонкой

Формула (1.1) носит условный характер, поскольку неравномерность распределения напряжений смятия по длине и высоте шпонки, вызванная погрешностями и деформациями, а также перекосом шпонки, учитывается назначением повышенных коэффициентов запаса при выборе допускаемых напряжений. Высота рабочего участка шпонки может быть приближенно принята:  $k = 0,4h$ .

Условие прочности на срез учтено при стандартизации призматических и сегментных шпонок, поэтому при проектировании проверка на срез не обязательна.

### 1.3.2 Шпонка сегментная

Расчет сегментных шпонок производится из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \ell (h_1 - t_1)} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \ell k} \leq [\sigma]_{см}, \quad (1.2)$$

где  $T$  – вращающий момент, Н·м; размеры шпоночных соединений  $d$ ,  $D$ ,  $h_1$ ,  $t_1$  пояснены на рис. 1.11;  $\ell$  – рабочая длина шпонки, равная  $\ell = 2\sqrt{h_1(D - h_1)}$ ;  $K_{пер}$  – коэффициент перегрузки.

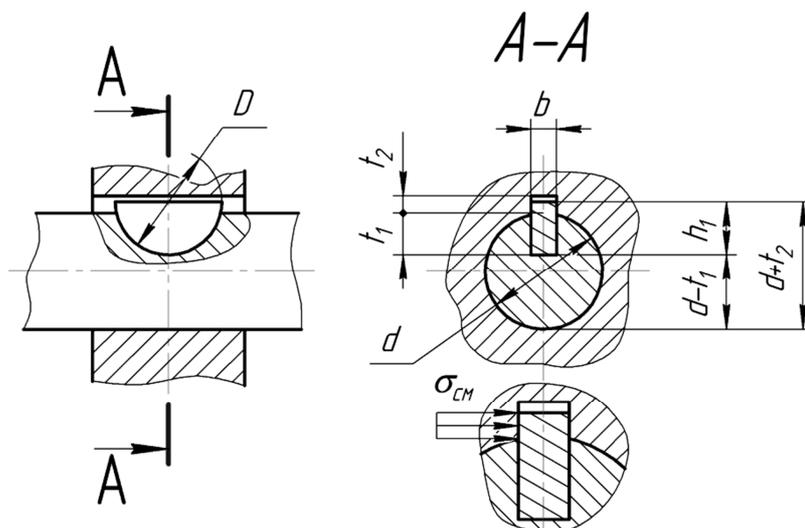


Рисунок 1.11 – Схема для расчета соединений сегментной шпонкой

### 1.3.3 Шпонка клиновая врезная

Шпонка предварительно затягивается (заколачивается), при этом на рабочих гранях сверху и снизу появляются равномерно распределенные напряжения (рис. 1.12, а). Под нагрузкой ступица стремится повернуться

относительно вала и напряжения на рабочих гранях шпонки перераспределяются – около одного края возрастают, у противоположного пропорционально уменьшаются (рис. 1.12, б; рис. 1.13).

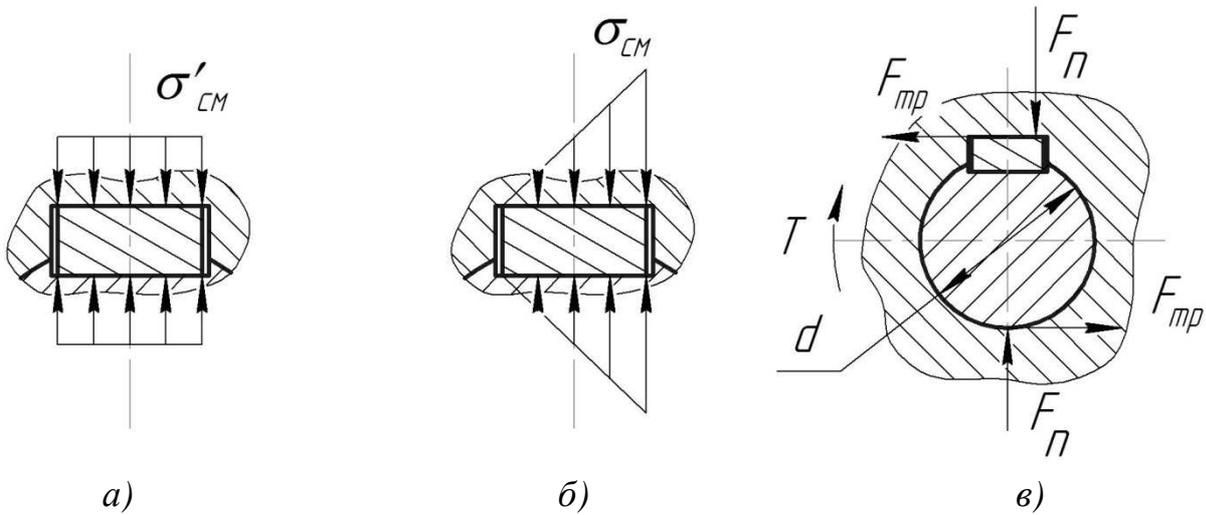
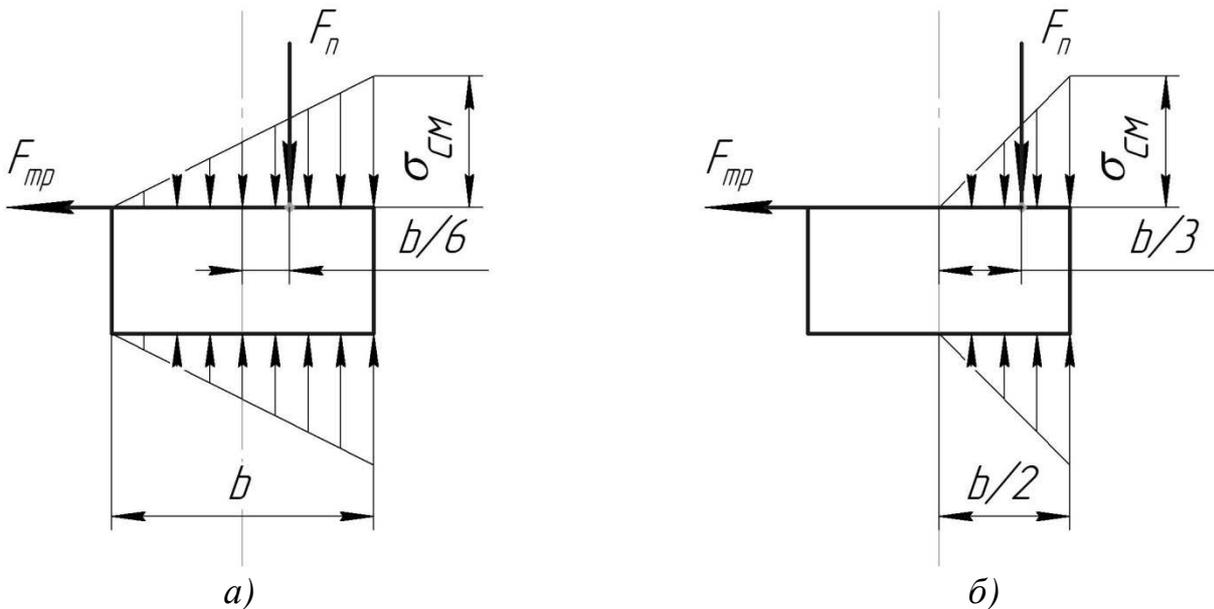


Рисунок 1.12 – Схема для расчета соединения клиновой врезной шпонкой



а – с гарантированной затяжкой; б – без гарантированной затяжки  
Рисунок 1.13 – Эпюры распределения напряжений на рабочих гранях

В случае гарантированной затяжки загрузка на втулку от шпонки по ширине распределена по закону треугольника. Для расчета принимается эпюра распределения напряжений на рабочих гранях шпонки, изображенных на рис. 1.13, а. Тогда расчетные формулы будут иметь такой вид:

В соединении с одной шпонкой:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12 \cdot 10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{b l_p (b + 6f d)} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (1.4)$$

В соединении с двумя шпонками, поставленными диаметрально противоположно:

$$\sigma_{см} = \frac{6 \cdot 10^3 T \cdot K_{пер}}{b l_p (b + 3f d)} \leq [\sigma]_{см}. \quad (1.5)$$

В соединении с двумя шпонками, поставленными под углом 45° по окружности сечения вала (для двух шпонок наилучший вариант):

$$\sigma_{см} = \frac{6 \cdot 10^3 T \cdot K_{пер}}{b l_p (b + 3f d)} \leq [\sigma]_{см}. \quad (1.6)$$

Если гарантии затяжки нет, для расчета принимается эпюра распределения напряжений на рабочих гранях шпонки, изображенная на рис. 1.13, б. Расчетная формула для соединения с одной шпонкой имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot 10^3 T \cdot K_{пер}}{b l_p (b + 3f d)} \leq [\sigma]_{см}. \quad (1.7)$$

В приведенных выше формулах  $l_p$  – рабочая длина шпонки, которая может быть равна габаритной длине шпонки (рис. 1.7) или определена из чертежа;  $f$  – коэффициент трения между валом, ступицей и шпонкой ( $f = 0,13 \dots 0,18$ ).

