

Принципы построения системы допусков и посадок

(СДП)

1. Установлено 20 квалитетов и определены формулы для расчета допусков

Зависимость изменения погрешности:

$$A = a\sqrt[3]{d},$$

A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;

a – коэффициент, зависящий от типа станка;

d – диаметр обрабатываемой детали, мм.

Допуск (IT) рассчитывается по формуле:

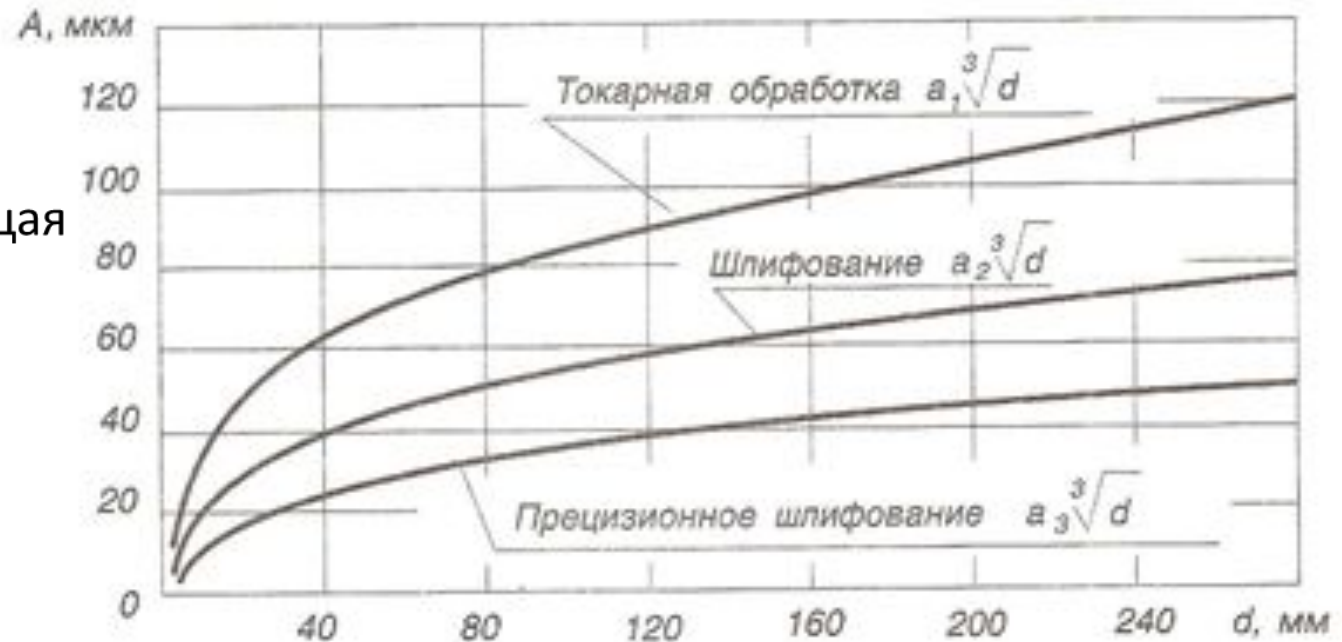
$$IT = k \cdot i,$$

k – число единиц допуска, установленное для каждого квалитета;

i – единица допуска, зависящая от размера (табл.)

Стандартом установлены квалитеты:

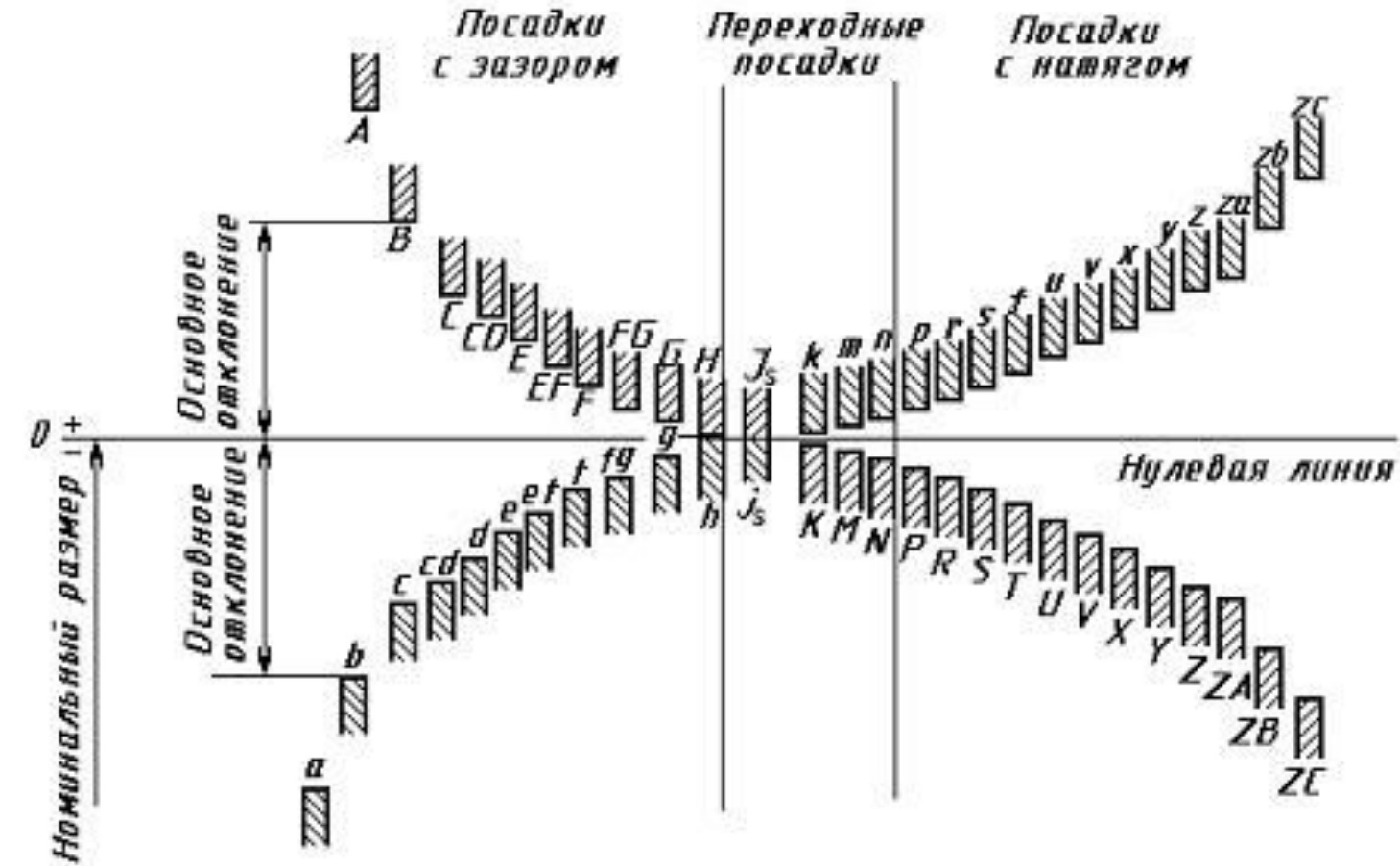
01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18.



Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500
Допуск для размеров до 500 мм	$IT = k \cdot i, \quad \text{где } i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D, \text{ мкм}$													
Допуск для размеров свыше 500 до 3150 мм	$IT = k \cdot I, \quad \text{где } I = 0,004 \cdot D + 2,1D, \text{ мкм}$													
Примечания:														
1. D - среднее геометрическое из крайних значений каждого интервала номинальных размеров, мм;														
2. Таблица приведена в сокращенном виде														

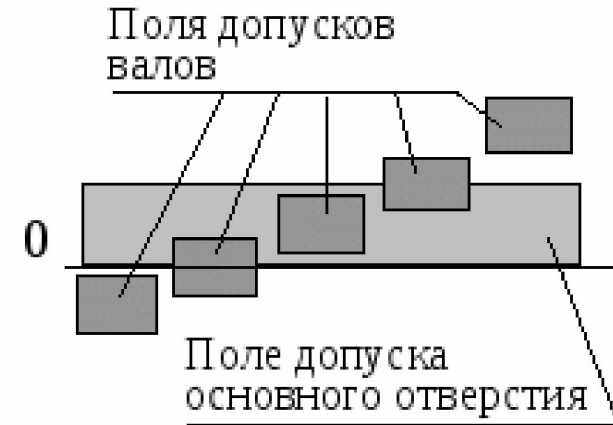
Принципы построения системы допусков и посадок (СДП)

2. Установлено 27 основных отклонений отверстий и 27 основных отклонений валов:

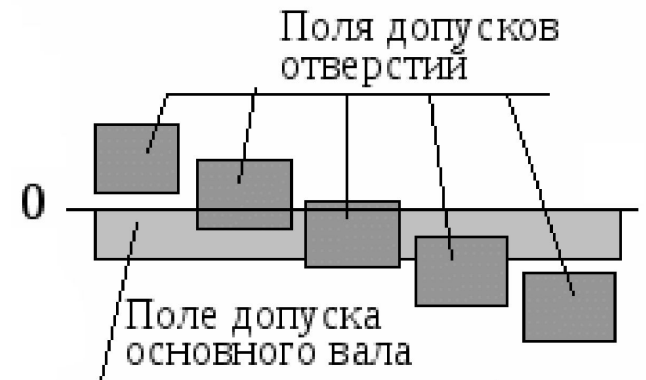


3. Предусмотрены две системы образования посадок:

1. Посадки в системе отверстия



2. Посадки в системе вала



4. Установлена нормальная температура - 20°C.

