

## **Практическое занятие 7. Выбор и расчет посадок шпоночных и шлицевых соединений**

**Цель:** приобретение навыков по выбору и расчету посадок шпоночных и шлицевых соединений.

**Задачи:** изучить особенности нормирования шпоночных и шлицевых соединений, требования к точности формы расположения посадочных поверхностей для шпоночных и шлицевых соединений.

### **7.1 Допуски и посадки шпоночных соединений**

Для соединения деталей машин (зубчатых колес, шкивов, муфт и др.) с валами при невысоких требованиях к точности центрирования соединяемых деталей применяют шпоночные соединения.

Шпонки служат для передачи крутящего момента, предотвращения проворачивания втулки на валу, обеспечения фиксации взаимного положения деталей в узле; с их помощью достигается сравнительно легкая разборка и сборка узла при небольших требованиях к точности центрирования соединяемых деталей.

Особенностью шпоночного соединения является то, что в соединении участвуют три элемента: поверхность паза на валу, поверхность паза во втулке и поверхность шпонки.

Основными недостатками шпоночных соединений являются:

- малая несущая способность;
- ослабление валов шпоночными пазами;
- концентрация напряжений из-за неблагоприятной формы шпоночных пазов.

Поэтому основной областью применения шпоночных соединений является малонагруженные соединения. Шпоночные соединения не рекомендуют для быстроходных динамически нагруженных валов.

Классификация шпоночных соединений приведена на рисунке 7.1.

Наибольшее распространение в машиностроении получили шпоночные соединения с призматическими и сегментными шпонками (рисунок 7.2).

Размеры призматических шпонок приведены в ГОСТ 23360-78 [12] или в

приложении 14, сегментных шпонок – ГОСТ 24071-97 [13].



Рисунок 7.1 – Классификация шпоночных соединений

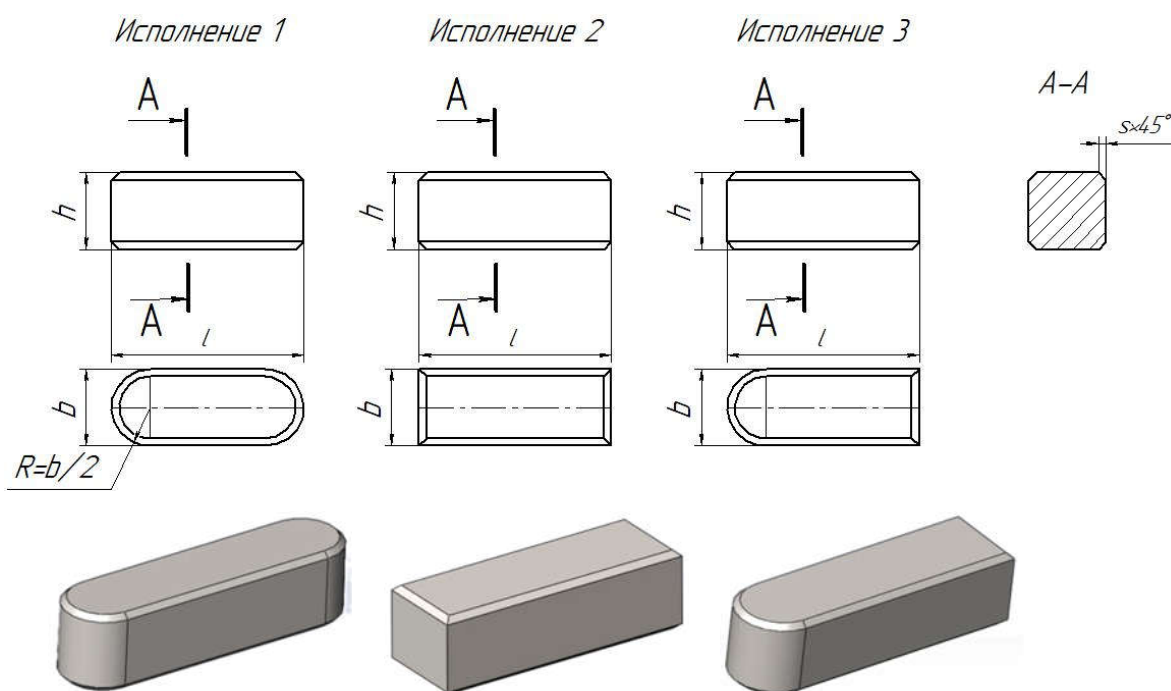


Рисунок 7.2 – Призматические шпонки [12]

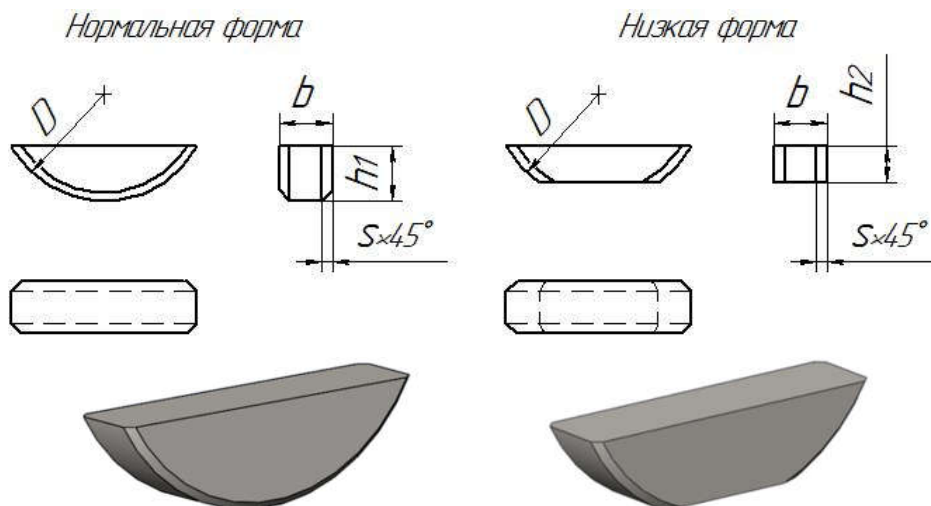


Рисунок 7.3 – Сегментные шпонки [13]

Основной посадочный размер шпоночного соединения – ширина шпонки и пазов вала и втулки (рисунок 7.4, размер  $b$ ). Остальные размеры задаются так, чтобы исключить возможность защемления шпонки по высоте или чрезмерное занижение поверхностей соприкосновения боковых сторон.