### 1.3.4 Шпонка клиновая фрикционная

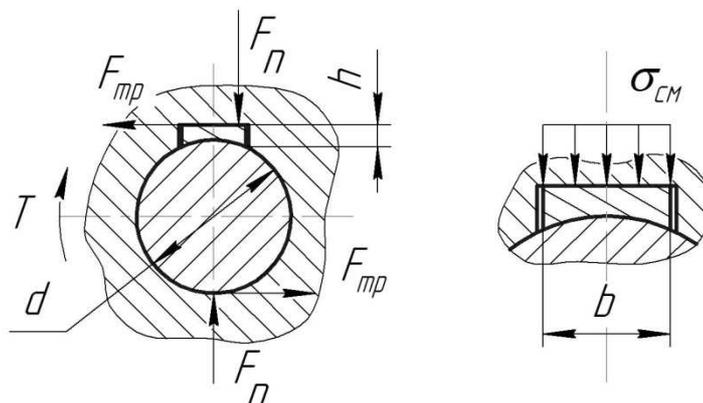


Рисунок 1.14 – Схема для расчета соединения фрикционной шпонкой

Расчет ведется в предположении, что эпюра давления на верхней и нижней гранях шпонки – параллелепипед (рис. 1.14).

Расчетная формула имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{10^3 T \cdot K_{пер}}{b l_p f d} \leq [\sigma]_{см}. \quad (1.8)$$

### 1.3.5 Шпонка тангенциальная

Предполагается, что всю нагрузку шпонка передает узкой гранью. Расчетная формула имеет вид (рис. 1.15):

$$\sigma_{\text{сМ}} = \frac{10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{\left(0.48 + \frac{2}{\pi} f\right) d l_p (t-s)} \leq [\sigma]_{\text{сМ}}, \quad (1.9)$$

где  $t$  – ширина рабочей грани шпонки, равная глубине паза на валу;  
 $s$  – ширина фаски рабочей грани.

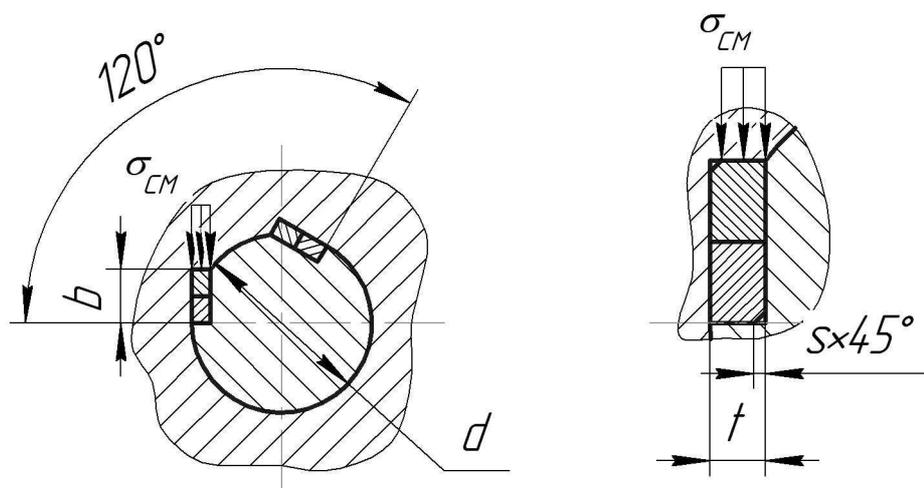


Рисунок 1.15 – Схема для расчета соединений тангенциальной шпонкой

### 1.4 Материалы шпонок и допускаемые напряжения

В качестве материала для шпонок рекомендуется применять чистотянутую прутковую сталь с пределом прочности  $\sigma_B \geq 500$  МПа.

Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы и прочности материала шпонки, вала и втулки:

$$[\sigma]_{\text{сМ}} = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (1.10)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала “слабого” элемента соединения (вала, шпонки, ступицы), МПа;  $S$  – коэффициент запаса прочности.

При нереверсивной мало изменяющейся по величине нагрузке  $S = 1.9 \dots 2.3$ , при реверсивной нагрузке с частыми пусками и остановками  $S = 2.9 \dots 3.5$ , при реверсивной нагрузке значения  $S$  повышаются против приведенных на 30 %.

Материал шпонок – чистотяннутая сталь с пределом прочности  $\sigma_B \geq 600$  МПа (ГОСТ 23360-78). Допускается применение другой стали соответствующей прочности. Часто это Ст. 6 или стали 45, 50.

Некоторые рекомендации по выбору допускаемых напряжений при различно комбинации материалов шпонок и сопрягаемых с ними деталей представлены ниже:

$[\sigma]_{см} = 70...100$  МПа - в случае, когда вал и шпонка стальные, а ступица чугунная;

$[\sigma]_{см} = 50...70$  МПа - если шпонки выполнены из стали 45 чистотянутой, а валы и ступицы стальные, при непрерывном использовании редукторов с полной нагрузкой;

$[\sigma]_{см} = 130...180$  МПа - то же при среднем режиме использования редукторов;

$[\sigma]_{см} = 260$  МПа – то же при частных предельных пиковых статических нагрузках.

При колебаниях нагрузки допускаемые напряжения следует снижать на 20...25%, а при ударной – снижать на 40...50%.

### 1.5 Взаимозаменяемость шпоночных соединений

Характер соединения шпонки со шпоночными пазами вала и отверстия определяется их назначением. На рис. 1.16 приведены схемы расположения полей допусков шпонки и шпоночных пазов вала и отверстия.