Правила образования посадок

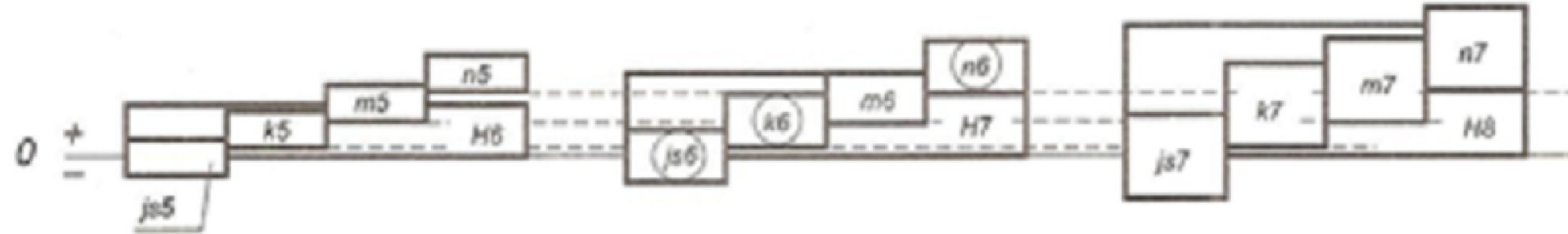
- Можно применять любое сочетание полей допусков, установленных стандартом.
- Посадки должны назначаться либо в системе отверстия, либо в системе вала.
- Применение системы отверстия предпочтительнее.
- Следует отдавать предпочтение рекомендуемым посадкам (ГОСТ 25347-82), при этом в первую очередь – предпочтительным.
- Посадки с 4-го по 7-ой квалитеты рекомендуется образовывать путем сопряжения отверстия на один квалитет грубее, чем вал.

Посадки с зазором



○ — предпочтительные поля допусков

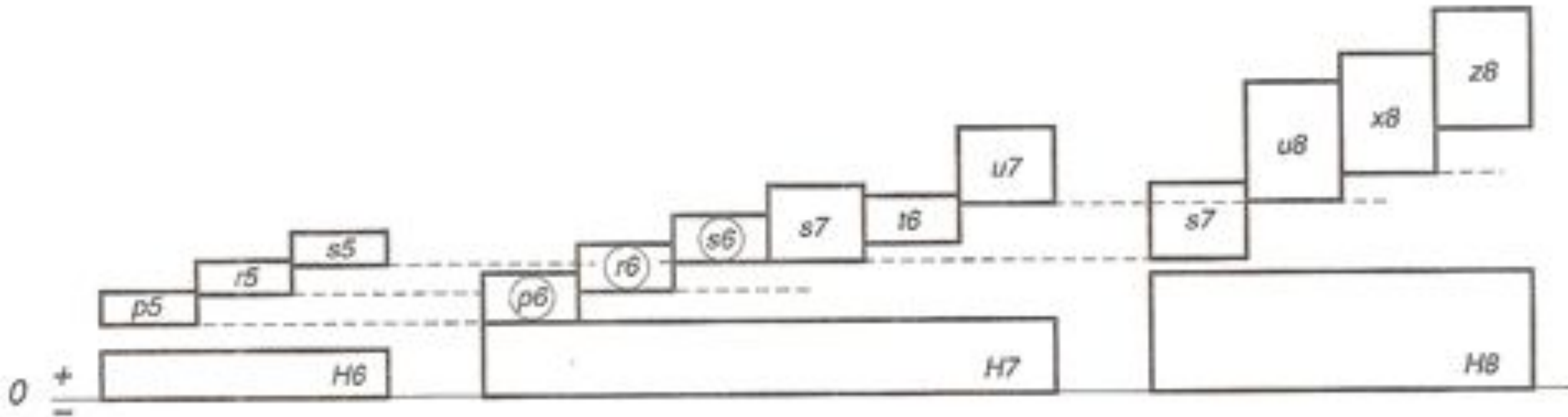
Переходные посадки



○ — предпочтительные посадки

- применяются только в точных квалитетах – с 4-го по 8-ой;
- используются как центрирующие посадки;
- предназначены для неподвижных, но разъемных соединений, так как обеспечивают легкую сборку и разборку соединения;
- требуют, как правило, дополнительного крепления соединяемых деталей шпонками, штифтами, болтами и т.п.

Посадки с натягом



○ — предпочтительные посадки

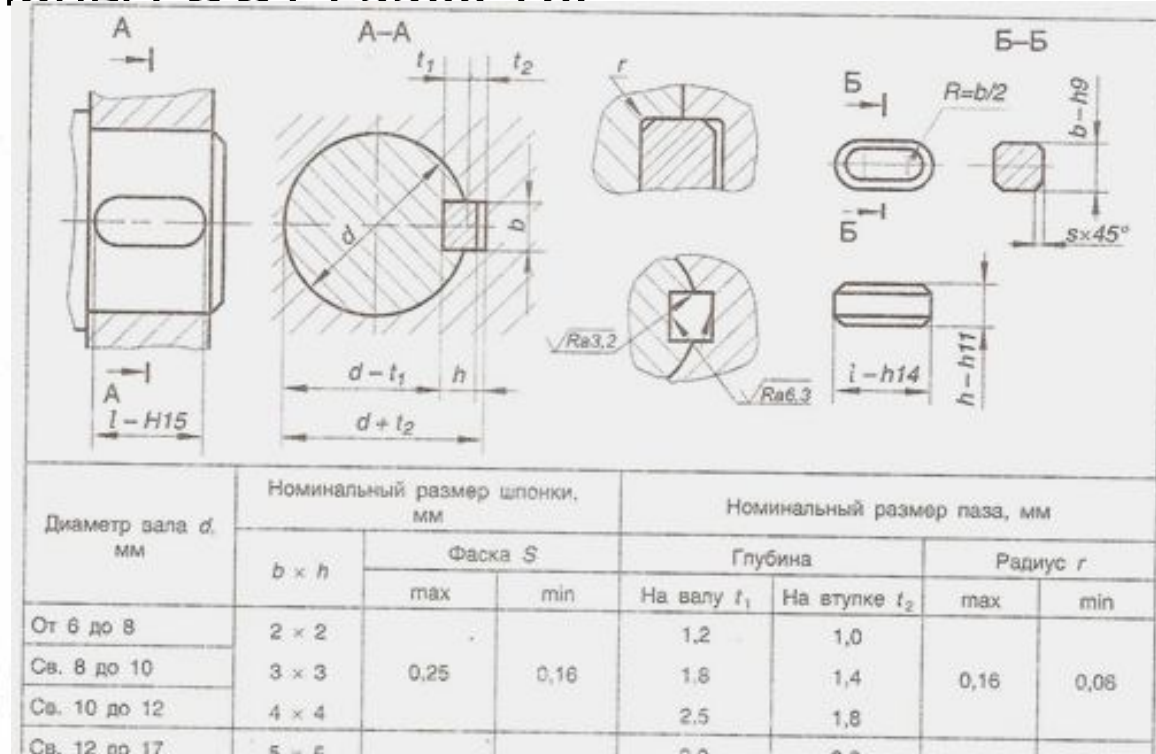
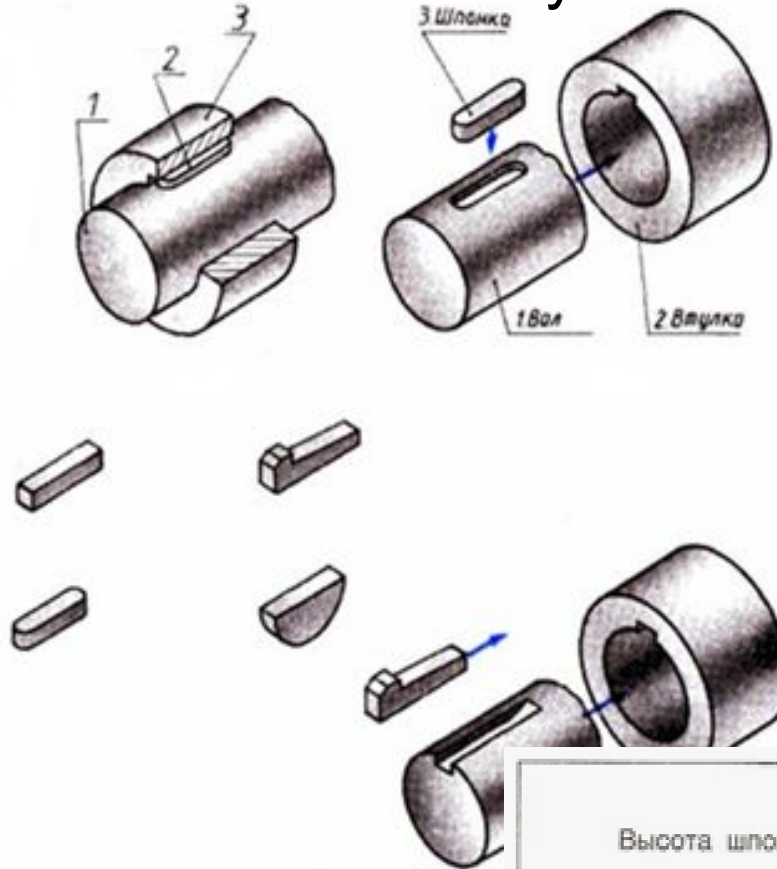
Допуски и посадки типовых соединений

1. Шпоночные соединения.

Размеры, допуски, посадки и предельные отклонения соединений с призматическими шпонками установлены ГОСТ 23360-78.