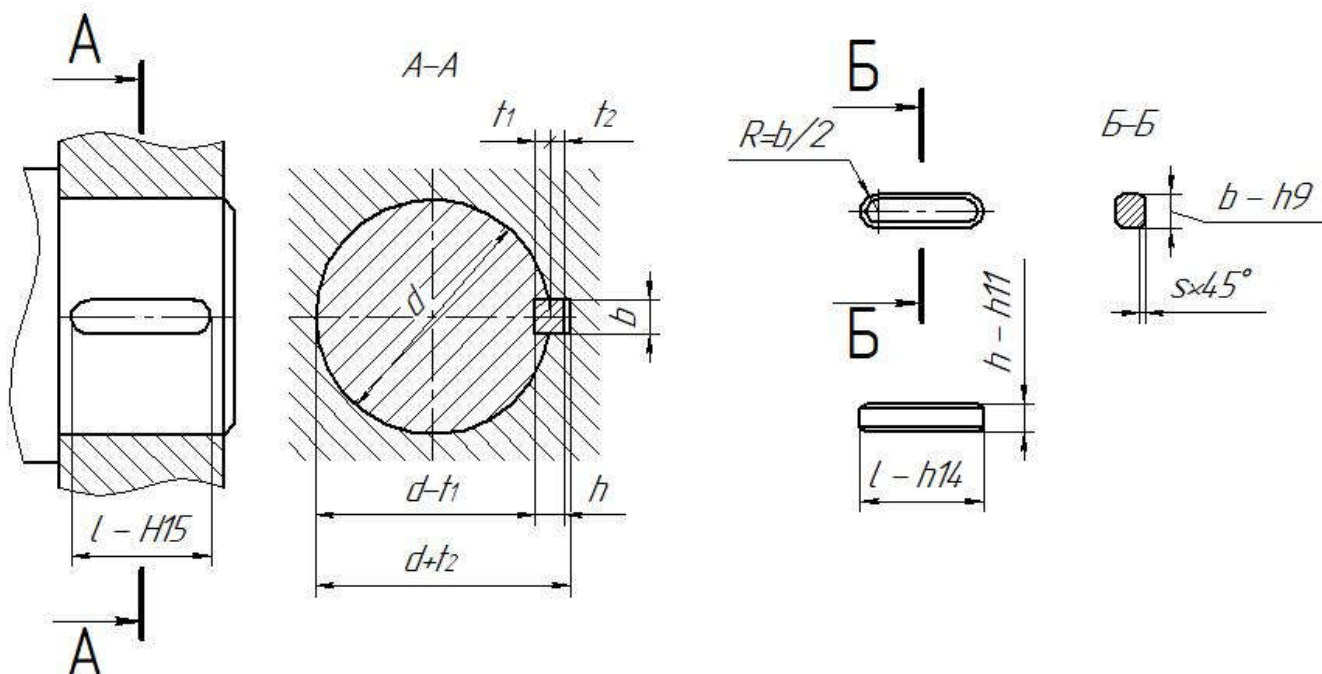


Рисунок 7.4 – Призматическое шпоночное соединение

Класс допусков для обоих типов шпонок (призматической и сегментной) одинаковы, посадки выполняют *по системе основного вала*, т.е. по ширине ( $b$ ). Шпонка изготавливается с классом допуска  $h9$ . Это позволяет ограничить номенклатуру размеров калиброванной стали и облегчает получение требуемой точности.

Стандарт [12] устанавливает соединение призматических шпонок с пазами вала и втулки трех видов (рисунок 7.5):

- *свободное* (для направляющих шпонок);
- *нормальное* (для массового и серийного производства);
- *плотное* (для единичного производства).

Для свободных соединений установлены классы допусков: для пазов на валу  $H9$  и во втулке  $D10$ , что дает посадки с зазором ( $H9/h9$ ,  $D10/h9$ ), для нормальных соединений соответственно  $N9$  и  $Js9$ , что дает переходные посадки ( $N9/h9$ ,  $Js9/h9$ ), для плотных соединений  $P9$  и  $P9$ , что дает также переходные посадки

(P9/h9, P9/H9), применяемые при редкой разборке узла, при реверсивном вращении (таблица 7.1).

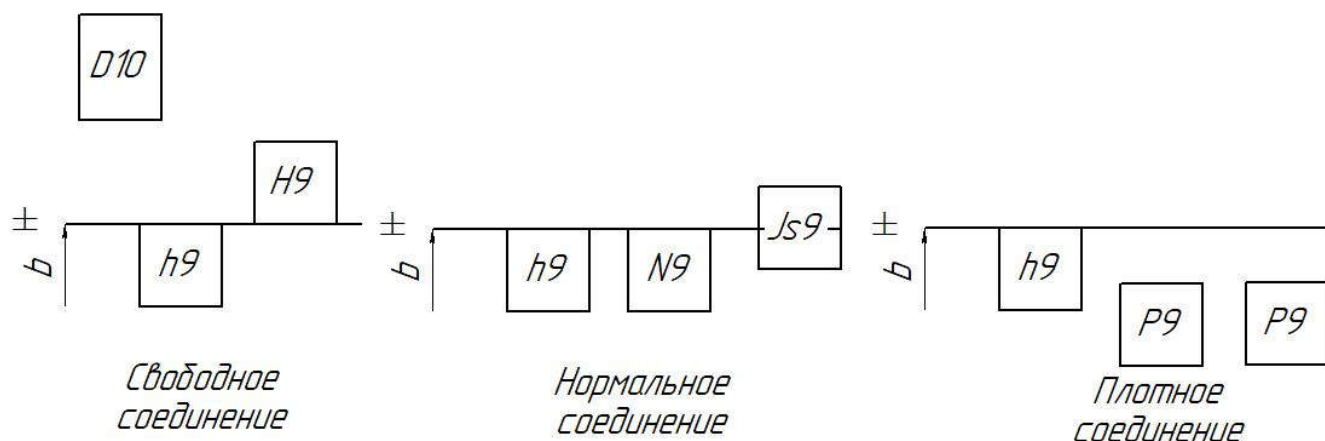


Рисунок 7.5 – Схемы расположения интервалов допусков для различных видов призматических шпоночных соединений

Для сегментных шпонок применяют только нормальные и плотные соединения, хотя ГОСТ 24071-97 не исключает свободное соединение шпонки с пазом вала и втулки.