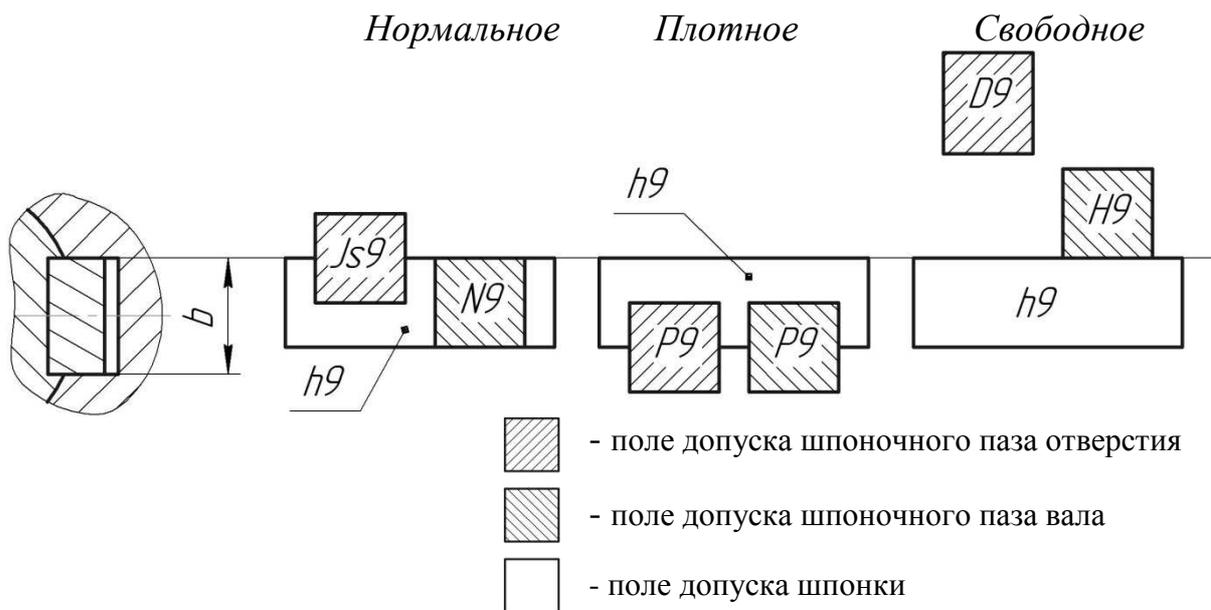


Рисунок 1.16 - Расположение полей допусков в шпоночных соединениях

По характеру соединения существуют *нормальное, плотное и свободное* шпоночные соединения. Нормальное и плотное соединения обеспечивают неподвижное соединение шпонки с пазом вала и пазом втулки. Плотное соединение назначают при ударных и реверсивных нагрузках в мелкосерийном и индивидуальном производстве. В массовом и крупносерийном производствах, в целях облегчения сборки, рекомендуется применять нормальные посадки. Посадки, обеспечивающие свободное соединение, назначают для направляющих шпонок.

Требования к допускам на глубину шпоночного паза вала и втулки, приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Предельные отклонения шпоночных пазов

Высота шпонки $h$ , мм	Предельные отклонения			
	$t_1$		$d + t_2$	
	$e_i$	$e_s$	$e_i$	$e_s$
От 2 до 6	0	+0,1	0	+0,1
свыше 6 до 18	0	+0,2	0	+0,2
свыше 18 до 50	0	+0,3	0	+0,3

Длина шпоночного паза вала выполняется по H15.

Длина шпонки  $L$  выполняется по h14.

Высота шпонки выполняется по h11.

Допускается изготавливать шпонки высотой от 2 до 6 мм по h9

Шероховатость поверхности боковой поверхности шпоночного паза Ra 3,2, дна шпоночного паза Ra 6,3.

Для соединения с сегментными шпонками поля допусков шпонки и шпоночных пазов вала и отверстия, требования к шероховатости пазов приняты такими же, как и для шпоночных соединений с призматическими шпонками. Шпоночные соединения с сегментными шпонками применяют только для неподвижных соединений, для которых предусмотрены посадки такие же, как и для призматических шпонок. Посадки, образующие свободные соединения для сегментных шпонок, отсутствуют.

Регламентированы:

ширина шпонки  $b$  выполняется по h9,

высота шпонки  $h$  и  $h_1 = 0,8h$  выполняется по h11,

диаметр шпонки  $d$  выполняется по h12.

## 2 ЗУБЧАТОЕ (ШЛИЦЕВОЕ) СОЕДИНЕНИЕ

### 2.1 Общие сведения

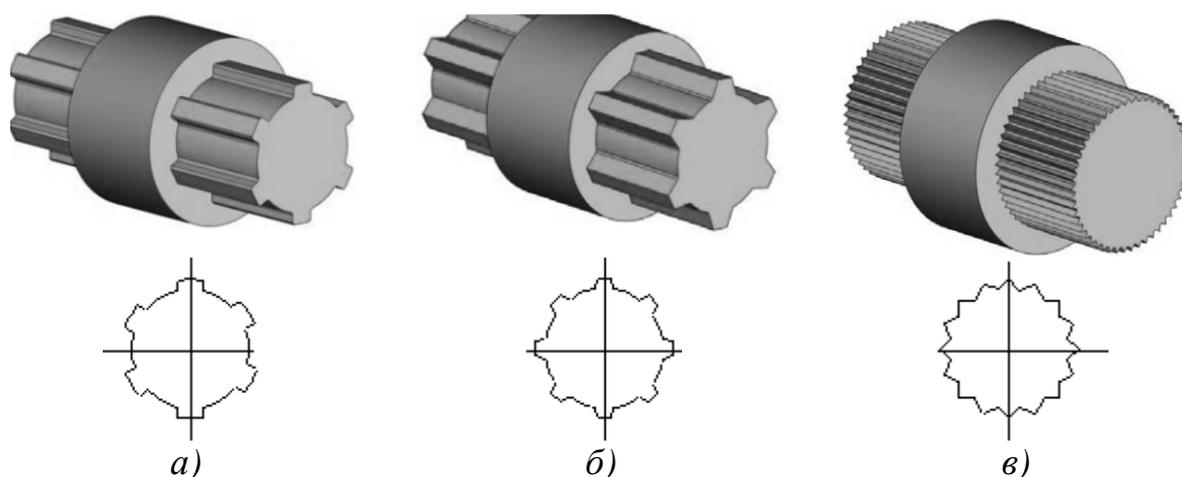
Зубчатое (шлицевое) соединение можно рассматривать как многошпоночное соединение, в котором шпонки составляют с валом одно целое.

Преимуществом шлицевых соединений по сравнению со шпоночными является большая площадь рабочих поверхностей (повышенная нагрузочная способность), лучшее центрирование и меньшее количество деталей. Концентрация напряжений в пазах шлицевых соединений меньше, чем в пазах шпоночных.

Шлицевые соединения применяются в качестве неподвижных (для постоянного соединения ступицы с валом) и подвижных (допускают осевое перемещение ступицы по валу). Например, закрепление на валах переключаемых (блочных) шестерен в коробках передач станков, автомобилей и т. д.

Шлицевые соединения являются ненапряженными, т. е. не могут передавать осевые силы.

В зависимости от формы профиля зубьев различают соединения с прямобочными, эвольвентными и треугольными шлицами (рис. 2.1).



*а – прямобочное; б – эвольвентное; в – треугольное*

*Рисунок 2.1 – Виды шлицевых соединений*

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения стандартизованы: ГОСТ 1139–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры, и допуски.

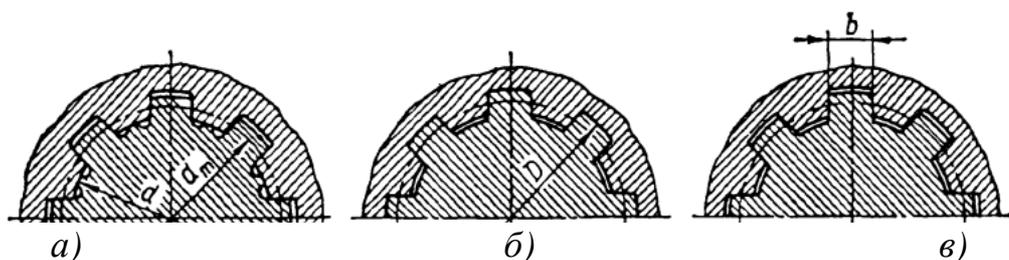
ГОСТ 6033–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом  $30^\circ$ .

## 2.2 Взаимозаменяемость шлицевых соединений

### 2.2.1 Прямобоочные шлицевые соединения

В настоящее время прямобоочные шлицевые соединения имеют наибольшее распространение. Боковые стороны зуба в поперечном сечении вала (втулки) параллельны между собой и средняя линия между боковыми сторонами проходит через центр сечения.

В шлицевых прямобоочных соединениях применяются три способа относительного центрирования вала и втулки: по боковым поверхностям зубьев (рис. 2.2, а); по наружному диаметру (рис. 2.2, б); по внутреннему диаметру (рис. 2.2, в).



*а – по внутреннему диаметру; б – по наружному диаметру;  
в – по боковым граням*

*Рисунок 2.2 – Виды центрирования прямобоочных шлицевых соединений*

Центрирование по боковым граням используется, когда не требуется особой точности соосности, при передаче значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки (знакопеременный момент).

Центрирование по наружному или внутреннему диаметру является более точным (в особенности по внутреннему диаметру) и поэтому эти виды соединений применяются в тех случаях, когда требуется повышенная точность совпадения геометрических осей соединяемых деталей.

Выбор наружного или внутреннего диаметра в качестве центрирующего определяется твердостью шлицевого отверстия и размерами соединения.