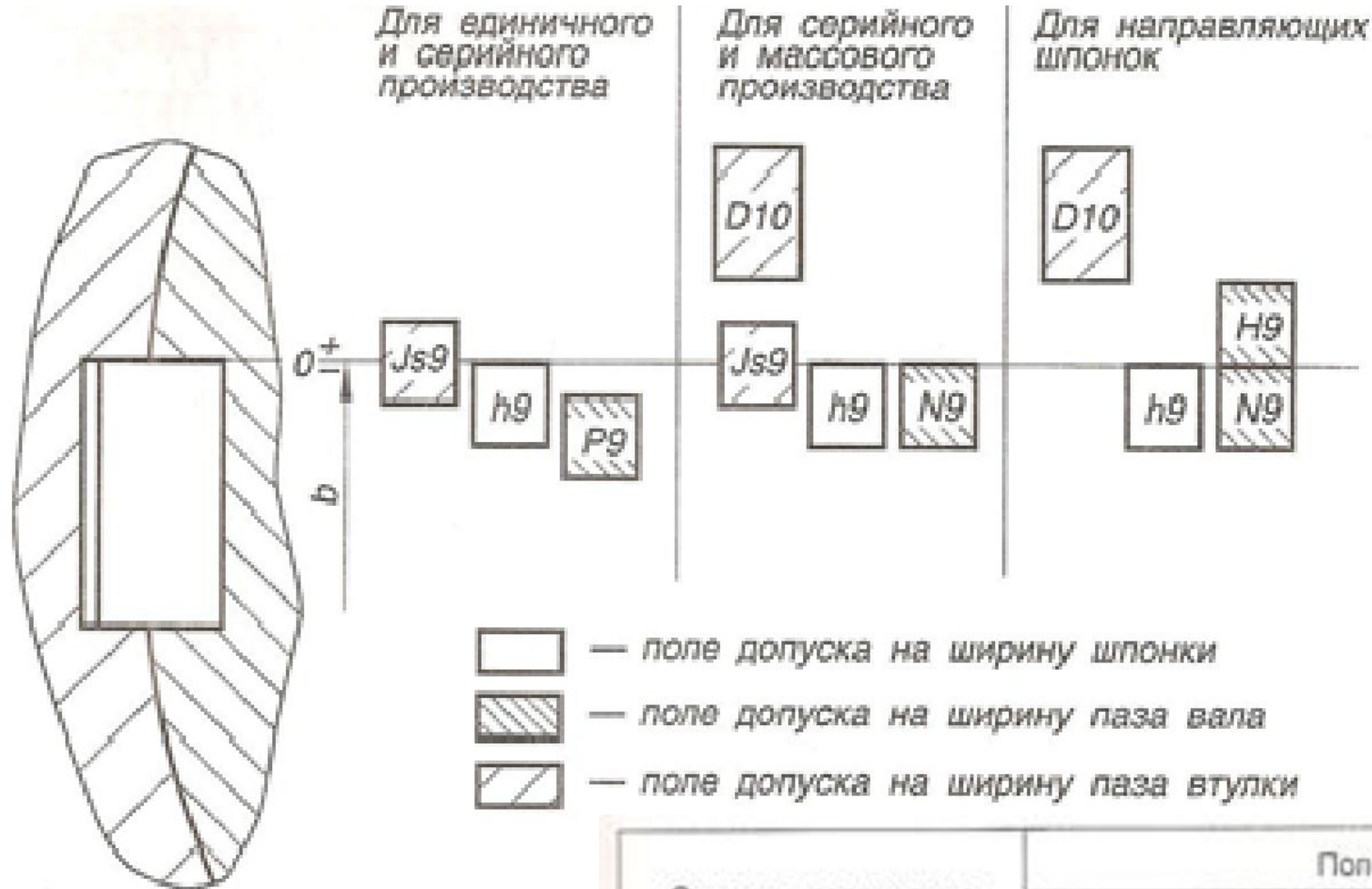
Типы шпонок:

- Призматическая;
- Призматическая с закругленными торцами;
- Клиновая с головкой;
- Сегментная.

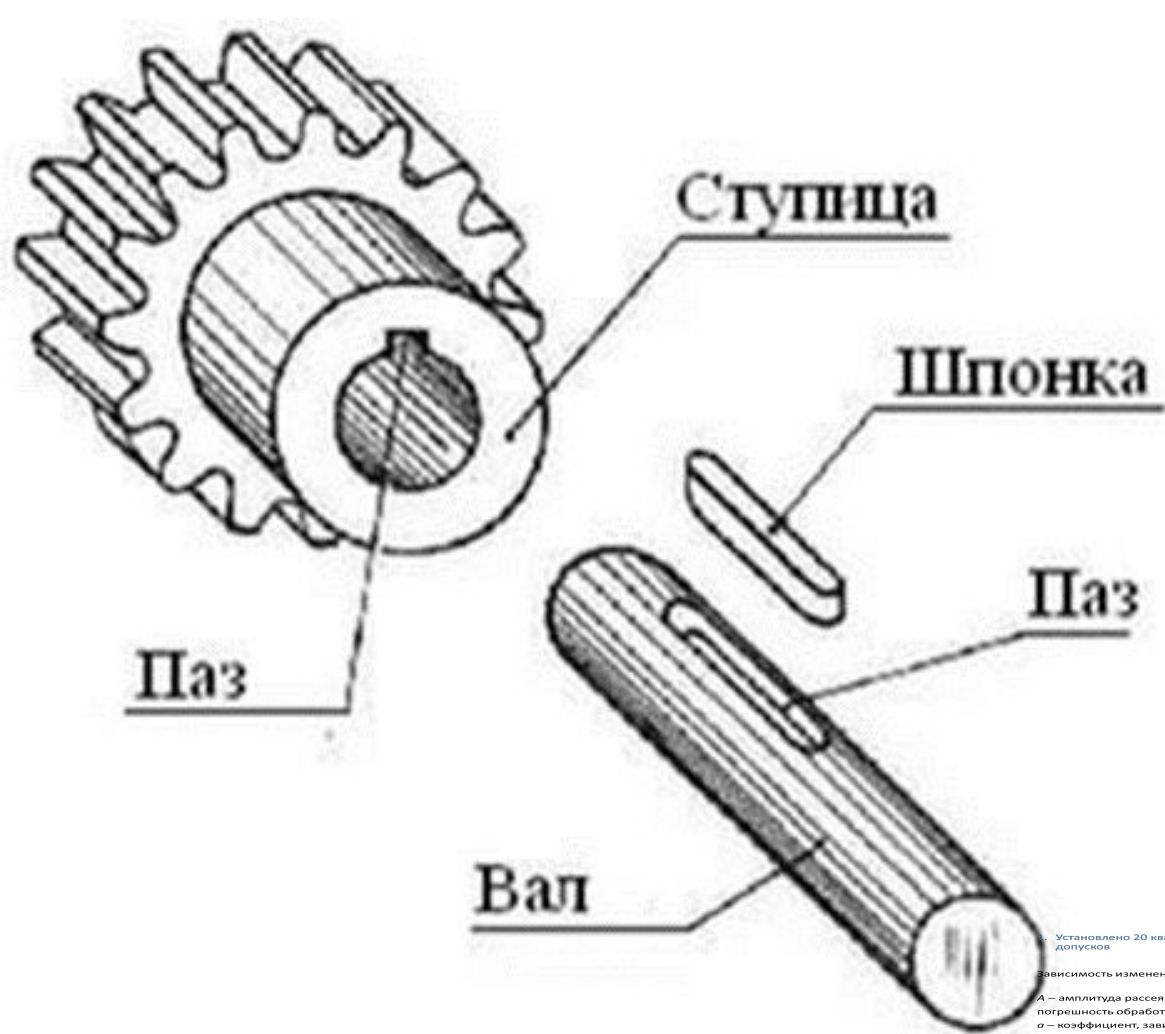


Высота шпонки h , мм	Предельные отклонения на глубину паза на валу t_1 (или $d - t_1$), и во втулке t_2 (или $d + t_2$), мм	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
От 2 до 6	+0,1	0
От 6 до 16	+0,2	0
От 18 до 50	+0,3	0

Допуски и посадки типовых соединений



Элемент соединения	Поле допусков размера b при соединении		
	свободном	нормальном	плотном
Ширина шпонки	$h9$	$h9$	$h9$
Ширина паза на валу	$H9$	$N9$	$P9$
Ширина паза на втулке	$D10$	$Js9$	$P9$