Таблица 7.1 – Предельные отклонения по ширине ( $b$ ) шпоночных соединений с призматическими шпонками [12]

Элемент соединения	Предельные отклонения размера $b$ при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	$h9$	—	—	—	—	—	
Паз	—	$H9$	$D10$	$N9$	$JS9$	$P9$	
Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков							
Параметр соединения	Посадки						
	для производства				для направляющих шпонок		
	единичного и серийного		серийного и массового				
Ширина шпонки	$h9$		$h9$		$h9$		
Ширина паза на валу	$P9$		$N9$		$H9, N9$		
Ширина паза во втулке	$JS9$		$D10, JS9$		$D10$		

Все остальные размеры шпоночного соединения (см. рисунок 7.4) являются непосадочными, на них установлены следующие поля допусков:

- на высоту шпонки  $h$  –  $h11$  (при  $h = 2 - 6$  мм  $h9$ );
- длину шпонки  $l$  –  $h14$ ;
- длину пазов на валу и во втулке  $L$  –  $H15$ .

Предельные отклонения на глубину паза вала ( $t_1$ ), или на размер  $(d - t_1)$ , и на глубину паза втулки ( $t_2$ ), или на размер  $(D + t_2)$ , зависят от ширины шпонки  $b$  и определяются по ГОСТ 23360–78 или по приложению 15.

Предельные отклонения классов допусков  $h9, D10, H9, Js9, N9, P9$  определяются по ГОСТ 25347–2013 [25] или по приложениям 2 и 3.

Параметры шероховатости поверхности элементов шпоночных соединений приведены в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Зависимость параметров шероховатости от допуска размера [12]

Допуск размера по квалитетам	Ra, мкм, не более для номинальных размеров, мм			
	До 18	Св. 18 до 50	Св.50 до 120	Св. 120 до 500
IT9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT10	3,2	6,3	6,3	6,3
IT11	6,3	6,3	12,5	12,5
IT12, IT13	12,5	12,5	25	25
IT14, IT15	12,5	25	50	50

Примечания:

1 Параметр шероховатости поверхности с неуказанными предельными отклонениями – Ra 20 мкм.

2 Параметр шероховатости дна шпоночного паза рекомендуется принимать равным Ra 6,3 мкм.

ГОСТ 24071-97 «Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы» предусматривает две формы для сегментных шпонок: нормальную и низкую (рисунок 7.3).

Низкая форма применяется по согласованию сторон, при этом  $h_2 = 0,8h_1$ . Шпонки в виде целого сегмента применяются для передачи крутящего момента, а в виде срезанного сегмента – для фиксации элементов конструкции (в случае неподвижной посадки, когда передача момента осуществляется за счет трения).

## 7.2 Допуски и посадки шлицевых соединений

Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящих моментов в соединениях шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей с валами, а также центрирования сопрягаемых деталей. Шлицевые соединения могут передавать большие крутящие моменты, чем шпоночные соединения, и имеют меньшие перекосы и смещения пазов и зубьев.

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными соединениями имеют следующие преимущества: лучшее центрирование и направление посаженных на вал деталей, более равномерное распределение нагрузки по высоте зуба (шлица), меньшую концентрацию напряжений.

В зависимости от профиля зубьев различают шлицевые соединения трех видов: *прямобоочные*, *эвольвентные* и *треугольные* (рисунок 7.6).

Шлицевые соединения с треугольным профилем нестандартизованы, их чаще применяют вместо посадок с натягом, а также при тонкостенных втулках для передачи небольших крутящих моментов.

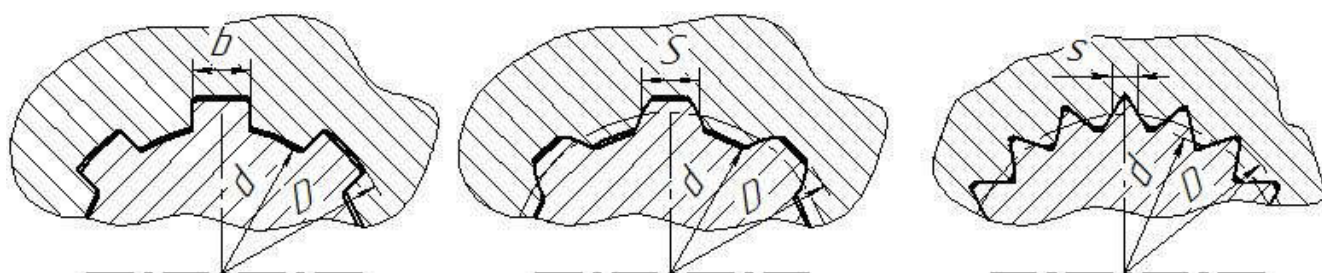


Рисунок 7.6 – Виды шлицевых соединений

Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобоочным профилем и четным числом зубьев (ГОСТ 1139 – 80 [3]).

Существует *три способа центрирования* шлицевых соединений: по наружному ( $D$ ), по внутреннему ( $d$ ) диаметрам, по боковым сторонам зубьев ( $b$ , в эвольвентных  $S$ ) (рисунок 7.6).