Если втулка не закалена ( $HB < 350$ ), а вал закален ( $HB \geq 350$ ), то рекомендуется применять центрирование по наружному диаметру; если втулка закалена ( $HB \geq 350$ ), то, независимо от твердости вала, предпочтительнее выбрать центрирование по внутреннему диаметру.

ГОСТ 1139 – 80 предусматривает три серии шлицевых соединений – легкую, среднюю и тяжелую, которые отличаются высотой шлицев и их числом.

Стандартное обозначение шлицевого прямобоочного соединения должно содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования; число зубьев  $z$  и номинальные размеры  $d$ ,  $D$ ,  $b$  соединения; обозначения посадок диаметров и размера  $b$ , помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Примеры обозначения прямобочного шлицевого соединения с числом шлицев  $z = 6$ , внутренним диаметром  $d = 28$  мм, наружным диаметром  $D = 32$  мм, шириной шлица  $b = 7$  мм:

при центрировании по внутреннему диаметру  $d$  (с посадкой по  $d - H7/n6$  и посадкой по  $b - D9/f8$ ):

$$d - 6 \times 28 \frac{H7}{n6} \times 32 \times 7 \frac{D9}{f8};$$

при центрировании по  $D$ :

$$D - 6 \times 28 \times 32 \frac{H7}{J_s 6} \times 7 \frac{F10}{h9};$$

при центрировании по  $b$ :

$$b - 6 \times 28 \times 32 \times 7 \frac{D9}{h8}.$$

### 2.2.2 Эвольвентные шлицевые соединения (рис. 2.3)

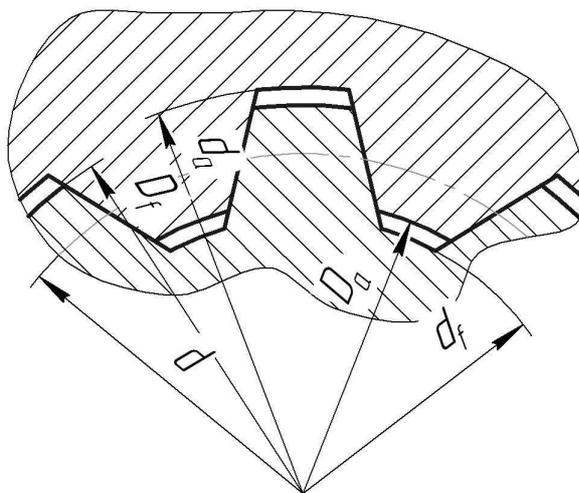


Рисунок 2.3 – Эвольвентное шлицевое соединение

Являются весьма перспективными. Профиль очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и эвольвентами, как профили зубьев зубчатых колес. Впадина между зубьями может быть закругленной или плоской. По стандарту угол исходного контура  $\alpha = 30^\circ$ .

Центрирование осуществляется по боковым сторонам, внутреннему и наружному диаметрам. Последний вариант центрирования возможен при сравнительно невысокой твердости ступицы, допускающей обработку ее эвольвентными протяжками или долбьяками.

За номинальный диаметр соединения принимают его наружный диаметр:

$$D = m \cdot z + 2 \cdot x \cdot m + 1,1 \cdot m, \quad (2.1)$$

где  $m$  – модуль соединения;  $x$  – коэффициент смещения исходного контура.

Основные достоинства эвольвентного соединения:

- более совершенная технология изготовления шлицевого вала благодаря применению червячной фрезы с прямолинейными режущими кромками, позволяющей нарезать зубья с одинаковым модулем на валах различных диаметров;

- повышенная прочность вследствие большого количества шлицев, утолщения шлицев у основания;

- теоретический коэффициент концентрации напряжений при кручении в два раза меньше, чем у прямобочного.

Вследствие этих преимуществ эвольвентное шлицевое соединение используется для передачи значительных вращающих моментов, а также в тех случаях, когда к точности центрирования сопрягаемых элементов предъявляются повышенные требования.

Обозначение соединения с эвольвентным профилем должно содержать: номинальный диаметр соединения  $D$ ; модуль  $m$ ; обозначение посадки соединения, помещаемое после размеров центрирующих элементов; номер стандарта.

Пример обозначение шлицевого эвольвентного соединения с номинальным диаметром  $D = 50$  мм, модулем  $m = 2$  мм: при центрировании по боковым сторонам зубьев, с посадкой  $\frac{9H}{9g}$ :

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g};$$

при центрировании по  $D_f$ , с посадкой  $\frac{H7}{g6}$ :

$$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2;$$

при центрировании по внутреннему диаметру  $d_f$ , с посадкой  $\frac{H7}{g6}$ :

$$i 50 \times 2 \times \frac{H7}{g6},$$

где  $i$  – центрирование по внутреннему диаметру.

### 2.2.3 Треугольные шлицевые соединения

Соединения треугольного профиля (рис. 2.4) применяют при стесненных габаритах по диаметру и, как правило, для неподвижных соединений. Центрируются только по боковым сторонам зубьев. Не стандартизованы. По действующим нормам за номинальный размер принимают наружный или делительный диаметр. Обычно модуль  $m = 0.2 \dots 1.6$  мм, число зубьев  $z = 20 \dots 70$ . Угол профиля зуба ступицы составляет  $60, 72$  или  $90^\circ$ .

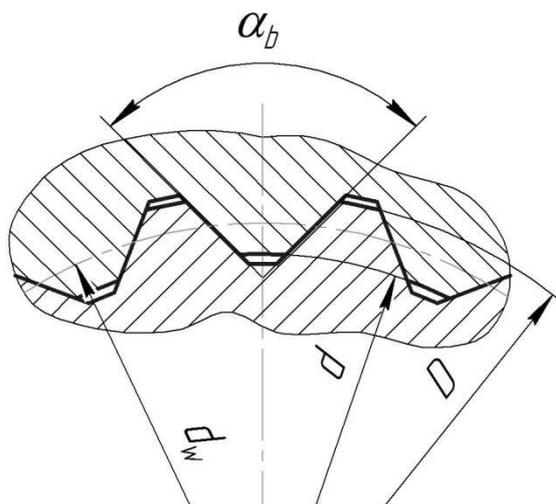


Рисунок 2.4 – Треугольное шлицевое соединение

Кроме цилиндрического, применяются также конические зубчатые треугольные соединения в большинстве случаев с конусностью 1:16 по впадине зуба.

## 2.3 Расчет шлицевых соединений

### 2.3.1 Расчет ответственных соединений на отсутствие смятия и износостойкость

Расчет ответственных соединений, в основном зубчатых колес с валами, стандартизован и выполняется как проверочный. В соответствии со стандартом проверяется отсутствие смятия и износа соединения. Стандарт не распространяется на малоответственные соединения с валами шкивов, звездочек, полумуфт и т.д., расчет которых может выполняться упрощенно.

Условие прочности на отсутствие смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{S_F \ell \cdot \xi} = \frac{10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{0.5 d_m h z \ell \xi} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (2.2)$$

Условие износостойкости соединения:

$$\sigma_{\text{изн}} \leq \frac{10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{S_F \ell \xi} = \frac{10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{0.5 d_m h z \ell \xi} \leq [\sigma]_{\text{изм}}, \quad (2.3)$$

где  $T$  – вращающий момент (наибольший из длительно действующих), Н·м;  $S_F$  – удельный суммарный момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала,  $\text{мм}^3/\text{мм}$  (табл. 2.1);  $d_m$  – средний диаметр соединения, мм;  $h$  – высота поверхностей контакта шлицев, мм;  $z$  – число шлицев;  $\ell$  – рабочая длина соединения, мм;  $\xi = 0,75 \dots 0,80$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на зубья соединения;  $K_{\text{пер}}$  – коэффициент перегрузки.