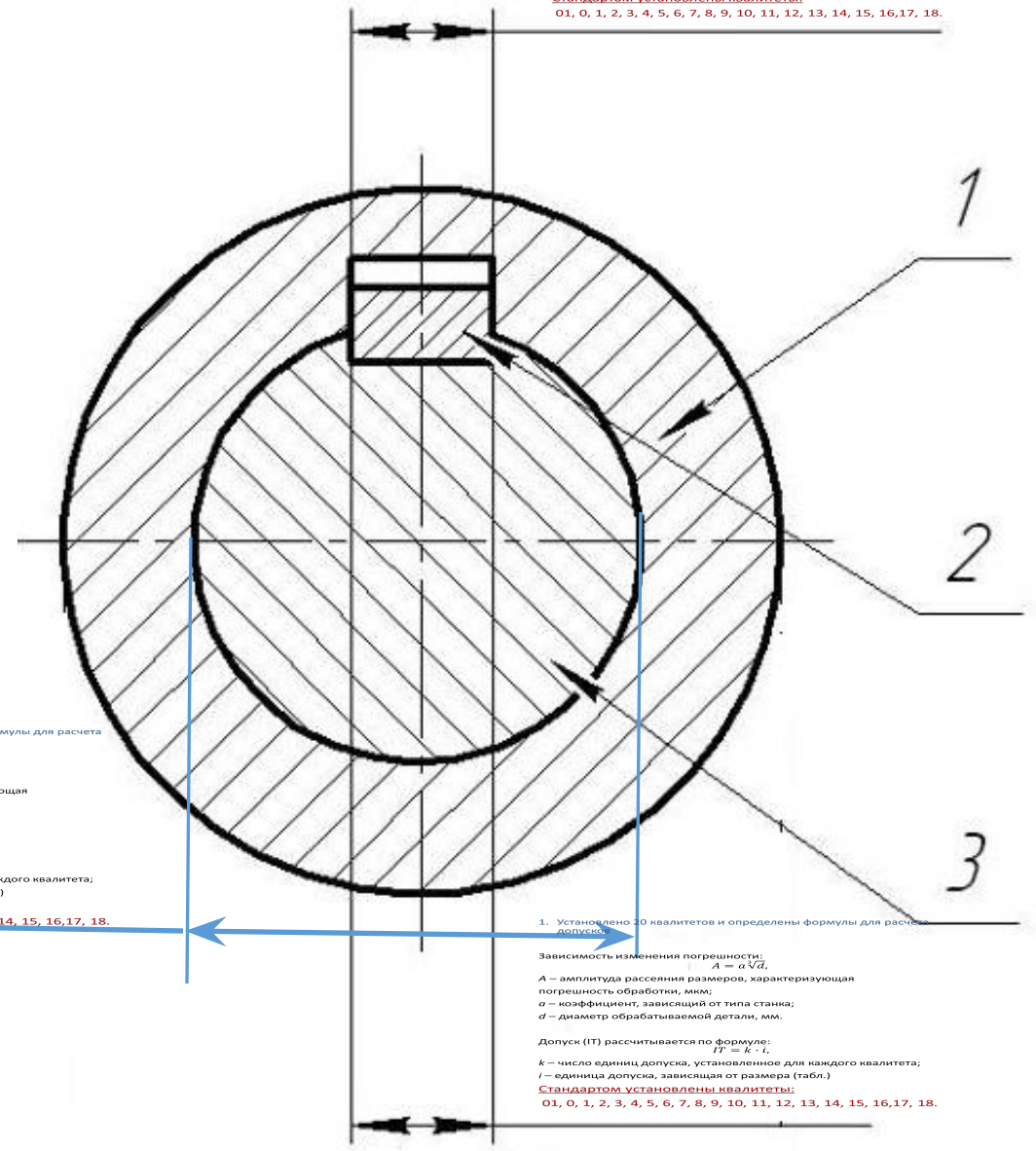


1. Установлено 20 квалитетов и определены формулы для расчета допусков

Зависимость изменения погрешности:
 $A = a\sqrt{d}$
 A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;
 a – коэффициент, зависящий от типа станка;
 d – диаметр обрабатываемой детали, мм.

Допуск (IT) рассчитывается по формуле:
 $IT = k \cdot i$
 k – число единиц допуска, установленное для каждого квалитета;
 i – единица допуска, зависящая от размера (табл.)

Стандартом установлены квалитеты:
 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18.



1. Установлено 20 квалитетов и определены формулы для расчета допусков

Зависимость изменения погрешности:
 $A = a\sqrt{d}$
 A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;
 a – коэффициент, зависящий от типа станка;
 d – диаметр обрабатываемой детали, мм.

Допуск (IT) рассчитывается по формуле:
 $IT = k \cdot i$
 k – число единиц допуска, установленное для каждого квалитета;
 i – единица допуска, зависящая от размера (табл.)

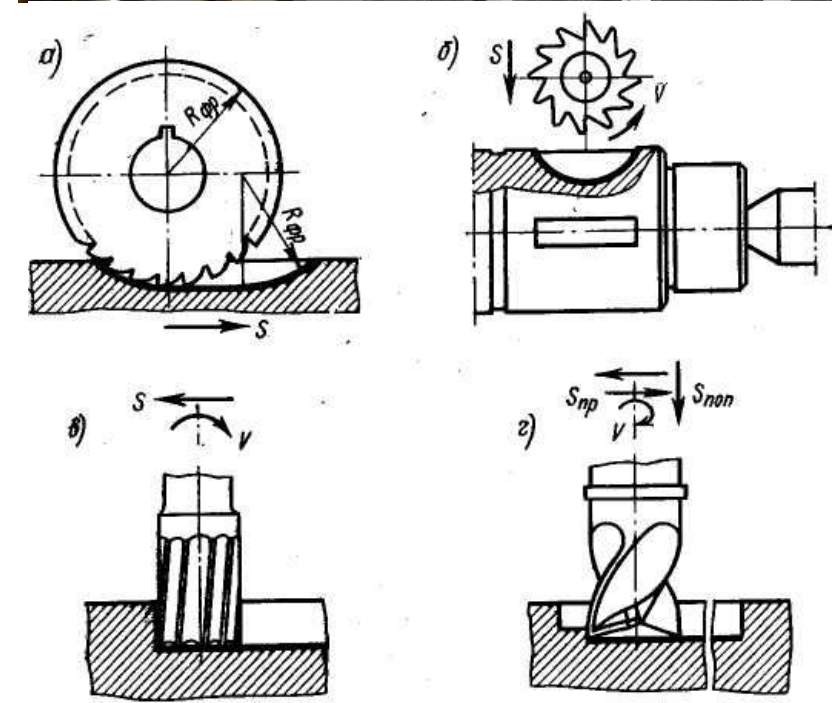
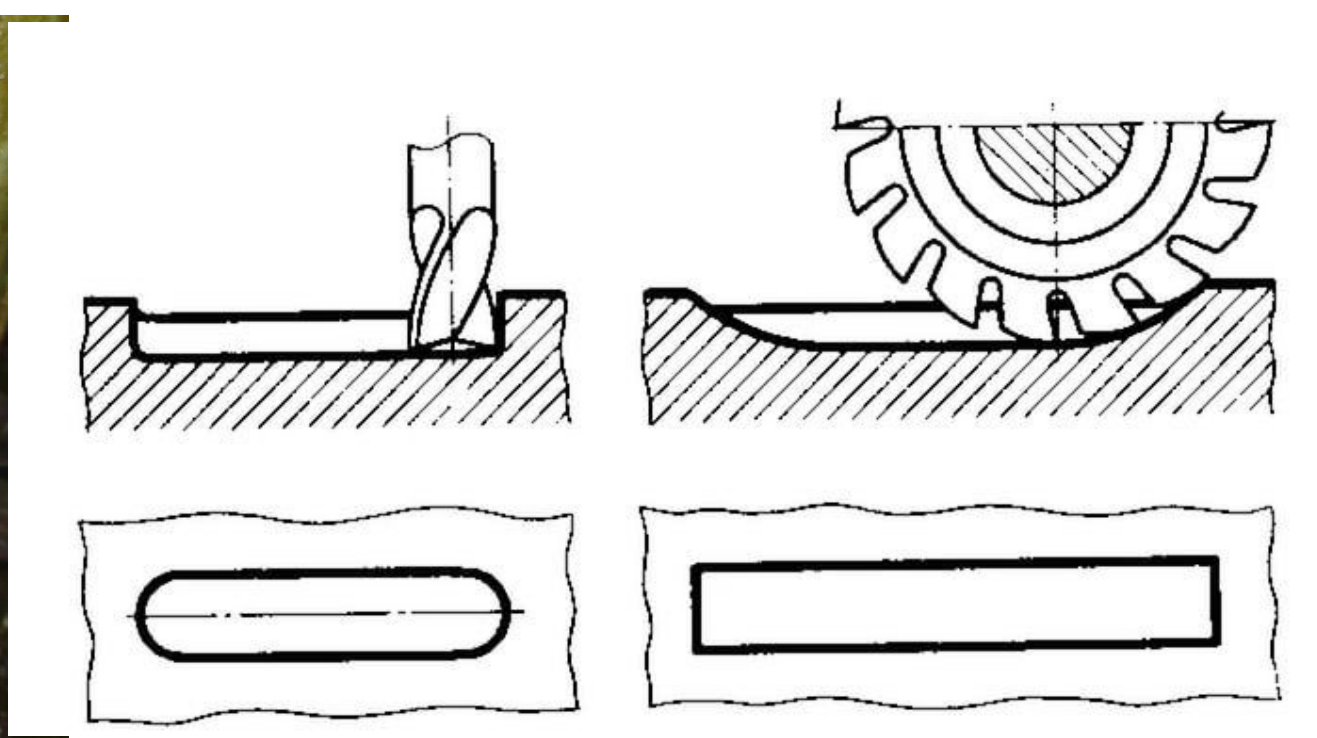
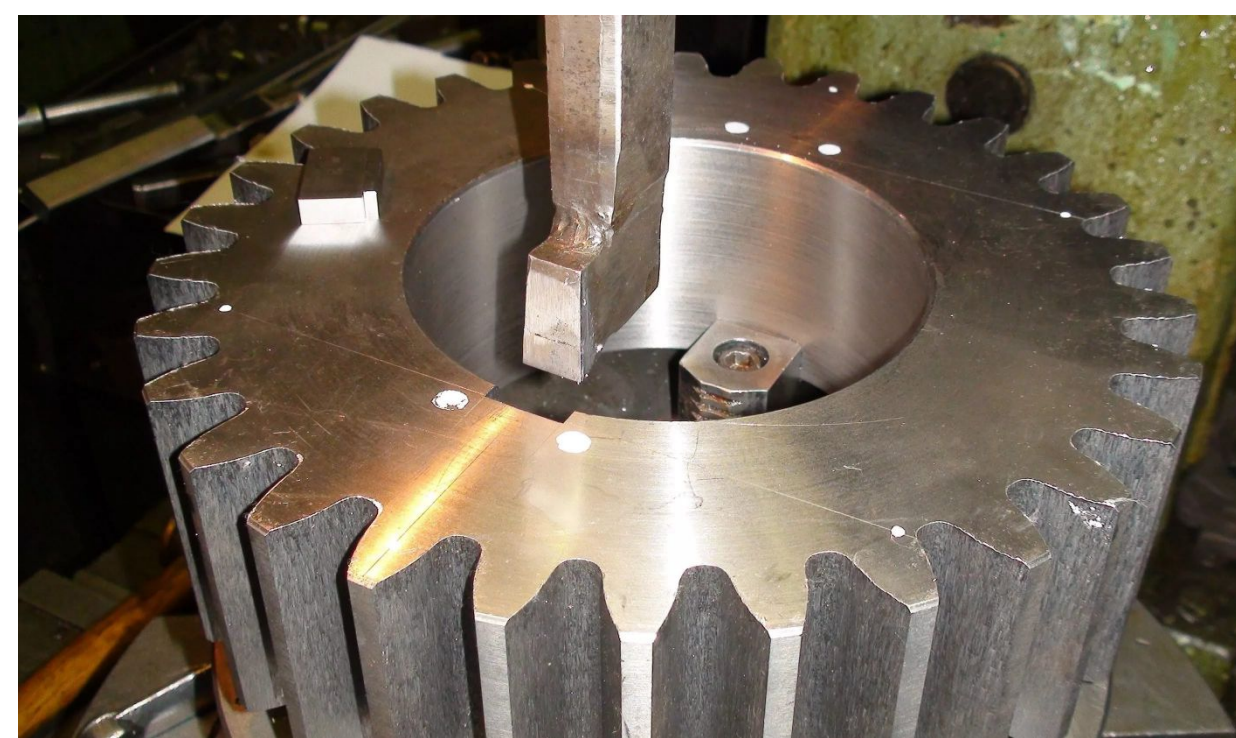
Стандартом установлены квалитеты:
 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18.