*Центрирование по наружному диаметру ( $D$ )* рекомендуется при повышенных требованиях к соосности сопрягаемых поверхностей, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость материала втулки после термической обработки допускает калибровку протяжкой, а твердость вала допускает фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. Такой способ прост и экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки, т.е. с малым износом поверхностей.

*Центрирование по внутреннему диаметру ( $d$ )* целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистовой протяжкой. Способ

обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений. Такой вид центрирования является менее экономичным.

**Центрирование по боковым сторонам зубьев ( $b$ )** целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод не обеспечивает высокой точности центрирования и поэтому редко применяется.

**Посадки шлицевых прямобочных соединений (ГОСТ 1139–80) назначают в системе отверстия** по центрирующей цилиндрической поверхности и боковым поверхностям впадин втулки и зубьев вала (т.е. по  $d$  и  $b$  или  $D$  и  $b$ , или только по  $b$ ). Допуски и основные отклонения размеров  $d$ ,  $D$ ,  $b$  назначают по ГОСТ 25346-2013 и ГОСТ 25347 – 2013.

Посадки назначают в зависимости от способа центрирования по ГОСТ 1139–80 (приложение 16). Классы допусков на нецентрирующие диаметры прямобочного шлицевого соединения:

- при нецентрирующем  $D$  – для вала –  $a11$ , для втулки –  $H12$ ;
- при нецентрирующем  $d$  – для вала диаметр  $d$  не менее диаметра  $d_1$ , для втулки –  $H11$ .

**Допуски и посадки шлицевых эвольвентных соединений** установлены ГОСТ 6033–80 [34]. По сравнению с прямобочными шлицами эвольвентные шлицы имеют ряд преимуществ:

- технологичность – для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем требуется только одна червячная фреза; во многих случаях можно обойтись только одним фрезерованием; возможно применение всех видов чистой обработки зубьев – шевингование, шлифование и т.п.;

- прочность – способность передавать крутящие моменты, вызванной увеличением прочности элементов из-за постепенного утолщения зубьев к основанию, отсутствием концентраторов напряжений;

- точность – детали эвольвентного соединения самоустанавливаются под нагрузкой и лучше центрируются.

Эвольвентные шлицы являются более предпочтительными.

Как и у прямобочного шлицевого соединения, для эвольвентных соединений центрирование осуществляется по боковым поверхностям зубьев  $S$  (получило наибольшее распространение), по наружному диаметру  $D$  (при необходимости точной соосности на валу) и по внутреннему диаметру  $d$  (рисунок 7.6). На ширину впадины втулки ( $e$ ) и толщину зуба вала ( $S$ ) устанавливают суммарный допуск:

$$T = T_s + T_e.$$

Допуски на нецентрирующие диаметры принимают так, чтобы исключить контакт по этим диаметрам.

**Шлицевые соединения с треугольным профилем зубьев** центрируют только по боковым сторонам зубьев (см. рисунок 7.6).

**Примеры обозначения шлицевых соединений.**

**Соединения с прямобочным профилем** обозначаются следующим образом:

1) **при центрировании по  $d$ :**

$$d - 8 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h9},$$

что означает: число зубьев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 32 \frac{H7}{f7}$ , наружный диа-

метр  $D = 36 \frac{H12}{a11}$ , ширина зубьев  $b = 6 \frac{D9}{h9}$ ;

условное обозначение деталей этого соединения:

- втулки:

$$d - 8 \times 32 H7 \times 36 H12 \times 6 D9;$$

- вала:

$$d - 8 \times 32 f7 \times 36 a11 \times 6 h9;$$

2) **при центрировании по  $D$ :**

$$D - 8 \times 32 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f8},$$

что означает: число зубьев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 32$  мм; наружный диа-

метр  $D = 36 \frac{H7}{f7}$ ; ширина зубьев  $b = 6 \frac{F8}{f8}$ ;



условное обозначение деталей этого соединения

- втулки:

$$D - 8 \times 32 \times 36 H7 \times 6 F8;$$

- вала:

$$D - 8 \times 32 \times 36 f7 \times 6 f8;$$

3) *при центрировании по b:*

$$b - 8 \times 32 \times 36 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{f8},$$

что означает: число зубьев  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 32$  мм, наружный диаметр  $D = 36 \frac{H12}{a11}$ ; ширина зубьев  $b = 6 \frac{D9}{f8}$ ;

условное обозначение деталей этого соединения

- втулки:

$$b - 8 \times 32 \times 36 H12 \times 6 D9;$$

- вала:

$$b - 8 \times 32 \times 36 a11 \times 6 f8.$$

*Соединение с эвольвентным профилем* обозначаются следующим образом:

1) *при центрировании по S:*

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80},$$

это означает: номинальный диаметр соединения  $D = 50$  мм, модуль  $m = 2$  мм, посадка по центрирующему параметру (боковым поверхностям)  $\frac{9H}{9g}$ ;

условное обозначение деталей соединения:

- втулки:

$$50 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ 6033-80};$$

- вала:

$$50 \times 2 \times 9g \text{ ГОСТ 6033-80}.$$

2) *при центрировании по D:*

$$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ 6033-80*};$$

это означает: номинальный диаметр соединения  $D = 50$  мм, модуль  $m = 2$  мм, посадка по центрирующему диаметру  $D - \frac{H7}{g6}$ , посадка по нецентрирующим поверхностям зубьев  $\frac{9H}{9h}$ .