Таблица 2.1 – Геометрические характеристики соединений шлицевых прямобоочных

Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
Номинальный размер $z \times d \times D$ ; мм	$\frac{S_F, \text{мм}^3}{\text{мм}}$	Номинальный размер $z \times d \times D$ ; мм	$\frac{S_F, \text{мм}^3}{\text{мм}}$	Номинальный размер $z \times d \times D$ ; мм	$\frac{S_F, \text{мм}^3}{\text{мм}}$
6×23×26	66	6×23×28	145	10×16×20	126
6×26×30	118	6×26×32	191	10×18×23	195
6×28×32	126	6×28×34	205	10×21×26	223
6×32×36	163	8×32×38	308	10×23×29	312
8×36×40	182	8×36×42	343	10×26×32	319
8×42×46	211	8×42×48	396	10×28×35	426
8×46×50	230	8×46×54	600	10×32×40	576
8×52×58	440	8×52×60	672	10×36×45	749
8×56×62	472	8×56×65	854	10×42×52	978
8×62×68	520	8×62×72	1072	10×46×56	1020
10×72×78	750	10×72×82	1540	16×52×60	1340

В приведенных формулах при расчетах средней точности можно принимать:

для прямобоочного профиля:  $h \cong \frac{D-d}{2}$ ;  $d_m = \frac{D+d}{2}$ ;

для эвольвентного профиля:  $h \cong m = \frac{d}{z}$ ;  $d_m = d$ ;

для треугольного профиля:  $h = \frac{D-d}{2}$ ;  $d_m = d_\omega = m z$ .

### 2.3.2 Допускаемые напряжения при расчете ответственных соединений

Допускаемые напряжения при расчете на смятие неподвижных шлицевых соединений определяются по формуле:

$$[\sigma]_{\text{см}} = \frac{\sigma_T}{[S] K_D K_n K_3 K_{\text{пр}}}, \quad (2.4)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа;  $[S]$  – коэффициент запаса,  $[S]=1.25\dots1.4$  (нижнее значение – для незакаленных рабочих поверхностей, верхнее – для закаленных);  $K_D$  – коэффициент динамичности нагрузки ( $K_D = T_{\text{max}}/T$ );  $T_{\text{max}}$  – максимальный повторяющийся пиковый момент, действующий на соединение (например, при пуске, торможении и т.п.);  $K_n$  – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления ( $K_n = 1.1\dots1.2$  если до приработки соединение имеет погрешность шагов зубьев и непараллельность их осей вала и ступицы на длине  $l$  не более 0,02 мм, в противном случае  $K_n = 1.3\dots1.6$ );  $K_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами, определяется из табл. 2.2 с учетом параметра:

$$\psi = \frac{d_m}{d_\omega \cos \alpha_\omega}, \quad (2.5)$$

где  $d_\omega$  – диаметр начальной окружности зубчатого колеса, мм;  $\alpha_\omega$  – угол зацепления зубчатого колеса;  $K_{\text{пр}}$  – коэффициент продольной (по длине соединения) концентрации нагрузки.

Таблица 2.2 – Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами  $K_3$

$\psi$	Коэффициент	
	$K_3$	$K_3'$
0.30	1.6	1.1
0.35	1.7	1.2
0.40	1.8	1.4
0.45	1.9	1.6
0.50	2.0	1.9
0.55	2.1	2.2
0.60	2.2	2.5
0.65	2.4	3.0
0.70	2.7	3.7
0.75	3.0	4.5

При расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала определяется по формуле:

$$K_{\text{пр}} = K_{\text{кр}} + K_e - 1. \quad (2.6)$$

При расположении зубчатого венца со стороны незакручиваемого участка вала  $K_{\text{пр}}$  выбирают равным большему из значений  $K_{\text{кр}}$  и  $K_e$ .

Здесь  $K_{\text{кр}}$  – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала, выбирается в зависимости от отношения длины ступицы  $l$  к наружному диаметру шлицевого профиля  $D$  по табл. 2.3;  $K_e$  – коэффициент концентрации нагрузки в связи со смещением зубчатого венца от середины длины ступицы, определяется по графику на рис. 2.5 в зависимости от параметров:  $\psi$ , определяемого по формуле (2.5) и  $\varepsilon$ . Если зубчатый венец

прямозубый,  $\varepsilon = e/l$ , если косозубый -  $\varepsilon = \frac{e}{l} \pm \frac{d_m}{2l \operatorname{tg} \beta \cos \alpha}$ , где  $\beta$  – угол наклона зубьев косозубого колеса, знак “+” – при действии в одном направлении относительно точки оси вала, лежащей в середине длины ступицы, моментов от радиальной  $F_t$  и осевой  $F_a$  сил на зубчатом колесе, знак “-” – в противоположном случае.

Таблица 2.3 – Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала  $K_{\text{кр}}$

Серия	Наружный диаметр соединения $D$ , мм	$K_{\text{кр}}$	
		$\frac{l}{D} = 1.0$	$\frac{l}{D} = 1.5$
Легкая	До 26	1.3	1.7
	30...50	1.5	2.0
	58...120	1.8	2.6
Средняя	До 19	1.6	2.1
	20...30	1.7	2.3
	32...50	1.9	2.8
	54...112	2.4	3.5
	Свыше 112	2.8	4.1
Тяжелая	До 23	2.0	3.0
	23...32	2.4	3.5
	35...65	2.7	4.1
	72...102	2.9	4.3
	Свыше 102	3.1	4.7

Допускаемые напряжения при расчетах на износ определяются по формуле:

$$[\sigma]_{\text{изн}} = \frac{[\sigma]_{\text{усл}}}{K_{\text{изн}} K_{\text{долг}} K_{\text{Р}}}, \quad (2.7)$$

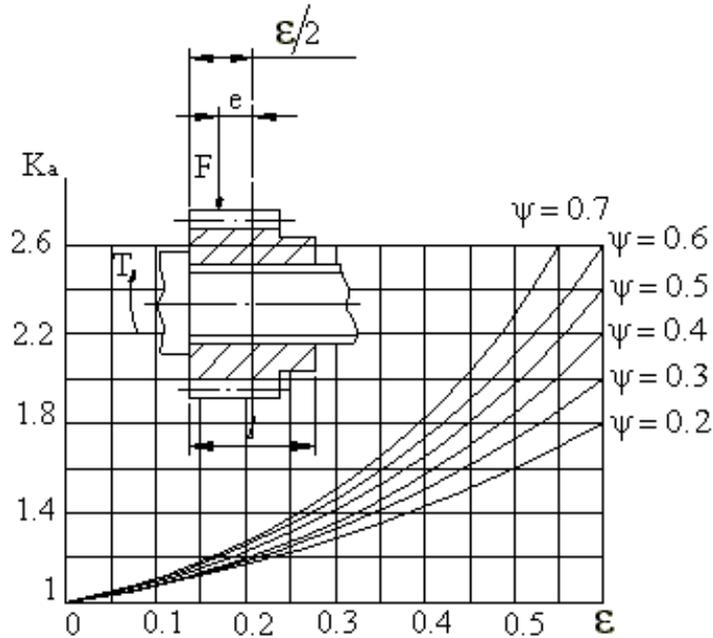


Рисунок 2.5 – Зависимость коэффициента  $K_a$  от параметров  $\epsilon$  и  $\psi$

где  $[\sigma]_{\text{усл}}$  – допускаемое условное давление при базовом числе циклов нагружения  $10^8$  и постоянном режиме работы, МПа (Рекомендуемые значения  $[\sigma]_{\text{усл}}$  приведены в табл. 2.4);  $K_{\text{изн}}$  – коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износ,  $K_{\text{изн}} = K'_3 K_{\text{пр}}$ , где  $K'_3$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шлицами при расчетах на износ, для соединений валов с зубчатыми колесами, приведен в табл. 2.2;  $K_{\text{пр}}$  – см. расчет соединений на смятие;  $K_{\text{долг}}$  – коэффициент долговечности,  $K_{\text{долг}} = K_{\text{н}} K_{\text{ц}}$ , где  $K_{\text{н}}$  – коэффициент переменности нагрузки, рекомендуемые значения приведены в табл. 2.5;  $K_{\text{ц}}$  – коэффициент числа циклов нагружения,  $K_{\text{ц}} = \sqrt[3]{N/10^8}$ , здесь  $N$  – расчетное число циклов нагружения, равное суммарному числу оборотов вала за все расчетное время эксплуатации механизма  $t$  в числах, при средней частоте вращения вала  $n$   $N = 60 t \cdot n$ ;  $K_{\text{р}}$  – коэффициент условий работы.