1. Установлено 20 квалитетов и определены формулы для расчета допусков

Зависимость изменения погрешности:
 $A = a\sqrt{d}$
 A – амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм;
 a – коэффициент, зависящий от типа станка;
 d – диаметр обрабатываемой детали, мм.

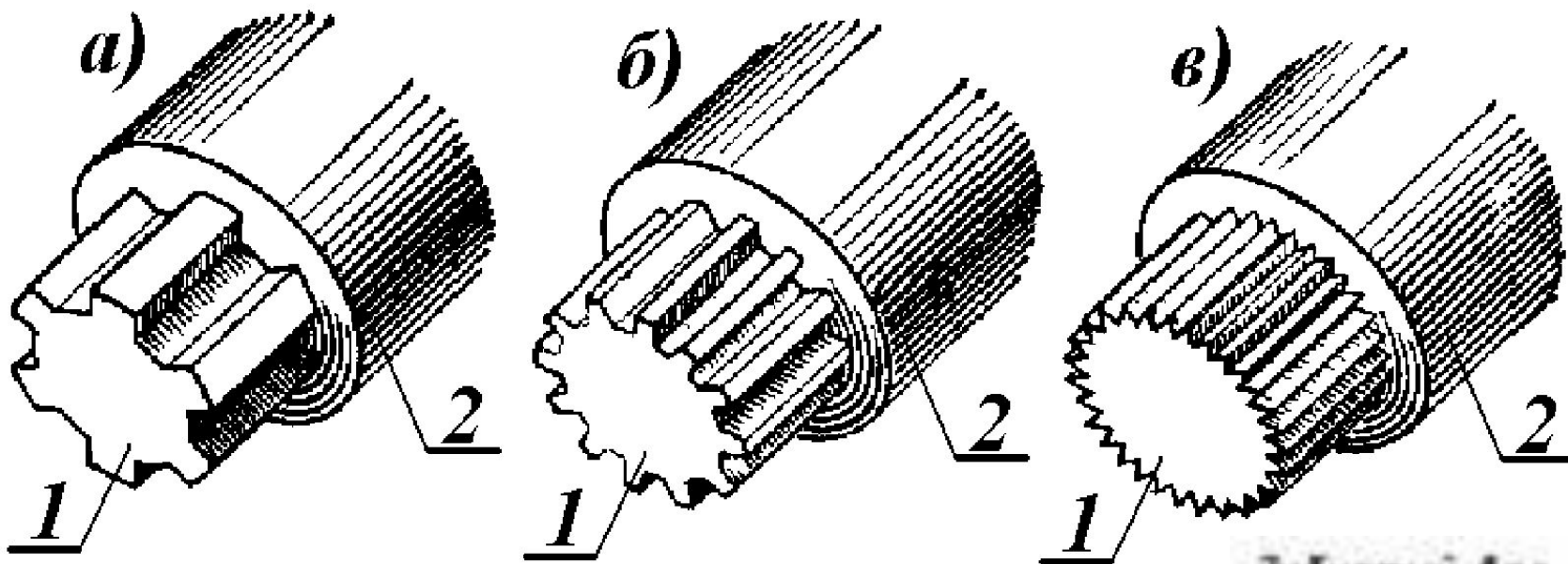
Допуск (IT) рассчитывается по формуле:
 $IT = k \cdot i$
 k – число единиц допуска, установленное для каждого квалитета;
 i – единица допуска, зависящая от размера (табл.)

Стандартом установлены квалитеты:
 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18.