условное обозначение деталей соединения

- втулки:

$$50 \times H7 \times 2 \times 9H \text{ ГОСТ 6033-80};$$

- вала:

$$50 \times g6 \times 2 \times 9h \text{ ГОСТ 6033-80}.$$

3) *при центрировании по внутреннему диаметру (i):*

$$i50 \times 2 \times \frac{H7}{g6} \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ 6033-80},$$

что означает: номинальный диаметр соединения  $D = 50$  мм, модуль  $m = 2$  мм, посадка по центрирующему диаметру  $d - \frac{H7}{g6}$ , посадка по нецентрирующим поверхностям зубьев  $\frac{9H}{9h}$ ;

условное обозначение деталей соединения

- втулки:

$$i50 \times 2 \times H7 \times 9H \text{ ГОСТ 6033-80};$$

- вала:

$$i50 \times 2 \times g6 \times 9h \text{ ГОСТ 6033-80}.$$

**Задания для самостоятельного выполнения**

### **Задание 1**

Зубчатое колесо, насаженное на вал редуктора, должно передавать вращающий момент при помощи призматической шпонки. Согласно своему варианту

(таблица 7.3) найти сечение призматической шпонки и размеров шпоночных пазов и во втулке. Определить:

- предельные размеры на ширину шпонки, паза на валу и паза втулки;
- предельные размеры глубины шпоночных пазов во втулке и на валу;
- предельные натяги (зазоры) в сопряжении шпонки с пазом вала и шпонки с пазом во втулке.

Выполнить схему расположения интервалов допусков деталей сопряжения с указанием предельных отклонений, зазоров (натягов).

Выполнить эскизы поперечного сечения сопрягаемых деталей с указанием размеров, отклонением расположения и шероховатости поверхностей.

Таблица 7.3 – Исходные данные к заданию 1

Предпоследняя цифра номера варианта	Номинальный размер вала, мм	Последняя цифра номера варианта	Характер соединения шпонки с пазами вала и втулки
0	110	0	свободное
1	32	1	нормальное
2	80	2	плотное
3	36	3	свободное
4	55	4	нормальное
5	63	5	плотное
6	71	6	свободное
7	90	7	нормальное
8	40	8	свободное
9	140	9	плотное

### **Задание 2**

Составить и записать полное условное обозначение прямобоочного шлицевого соединения по данным таблицы 7.4, дать его расшифровку.

Определить предельные отклонения и предельные размеры на наружный, внутренний диаметры и ширину шлица.

Выполнить схемы расположения интервалов допусков для всех элементов шлицевого соединения.

Выполнить эскизы поперечного сечения шлицевого вала и шлицевой втулки с указанием размеров и предельных отклонений, шероховатости поверхностей и допуска симметричности.

Таблица 7.4 – Исходные данные к заданию 2

Предпоследняя цифра номера варианта	$z \times d \times D$	Последняя цифра номера варианта	Центрирующий размер	Посадка по центрирующему размеру	Посадка по боковым поверхностям зубьев
0	$6 \times 28 \times 32$	0	$d$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{D9}{f9}$
1	$8 \times 42 \times 48$	1	$D$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{F8}{f7}$
2	$10 \times 72 \times 82$	2	$b$	$\frac{D9}{f8}$	–
3	$16 \times 52 \times 60$	3	$D$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{D9}{d9}$
4	$8 \times 46 \times 50$	4	$d$	$\frac{H7}{g7}$	$\frac{F8}{h7}$
5	$10 \times 82 \times 88$	5	$d$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H9}{f9}$
6	$6 \times 16 \times 20$	6	$D$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{F8}{e8}$
7	$10 \times 23 \times 29$	7	$b$	$\frac{D9}{e8}$	–
8	$8 \times 36 \times 42$	8	$D$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{D9}{e8}$
9	$6 \times 23 \times 28$	9	$b$	$\frac{F10}{f8}$	–

### Задание 3<sup>1</sup>

Эвольвентное шлицевое соединение передает крутящий момент с зубчатого колеса на вал. Составить и записать полное условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения по ГОСТ 6033-80 и дать его расшифровку. Исходные данные приведены в таблице 7.5.

Определить

- номинальное значение и предельные отклонения для ширины впадины ( $e$ )

<sup>1</sup> Задание является дополнительным, выполняется студентом для получения дополнительных баллов

шлицевой втулки и толщины зуба (S) шлицевого вала;

- предельные размеры толщины зуба вала и ширины впадины втулки, а также нецентрирующих диаметров  $D_f, d_a$ .

Выполнить схемы расположения интервалов допусков для всех элементов шлицевого соединения.

Таблица 7.5 – Исходные данные к заданию 3

Предпоследняя цифра номера варианта	$D \times t$	Последняя цифра номера варианта	Центрирующий элемент	Посадка по центрирующему элементу	Классы допусков нецентрирующих диаметров			
					$D_f$	$d_a$	$D_a$	$d_f$
0	25 × 2	0	Боковые поверхности зубьев $e = s$	$\frac{7H}{9r}$	H16	d9	H11	h16
1	82 × 3	1		$\frac{7H}{8p}$	H16	h11	H11	h16
2	32 × 2	2		$\frac{7H}{7n}$	H16	h12	H11	h16
3	75 × 3	3		$\frac{7H}{8k}$	H16	d9	H11	h16
4	38 × 2	4		$\frac{7H}{7k}$	H16	h11	H11	h16
5	58 × 3	5		$\frac{9H}{8k}$	H16	h12	H11	h16
6	45 × 2	6		$\frac{9H}{9h}$	H16	d9	H11	h16
7	40 × 3	7		$\frac{9H}{9g}$	H16	h11	H11	h16
8	50 × 2	8		$\frac{9H}{7f}$	H16	h12	H11	h16
9	22 × 3	9		$\frac{9H}{8f}$	H16	d9	H11	h16

### Пример выполнения задач.

Зубчатое колесо, насаженное на вал редуктора, должно передавать вращающий момент при помощи призматической шпонки. Найти сечение призматической шпонки и размеров шпоночных пазов и во втулке. Определить:

- предельные размеры на ширину шпонки, паза на валу и паза втулки;
- предельные размеры глубины шпоночных пазов во втулке и на валу;
- предельные натяги (зазоры) в сопряжении шпонки с пазом вала и шпонки с пазом во втулке.

Выполнить схему расположения интервалов допусков деталей сопряжения с указанием предельных отклонений, зазоров (натягов).

Выполнить эскизы поперечного сечения сопрягаемых деталей с указанием размеров, отклонением расположения и шероховатости поверхностей.

Исходные данные: диаметр вала 75 мм, характер соединения шпонки с пазами вала и втулки – нормальное.