Таблица 2.4 – Допускаемые условные давления  $[\sigma_{\text{усл}}]$ , при базовом числе циклов нагружения  $10^8$ , МПа

Термическая обработка и средняя твердость поверхности					
≈ НВ 218	Улучшение ≈ НВ 270	Закалка			Цементация, азотирование ≈ НС 60
		≈ НС 40	≈ НС 45	≈ НС 52	
95	110	135	170	185	205

Примечание. При реверсивной работе соединения рекомендуется  $[\sigma_{\text{усл}}]$  снижать на 20...25%.

Таблица 2.5 – Коэффициент переменности нагрузки  $K_H$

Характеристика режима нагружения		$K_H$
Постоянный	Работа с постоянной нагрузкой	1.0
Тяжелый	Большая часть времени – работа с высокими нагрузками	0.77
Средневероятностный	Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузок	0.63
Средненормальный	Большая часть времени – работа со средними нагрузками	0.57
Легкий	Большая часть времени – работа с малыми нагрузками	0.43

В общем случае:

$$K_p = K_c \cdot K_{oc},$$

где  $K_c$  – коэффициент смазки (при обильной смазке фильтруемым маслом:  $K_c = 0.7$ , при смазке с возможным загрязнением  $K_c = 1$ , при бедной смазке и работе с загрязнением  $K_c = 1.4$ );  $K_{oc}$  – коэффициент, учитывающий характер сопряжения ступицы с валом (жесткое (неподвижное) закрепление ступицы на валу  $K_{oc} = 1$ , нежесткое закрепление с возможностью малых перемещений (например, колесо удерживается на валу вилкой механизма управления)  $K_{oc} = 1.25$ ; при осевых перемещениях под нагрузкой  $K_{oc} = 3$ ).

Расчет неотчетственных шлицевых соединений на износ можно производить усредненным допускаемым давлением  $[\sigma]_{изн}$ , приведенным в табл. 2.6.

Таблица 2.6 – Усредненные допускаемые давления  $[\sigma_{изн}]$ , МПа

Термическая обработка и средняя твердость		Соотношение размеров						
		$d_m/d_\omega = 0,35$			$d_m/d_\omega = 0,5$			
		$\frac{e}{l} = 0$	$\frac{e}{l} = 0,25$	$\frac{e}{l} = 0$	$\frac{e}{l} = 0$	$\frac{e}{l} = 0,25$	$\frac{e}{l} = 0,5$	
Термическая обработка	$\approx$ HB 218	73	52	38	47	32	22	
	Улучшение $\approx$ HB 270	85	60	45	55	37	26	
	Закалка	$\approx$ HRC 40	105	77	60	67	47	34
		$\approx$ HRC 45	130	97	75	85	60	42
		$\approx$ HRC 52	142	105	80	92	66	45
Цементация, азотирование $\approx$ HRC 60	158	117	90	100	72	50		

### 2.3.3 Упрощенный расчет малоответственных шлицевых соединений (неподвижные соединения с валом шкивов, звездочек, полумуфт и т. п.)

Проверяется только прочность на отсутствие смятия: соединение прямобочными шлицами:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8 \cdot 10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{0,75 z m \ell (D^2 - d^2) \cdot \xi} \leq [\sigma]_{\text{см}}; \quad (2.8)$$

соединение эвольвентными шлицами:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 10^3 T \cdot K_{\text{пер}}}{0,6 z m \ell (D - d) \cdot \xi} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (2.9)$$

Допускаемое напряжение для поверхностей шлицев стальных деталей, не прошедших специальной обработки, имеет значение: в неподвижных соединениях при спокойной нагрузке  $[\sigma]_{\text{см}} \cong 100$  МПа; в соединениях подвижных под нагрузкой  $[\sigma]_{\text{см}} \cong 40$  МПа (табл. 2.7). При переменной и ударной нагрузке указанные значения снижаются на 30...50 %. Если рабочие поверхности шлицев подвергнуты специальной упрочняющей термической или термохимической обработке, указанные выше значения допускаемого напряжения повышаются на 30...50 %.

Таблица 2.7 – Рекомендации по выбору допускаемых напряжений [6]

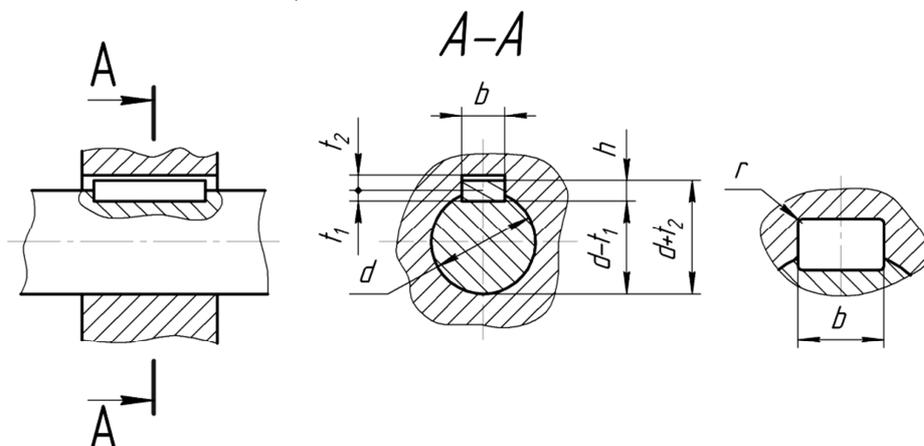
Условия	$[\sigma]_{\text{см}}$ , МПа
Подвижное соединение с закаленными рабочими поверхностями при спокойной нагрузке	10...20
Неподвижное соединение с незакаленными рабочими поверхностями при спокойной нагрузке	80...100
Неподвижное соединение с закаленными рабочими поверхностями при спокойной нагрузке	110...130

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособ. для вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М. : Академия, 2009. – 495 с. - ISBN 978-5-7695-6503-8.
2. Заблонский, К. І. Деталі машин : підручник / К. І. Заблонский. – Одеса : Астропринт, 1999. – 404 с. - ISBN: 5-7763-2409-2.
3. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для студентов высших технических учебных вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 11-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 2007. - 408 с. - ISBN 978-5-06-005679-2.
4. Детали машин: учеб. для вузов / Л. А. Андриенко [и др.] ; под ред. О. А. Ряховского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 520 с. - ISBN 5703813719.
5. Киркач, Н. Ф. Расчёт и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. - Х. : Основа, 1991. – 275 с.
6. Павлице, В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлице. – 2-е видання. – Львів : Афіша, 2003. - 560 с. – ISBN: 966-8013-58-1.
7. Решетов, Д. Н. Детали машин : учебник / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с. -ISBN 5-217-00335-9.

## Приложение А Справочные таблицы

Таблица А.1 – Шпонки призматические (по ГОСТ 23360-78). Размеры сечений шпонок и пазов, мм