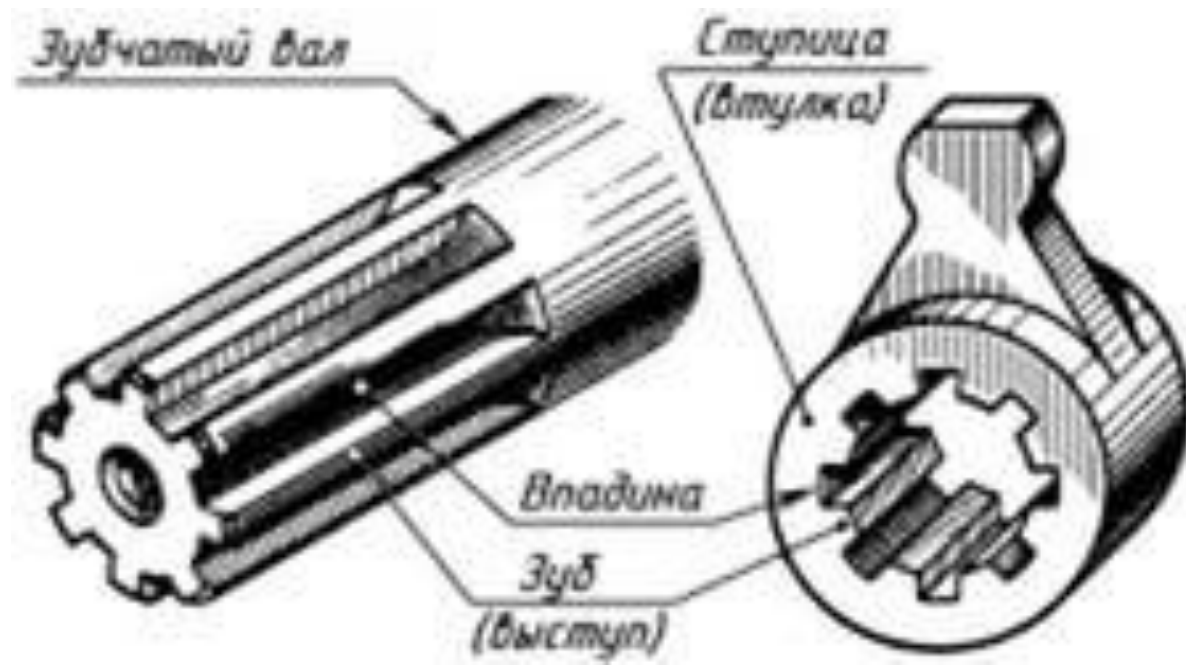
Допуски и посадки типовых соединений

2. Соединения шлицевые

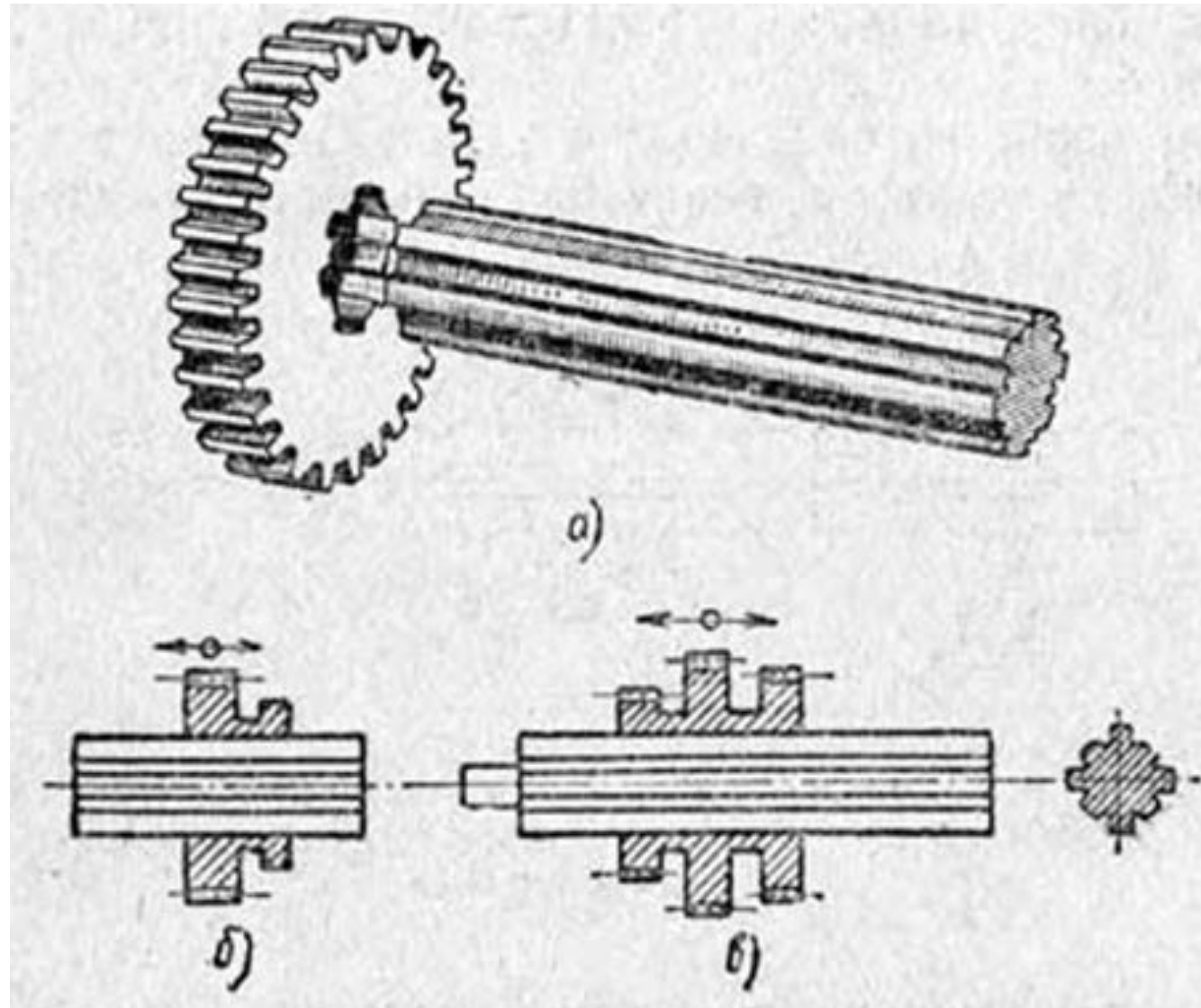


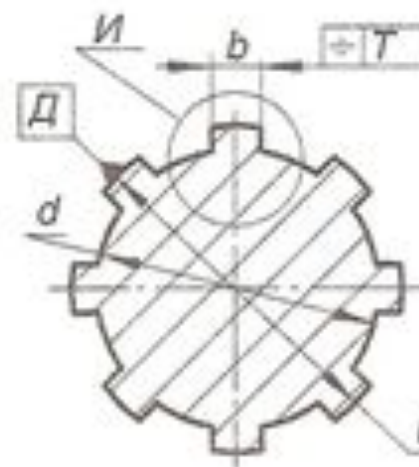
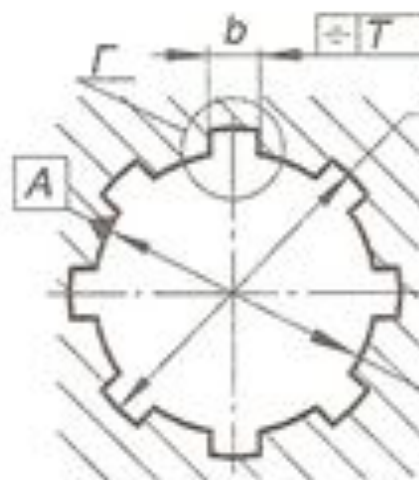
1 – вал, 2 – втулка.

- а) прямоугольный профиль зуба;
- б) эвольвентный профиль зуба;
- в) треугольный профиль зуба.



Допуски и посадки типовых соединений





$z \times d \times D \times b$, мм
(z — число зубьев)