*Решение.*

Определим размер шпонки и паза на валу и во втулке по таблице П14.1. Для диаметра вала  $d = 75$  мм ширина шпонки  $b = 20$  мм, высота шпонки  $h = 12$  мм, глубина паза на валу  $t_1 = 7,5$  мм, глубина паза во втулке  $t_2 = 4,9$  мм.

Для нормального соединения шпонки с пазами вала и втулки имеем посадки:

- шпонка – паз на валу  $20 \frac{N9}{h9}$ ;

- шпонка – паз втулки  $20 \frac{Js9}{h9}$ .

По таблицам приложения 2 и 3 находим предельные отклонения для шпонки и пазов вала и втулки:

шпонка -  $20h9_{(-0,052)}$ , паз на валу -  $20N9_{(-0,052)}$ , паз втулки -  $20Js9_{(-0,026)}^{(+0,026)}$ .

Определяем предельные размеры.

Для шпонки:

$$b_{\max} = b + es,$$

$$b_{\max} = 20 + 0 = 20 \text{ мм},$$

$$b_{\min} = b + ei,$$

$$b_{\min} = 20 + (-0,052) = 19,948 \text{ мм}.$$

Для паза вала:

$$B_{вал\max} = B_{вал} + ES,$$

$$B_{вал\max} = 20 + 0 = 20 \text{ мм},$$

$$B_{вал\min} = B_{вал} + EI,$$

$$B_{вал\min} = 20 + (-0,052) = 19,948 \text{ мм}.$$

Для паза втулки:

$$B_{втулки\max} = B_{втулки} + ES,$$

$$B_{втулки\max} = 20 + 0,026 = 20,026 \text{ мм},$$

$$B_{втулки\min} = B_{втулки} + EI,$$

$$B_{втулки\min} = 20 + (-0,026) = 19,974 \text{ мм}.$$

Рассчитаем предельные натяги (зазоры) в соединениях.

Соединение шпонка – паз вала:

$$S_{\max} = B_{вал\max} - b_{\min},$$

$$S_{\max} = 20 - 19,948 = 0,052 \text{ мм},$$

$$N_{\max} = b_{\max} - B_{вал\min},$$

$$N_{\max} = 20 - 19,948 = 0,052 \text{ мм},$$

$$T(S, N) = S_{\max} + N_{\max},$$

$$T(S, N) = 0,052 + 0,052 = 0,104 \text{ мм}.$$

Соединение шпонка – паз втулки:

$$S_{\max} = B_{втулки\max} - b_{\min},$$

$$S_{\max} = 20,026 - 19,948 = 0,078 \text{ мм},$$

$$N_{\max} = b_{\max} - B_{втулки\min},$$

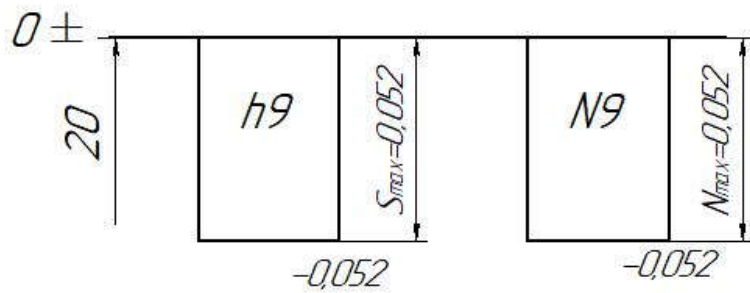
$$N_{\max} = 20 - 19,974 = 0,026 \text{ мм},$$

$$T(S, N) = S_{\max} + N_{\max},$$

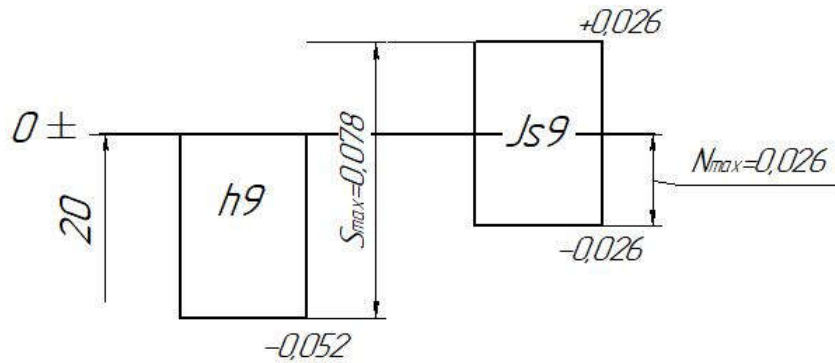
$$T(S, N) = 0,078 + 0,026 = 0,104 \text{ мм}.$$

Построим схемы расположения интервалов допусков:

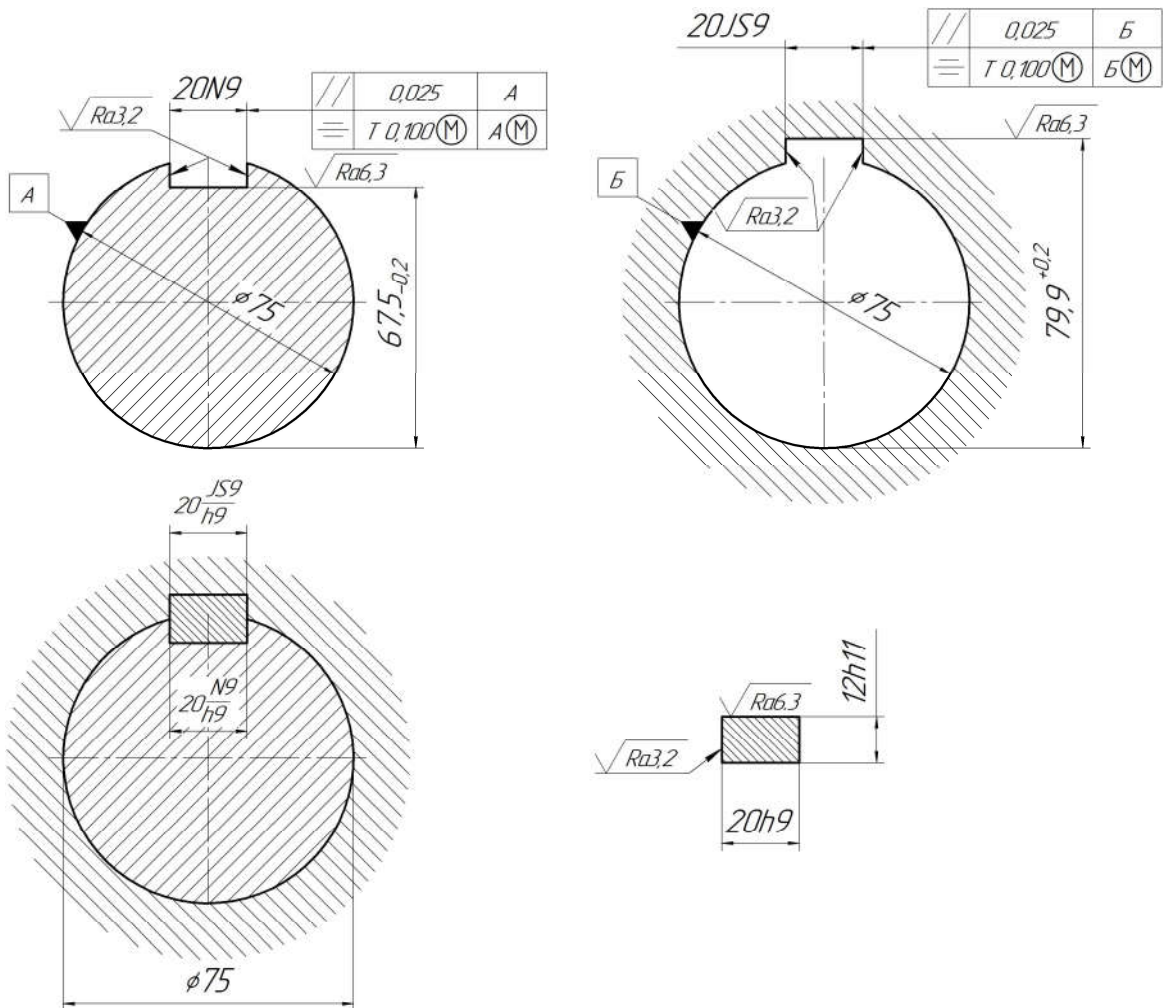
для соединения шпонка – паз вала



для соединения шпонка – паз втулки



Строим эскизы. При простановке отклонений расположения необходимо придерживаться рекомендаций таблицы 4.4 (п.4 к рисунку 4.14).





### **Пример 2.**

Составить и записать полное условное обозначение прямобочного шлицевого соединения  $6 \times 28 \times 34$  с центрированием по наружному диаметру, посадкой на центрирующий диаметр  $\frac{H7}{h7}$ , на ширину зуба -  $\frac{D9}{h8}$  и дать его расшифровку.

Определить предельные отклонения и предельные размеры на наружный, внутренний диаметры и ширину шлица.

Выполнить схемы расположения интервалов допусков для всех элементов шлицевого соединения.

Выполнить эскизы поперечного сечения шлицевого вала и шлицевой втулки с указанием размеров и предельных отклонений, шероховатости поверхностей и допуска симметричности.

### *Решение.*

Для записи условного обозначения шлицевого соединения необходимо определить ширину зуба (шлица). Для этого по таблице П16.1 по заданным параметрам для средней серии находим  $b = 7$  мм. Также отмечаем, что значение  $d$  должно быть не менее 25,9 мм.

По ГОСТ 1139-80 обозначения шлицевых соединений должны содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры  $d$ ,  $D$ ,  $b$  с указанием посадок после соответствующих размеров. Таким образом, условное обозначение шлицевого соединения будет иметь вид:

$$D - 6 \times 28 \times 34 \frac{H7}{h7} \times 7 \frac{D9}{h8}.$$

Расшифруем обозначение. Задано прямобочное шлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру  $D$ , числом зубьев  $z = 6$ , внутренним диаметром  $d = 28$  мм, наружным диаметром  $D = 34$  мм с посадкой по центрирующему диаметру  $\frac{H7}{h7}$ , с шириной зуба  $b = 7$  мм и посадкой размера  $\frac{D9}{h8}$ .

Шлицевой вал имеет обозначение  $D - 6 \times 28 \times 34h7 \times 7h8$ , шлицевое отверстие  $D - 6 \times 28 \times 34H7 \times 7D9$ .

Определить предельные отклонения по приложениям 2 и 3 и предельные размеры.

Для внутреннего диаметра вала класс допуска не установлен, есть лишь указание, что размер должен быть не менее 25,9 мм, значит  $d_{вал\max} = 28$  мм,  $d_{вал\min} = 25,9$  мм,  $Td_{вал} = 28 - 25,9 = 2,1$  мм.

Для внутреннего диаметра шлицевого отверстия установлен класс допуска  $H11\left(\begin{smallmatrix} +0,130 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$ , значит  $d_{отв\max} = 28,13$  мм,  $d_{отв\min} = 28$  мм.

Для наружного диаметра шлицевого вала имеем  $34h7\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,025 \end{smallmatrix}\right)$  и предельные размеры  $D_{вал\min} = 33,975$  мм,  $D_{вал\max} = 34$  мм.

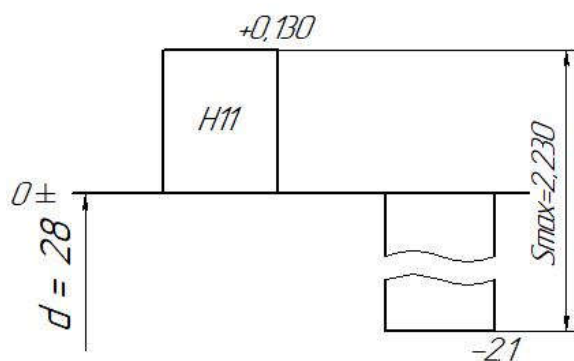
Для наружного диаметра шлицевого отверстия имеет  $34H7\left(\begin{smallmatrix} +0,025 \\ 0 \end{smallmatrix}\right)$  и предельные размеры  $D_{отв\min} = 34$  мм,  $D_{отв\max} = 34,025$  мм.