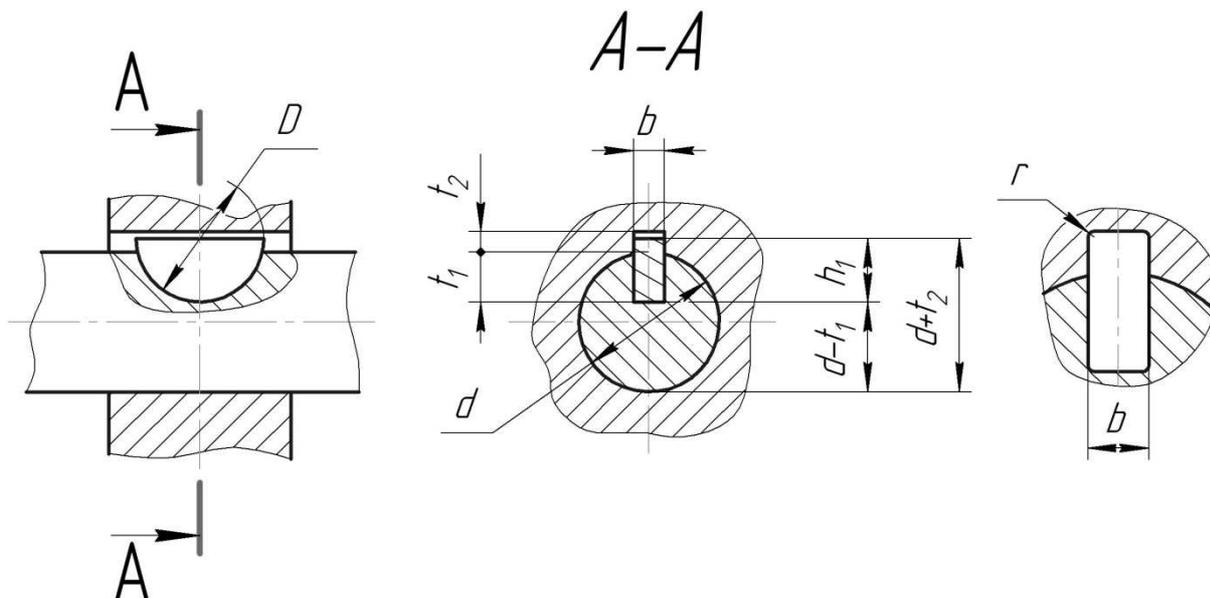
Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина и радиус закругления пазов				Длина l	
	b	h	Вал t <sub>1</sub>	Втулка t <sub>2</sub>	r (или фаска s <sub>1</sub> × 45°)		от	до
					не более	не менее		
12...17	5	5	3.0	2.3			10	56
17...22	6	6	3.5	2.8	0.25	0.16	14	70
22...30	8	7	4.0	3.3			18	90
30...38	10	8	5.0	3.3			22	110
38...44	12	8	5.0	3.3			28	140
44...50	14	9	5.5	3.8	0.4	0.25	36	160
50...58	16	10	6.0	4.3			45	180
58...65	18	11	7.0	4.4			50	200
65...75	20	12	7.5	4.9			56	220
75...85	22	14	9.0	5.4	0.6	0.4	63	250
85...95	25	14	9.0	5.4			73	280
95...110	28	16	10	6.4			80	320

*Примечания:* 1 Таблица приведена с сокращением против ГОСТ 23360-78, в котором даны размеры сечений для диаметров валов от 6 до 500 мм и длины – до 500 мм.

2 Шпонки могут иметь 3 исполнения 1 – со скругленными торцами; исполнение 2 – с плоскими; исполнение 3 – с одним плоским торцом, вторым скругленным (см. рис. 1.1, а).

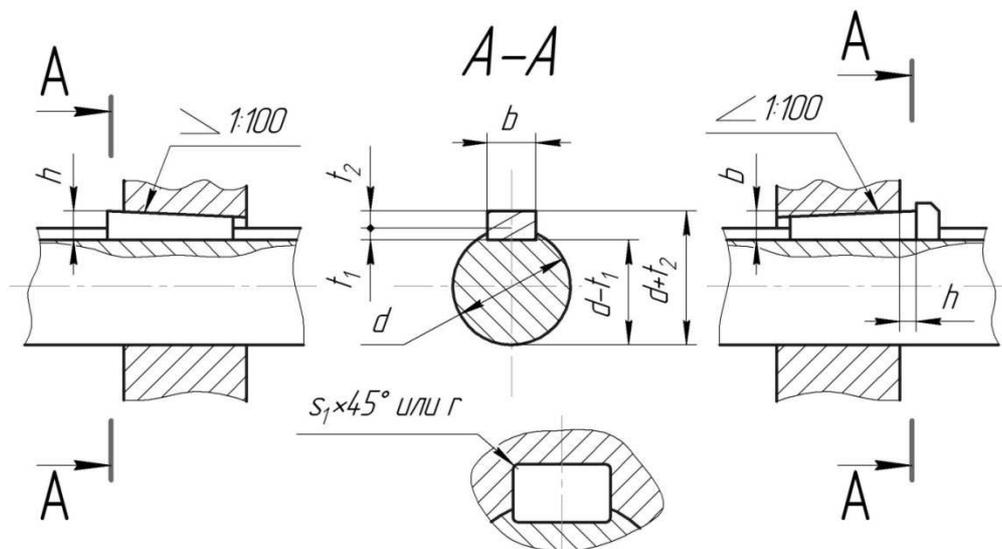
3 Длины призматических шпонок l выбирают из ряда 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320.

Таблица А.2 – Шпонки сегментные (по ГОСТ 24071-80). Размеры шпонок и пазов, мм



Диаметр вала D		Размеры шпонки $b \times h \times d$	Шпоночный паз				
			Ширина	Глубина		Фаска $s_1 \times 45^\circ$ или радиус r	
Назначение шпонки	Передача крутящих моментов			Фиксация элементов	Вал $t_1$	Втулка $t_2$	не менее
8...10	12...15	3×5×13	3.0	3.8	1.4	0.08	0.16
10...12	15...18	3×6,5×16		5.3	1.4		
12...14	18...20	4×6,5×16	4.0	5.0	1.8	0.16	0.25
14...16	20...27	4×7,5×19		6.0	1.8		
16...18	22...25	5×6,5×16	5.0	4.5	2.3		
18...20	25...28	5×7,5×19		5.5	2.3		
20...22	28...32	5×9×22		7.0	2.3		
22...25	32...36	6×9×22	6.0	6.5	2.8		
25...28	36...40	6×10×25		7.5	2.8		
28...32	>40	8×11×28	8.0	8.0	3.3	0.25	0.40
32...38	>40	10×13×32	10.0	10.0	3.3		

Таблица А.3 – Шпонки клиновые (по ГОСТ 24068-80). Размеры сечений шпонки и пазов, мм



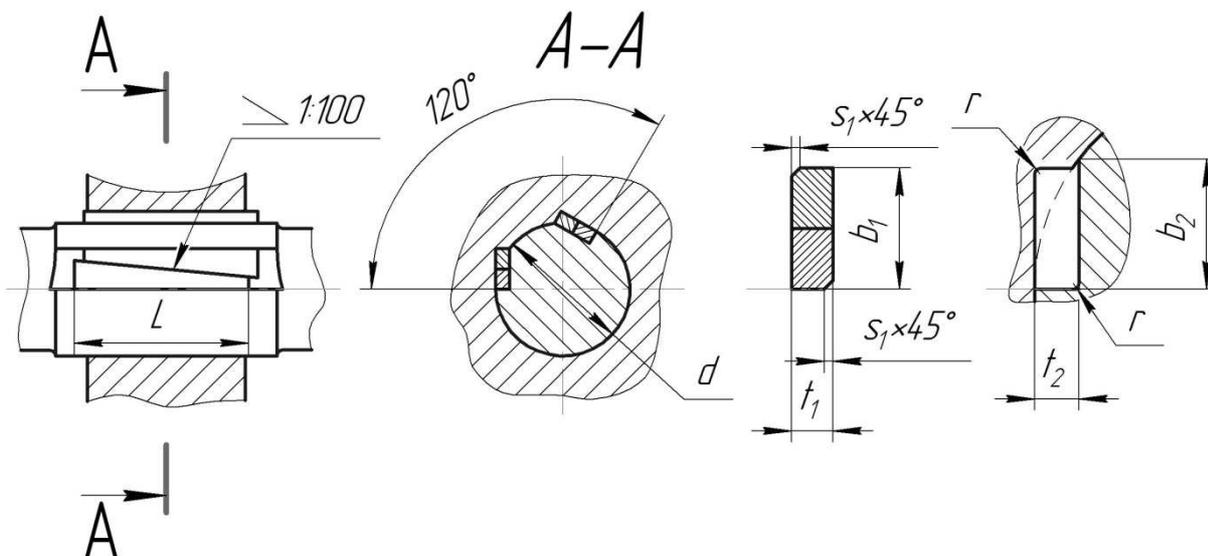
Диаметр вала d	Сечение шпонки b × h	Шпоночный паз						
		Ширина b	Глубина		Радиус закругления r или фаски s <sub>1</sub> × 45°		Длина l	
			Вал и втулка	Вал t <sub>1</sub>	Втулка t <sub>2</sub>	Не менее	Не более	от
12...17	5×5	5	3.0	1.7			10	56
17...22	6×6	6	3.5	2.2	0.16	0.25	14	70
22...30	8×7	8	4.0	2.4			18	90
30...38	10×8	10	5.0	2.4			22	110
38...44	12×8	12	5.0	2.4			28	140
44...50	14×9	14	5.5	2.9	0.25	0.4	36	160
50...58	16×10	16	6	3.4			45	180
58...65	18×11	18	7	3.4			50	200
65...75	20×12	20	7.5	3.9			56	220
75...85	22×14	22	9	4.4	0.4	0.6	63	250
85...95	25×14	25	9	4.4			70	280

Примечания: 1 Таблица приведена с сокращением против ГОСТ 24068-80, в котором даны размеры сечений для диаметров от 6 до 500 мм.