6 × 23 × 26 × 6

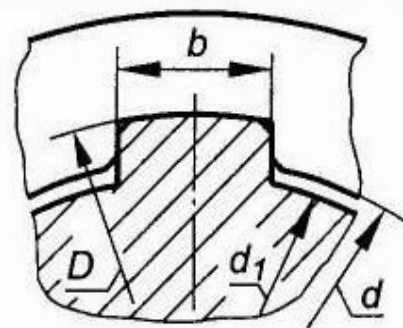
Чертеж сопряжения

Центрирующий элемент

Посадки

Подвижное сопряжение

Неподвижное сопряжение



Центрирование по D

По d По D По b

$\frac{H7}{f7}$

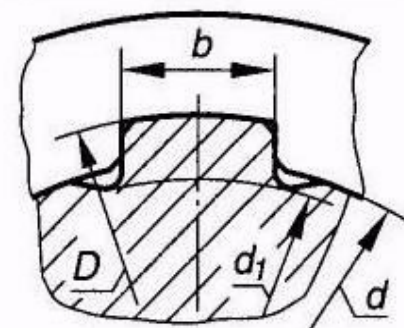
$\frac{H7}{g6}$

$\frac{H8}{e8}$

$\frac{H7}{js6}$

$\frac{H7}{n6}$

$\frac{F8}{js7}$



Центрирование по d

По d По D По b

$\frac{H7}{f7}$

$\frac{H7}{g6}$

$\frac{H8}{e8}$

$\frac{H7}{js6}$

$\frac{H7}{js7}$

$\frac{H7}{n6}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{D9}{h9}$

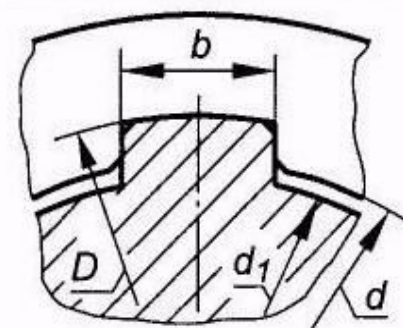
$\frac{F8}{f8}$

$\frac{F8}{f7}$

$\frac{F8}{js7}$

$\frac{D9}{h9}$

$\frac{D9}{k7}$



Центрирование по b

По d По D По b

—

—

—

—

—

—

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{H12}{a11}$

$\frac{F8}{f8}$

$\frac{D9}{e8}$

$\frac{D9}{f8}$

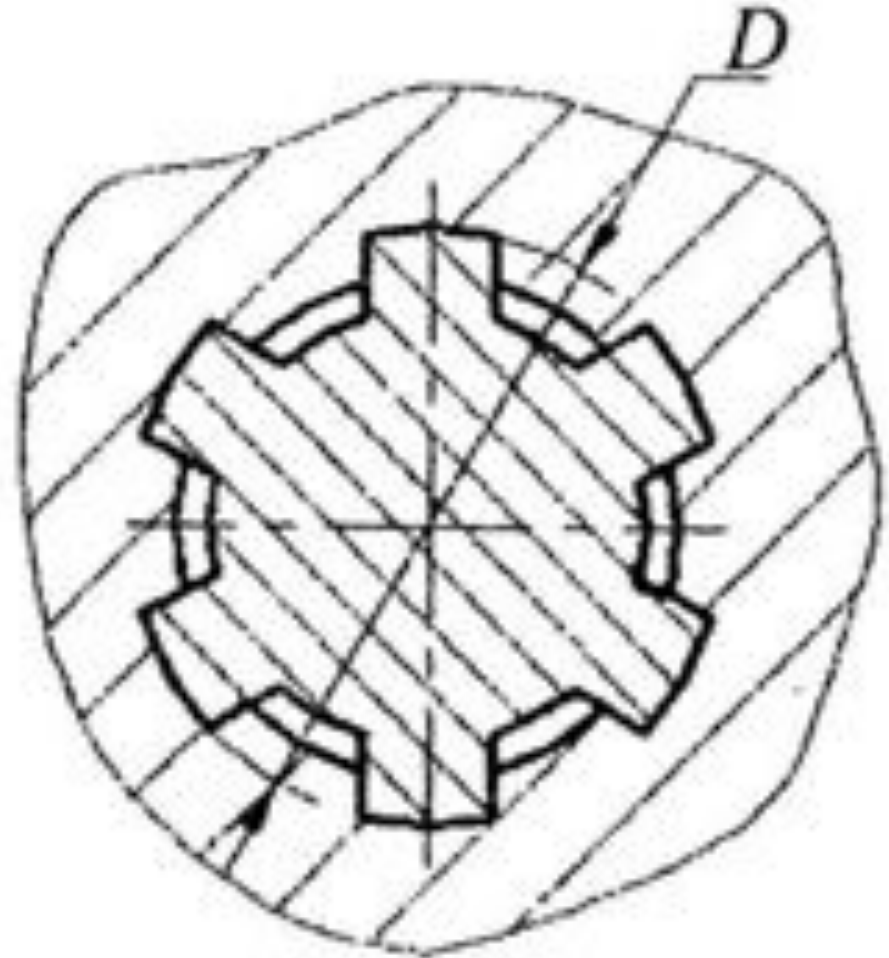
$\frac{F8}{js7}$

$\frac{D9}{js7}$

$\frac{D9}{k7}$

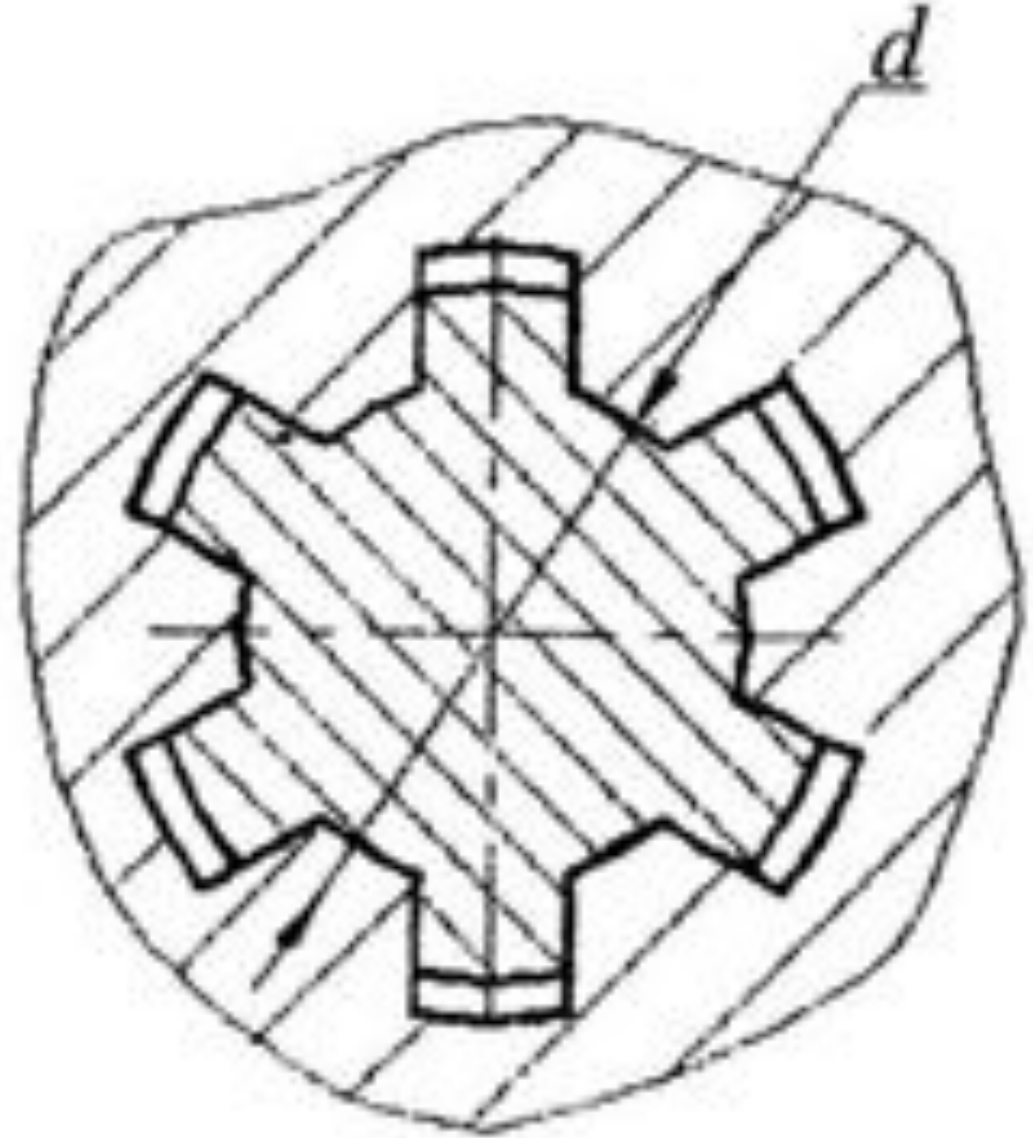
2. Соединения шлицевые прямобочные

- Центрирование по D рекомендуется в случаях нормальных требований к точности соосности элементов соединения и применяется в неподвижных соединениях, в подвижных, передающих малый крутящий момент и т.п., т.е. в соединениях с малым износом поверхностей.



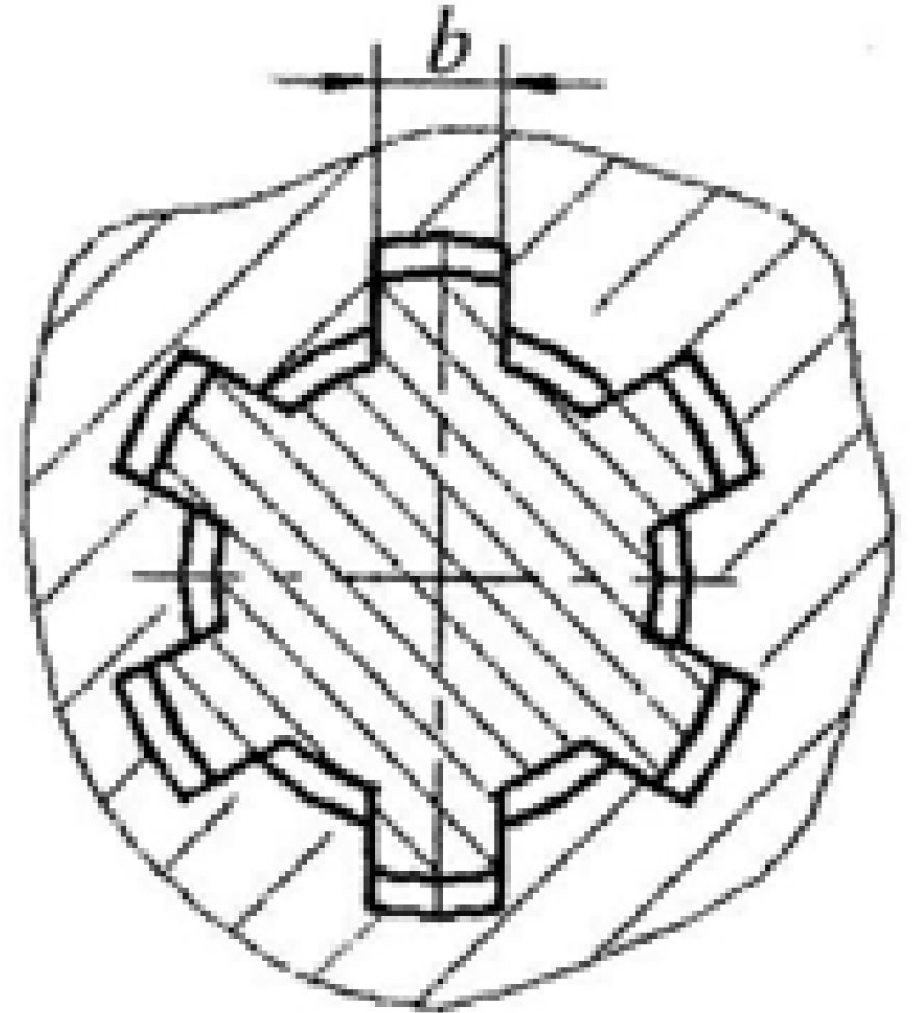
2. Соединения шлицевые прямобочные

- Центрирование по d применяется в случаях повышенных требований совпадению геометрических осей. Способ значительно дороже, но обеспечивает наибольшую точность.