Для ширины зуба шлицевого вала имеем  $7h8\left(\begin{smallmatrix} 0 \\ -0,022 \end{smallmatrix}\right)$  и предельные размеры  $b_{вал\max} = 7$  мм,  $b_{вал\min} = 6,978$  мм.

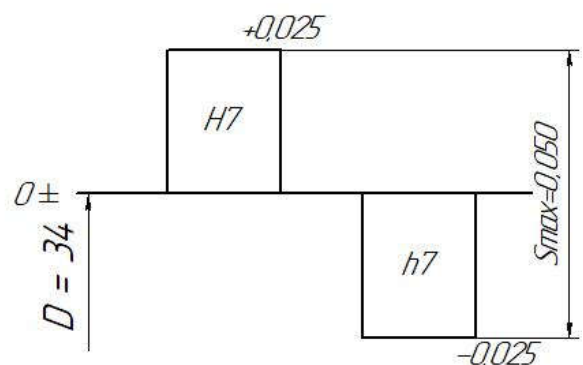
Для ширины зуба шлицевого отверстия имеем  $7D9\left(\begin{smallmatrix} +0,076 \\ +0,040 \end{smallmatrix}\right)$  и предельные размеры  $b_{отв\max} = 7,076$  мм,  $b_{отв\min} = 7,040$  мм.

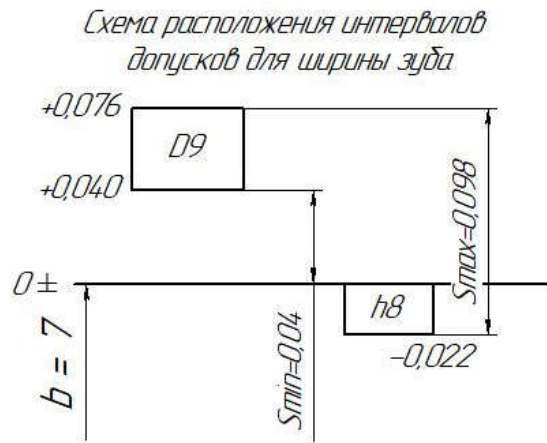
Строим схемы расположения интервалов допусков для внутреннего, наружного диаметров и ширины зуба.

*Схема расположения интервалов допусков для внутреннего диаметра*

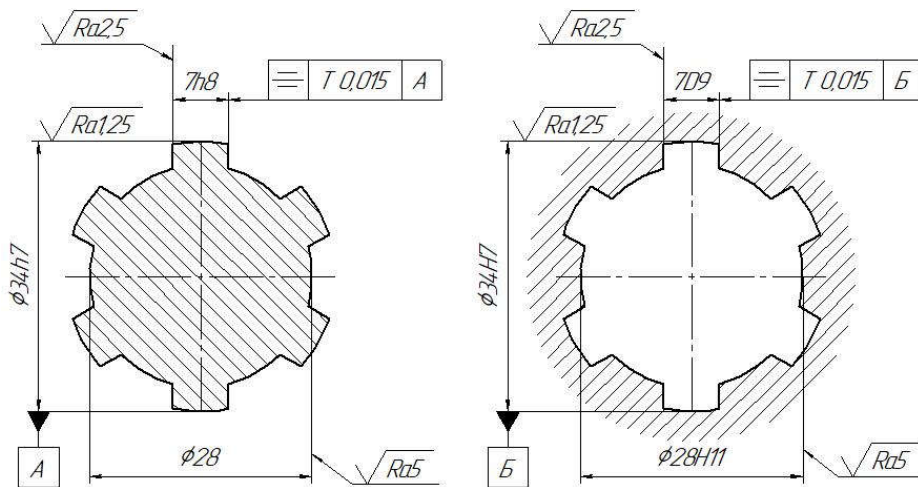


*Схема расположения интервалов допусков для наружного диаметра*





Выполним эскиз шлицевого вала и шлицевого отверстия.



При назначении отклонения расположения использовать таблицу П16.5, шероховатости – таблицу П16.6.

### Контрольные вопросы для самоподготовки и защиты практической работы.

1. Назначение шпоночного соединения. Достоинства и недостатки.
2. Область применения шпоночных соединений.
3. Классификация шпонок.
4. Какой размер шпонки является посадочным? Какой класс допуска установлен на посадочный размер?
5. В какой системе назначают посадки для шпоночного соединения. Почему?
6. Какие виды соединений призматических шпонок с пазами вала и втулки установлены стандартом?
7. Какие классы допусков установлены для паза вала и паза втулки при плотном, нормальном и свободном соединении?

8. Какие классы допусков устанавливаются на посадочные размеры шпонки и пазов на валу и втулке?
9. Сегментные шпонки, особенности применения.
10. Назначение шлицевых соединений.
11. Преимущества шлицевого соединения.
12. Способы центрирования шлицевых соединений.
13. Какие особенности назначения посадок для шлицевых соединений?
14. Преимущества эвольвентных шлицевых соединений по сравнению с прямобочными шлицевыми соединениями.
15. Расшифруйте обозначение:

$$d - 6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 28 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h9}$$

$$D - 8 \times 32 \times 38 \frac{H7}{js6} \times 6 \frac{F8}{f7}$$

$$b - 10 \times 16 \times 20 \frac{H12}{a11} \times 2,5 \frac{D9}{e8}$$

$$18 \times 2 \times \frac{7H}{8k} \text{ ГОСТ 6033-80}$$

$$58 \times \frac{H8}{f7} \times 3 \times \frac{9H}{7f} \text{ ГОСТ 6033-80}$$

$$i70 \times 3 \times \frac{H7}{g6} \times \frac{9H}{9h} \text{ ГОСТ 6033-80}$$