2 Шпонки могут иметь 4 исполнения: 1 – с головкой; исполнение 2 – без головки со скругленными торцами; исполнение 3 – без головки с плоскими торцами; исполнение 4 – без головки, с одним плоским торцом, вторым скругленным (см. рис. 1.2, а, б).

3 Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280.

Таблица А.4 – Шпонки тангенциальные (по ГОСТ 24069-80). Размеры сечений шпонок и пазов, мм

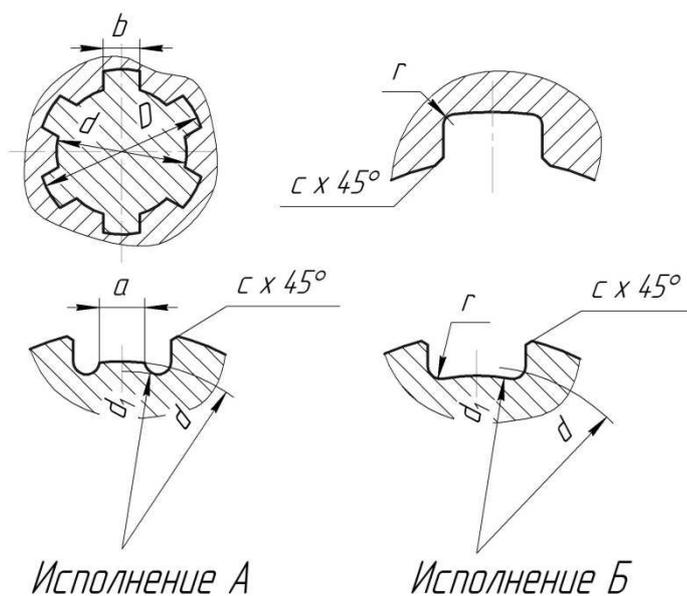


Диаметр D	Шпонки				Шпоночный паз					
	Толщина t	Расчетная ширина b	Фаска $s_1 \times 45^\circ$		Глубина		Расчетная ширина		Радиус r	
			не менее	не более	Втулка $t_1$	Вал $t_2$	Втулка $b_1$	Вал $b_2$	не менее	не более
60	7	19.3	0.6	0.8	7	7.3	19.3	19.6	0.4	0.6
63		19.8					20.2			
65		20.1					20.5			
70		21					21.4			
71	8	22.5			8	8.3	22.5	22.8		
75		23.5					23.5			
80		24.0					24.4			
85		24.8					25.2			
90		25.6					26.0			
95	9	27.8			9	9.3	27.8	28.2		
100		28.6	29.0							
110		30.1	30.6							
120	10	33.2	1.0	1.2	10	10.3	33.2	33.6	0.7	1.0
125		33.9					34.4			
130		34.6					35.1			

Примечание: 1. Таблица приведена с сокращением против ГОСТ 24069-80, в котором даны размеры сечений для диаметров от 60 до 1000 мм.

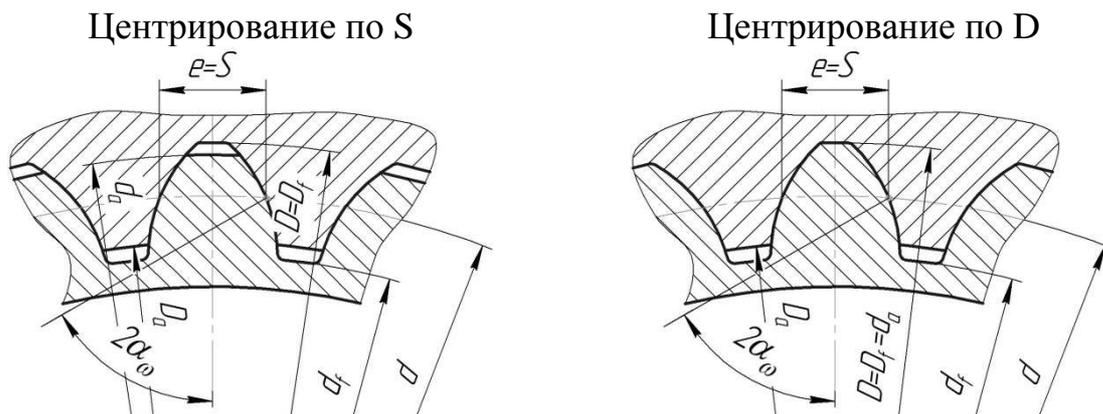
2. Длину шпонки  $l$  следует выбирать на 10...15% больше длины втулки из стандартного ряда (табл. А.3).

Таблица А.5 – Соединения шлицевые прямоугольные (по ГОСТ 1139-80)



$z \times d \times D$	$b$	$d_1$	$a$	$c$		$r$ , не более
		не менее		номинальный размер	предельное отклонение	
Легкая серия						
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+ 0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+ 0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+ 0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+ 0,2	0,3
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+ 0,2	0,3
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+ 0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+ 0,3	0,5
Средняя серия						
6×18×22	5,0	16,7	–	0,3	+ 0,2	0,2
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+ 0,2	0,2
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+ 0,2	0,3
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	+ 0,2	0,3
8×32×38	6,0	29,4	–	0,4	+ 0,2	0,3
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+ 0,2	0,3
8×42×48	8,0	39,5	2,57	0,4	+ 0,2	0,3
8×46×54	9,0	42,7	–	0,5	+ 0,3	0,5
Тяжелая серия						
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+ 0,2	0,2
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+ 0,2	0,2
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+ 0,2	0,2
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+ 0,2	0,2
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+ 0,2	0,2
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+ 0,2	0,2
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+ 0,2	0,2
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+ 0,3	0,5
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+ 0,3	0,5

Таблица А.6 – Соединения шлицевые эвольвентные (по ГОСТ 6033-80). Номинальные диаметры, модули и числа зубьев. Размеры, мм



Номинальный диаметр D	Модуль m													
	Ряд 1	0.8	—	1.25	—	2	—	3	—	—	5	—	8	—
	Ряд 2	—	1	—	1.5	—	2.5	—	3.5	4	—	6	—	10
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев Z												
—	18	21	16	13	10	7	—	—	—	—	—	—	—	—
20	—	23	18	14	12	8	6	—	—	—	—	—	—	—
—	22	26	20	16	13	9	7	6	—	—	—	—	—	—
25	—	30	24	18	15	11	8	7	—	—	—	—	—	—
—	28	34	26	21	17	12	10	8	—	—	—	—	—	—
30	—	36	28	22	18	13	10	8	—	—	—	—	—	—
—	32	38	30	24	20	14	11	9	—	6	—	—	—	—
35	—	42	34	26	22	16	12	10	—	7	—	—	—	—
—	38	46	36	29	24	18	14	11	—	8	—	—	—	—
40	—	48	38	30	25	18	14	12	—	8	6	—	—	—
—	42	51	40	32	26	20	15	12	—	9	7	—	—	—
45	—	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7	—	—	—
—	48	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6	—	—
50	—	60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7	—	—
—	52	64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7	—	—
55	—	66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8	—	—
—	58	70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8	—	—
60	—	74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8	—	—

Примечания: 1 Исходные параметры соединения: номинальный диаметр соединения  $D = mz + 2x m + 1.1m$ ; диаметр делительной окружности  $d = mz$ ; профильный угол исходного контура рейки  $\alpha_{\omega} = 30^{\circ}$ ; смещение исходного контура  $x m = \frac{1}{2}(D - mz - 1.1m)$ ; номинальная толщина зуба

$$S = \frac{\pi}{2} m + 2x m \operatorname{tg} \alpha.$$

2 Первый ряд предпочитать второму.