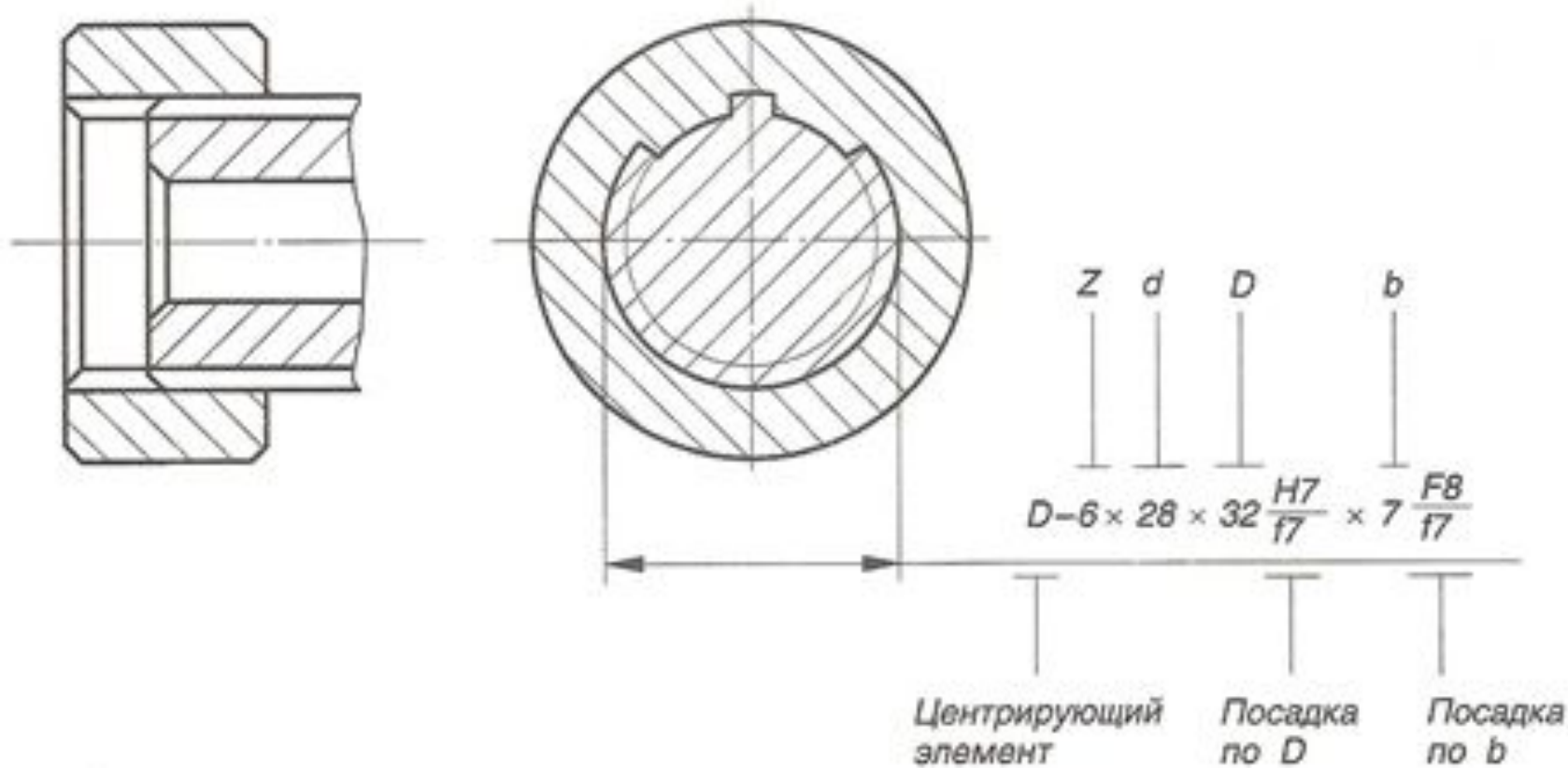


2. Соединения шлицевые прямобоочные

- Центрирование по b применяется когда не требуется особой точности соосности, при передаче значительных моментов, в случаях когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки (условия реверса). Наиболее простой и экономичный способ.



Соединения шлицевые прямоугольные - условные обозначения



1. Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по D (наружному диаметру):

- для соединения - $D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{f7} \times 7 \frac{F8}{f7}$;
- для отверстия (втулки) - $D - 8 \times 36 \times 40 H7 \times 7 F8$;
- для вала - $D - 8 \times 36 \times 40 f7 \times 7 f7$.

2. Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по d (внутреннему диаметру):

– для соединения - $d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h9}$;

– для отверстия (втулки) - $d - 8 \times 36H7 \times 40H12 \times 7D9$;

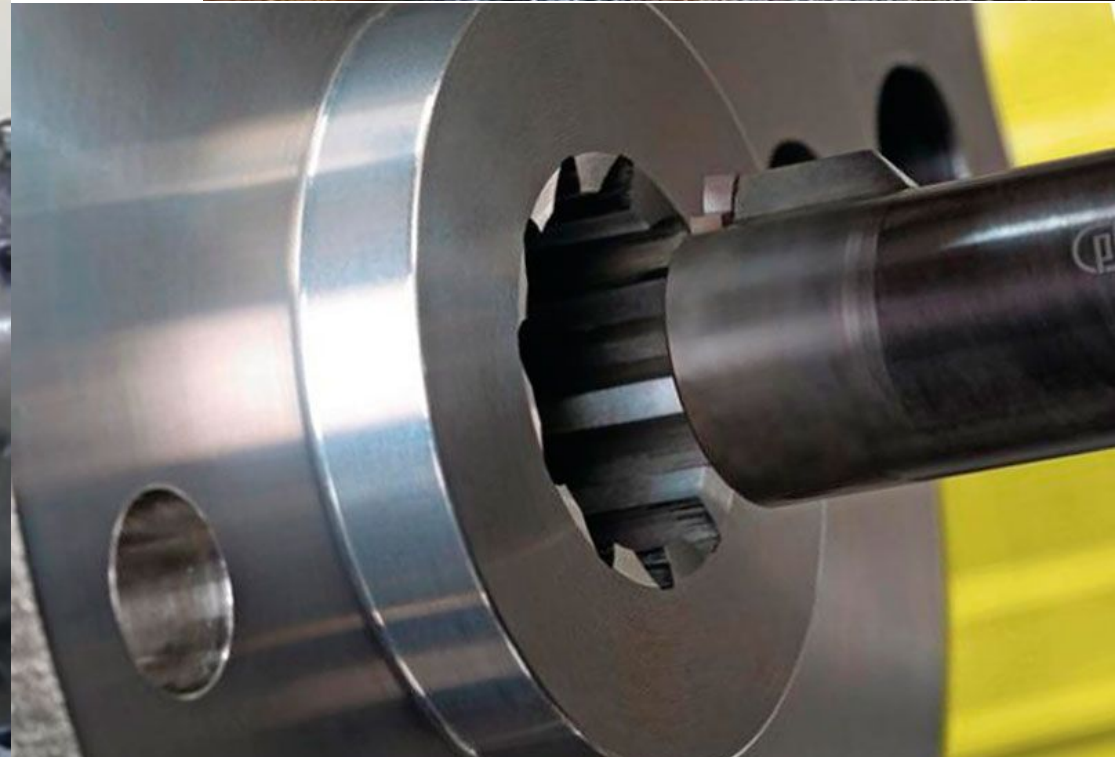
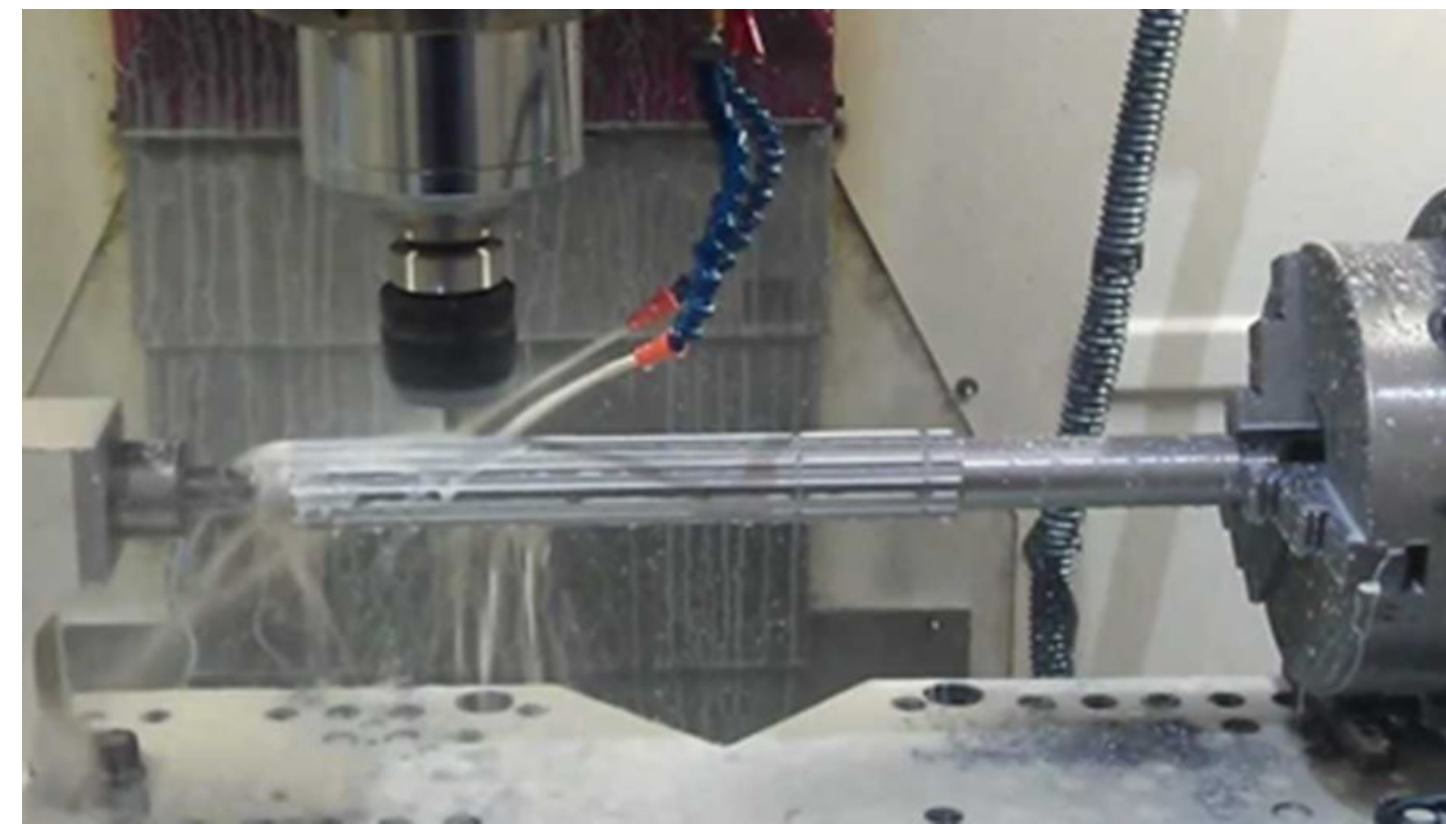
– для вала - $d - 8 \times 36f7 \times 40a11 \times 7h9$.

3. Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по b (ширине зуба):

– для соединения - $b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$;

– для отверстия (втулки) - $b - 8 \times 36 \times 40H12 \times 7D9$;

– для вала - $b - 8 \times 36 \times 40a11 \times 7f8$.





Допуски и посадки типовых соединений

3. Резьба метрическая

основные параметры крепёжных цилиндрических резьб:

- D и d – наружный диаметр гайки и болта;
- D_2 и d_2 – средний диаметр гайки и болта;
- D_1 и d_1 – внутренний диаметр гайки и болта;
- P – шаг резьбы;
- α – угол профиля резьбы.
(для метрической резьбы $\alpha=60^\circ$)

