

## **Лекция 2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ И ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ**

### **Учебные вопросы:**

- 1. Основы взаимозаменяемости**
- 2. Понятия о номинальном, действительном и предельных размерах деталей, о предельных отклонениях и допуске**
- 3. Виды посадок сопрягаемых элементов деталей**
- 4. Единая система допусков и посадок в машиностроении**

# ЛИТЕРАТУРА:

## Основная

- 1.Радкевич Я.М. и др. Метрология, стандартизация и сертификация: Учеб. Для вузов.3-е изд. Перераб. и доп. -М.: Высш. шк., 2007.-791с: ил. С.278-295
- 2.Аристов А.И.и др. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник для студ вузов.3-е изд. перераб. -М.: Изд.центр «Академия», 2008.-384с: ил. С.6-17

## Дополнительная

- 1. Лысаков. В.П. Основы взаимозаменяемости и технических измерений: Учеб. пособие. [Текст]/ В.П. Лысаков, А.В. Герасимов, А.Т. Тищенко. Брянск: Изд- во Брянского ГПУ, 1998. 130с. С.7-9, 13-23.

# 1. Основы взаимозаменяемости

**Взаимозаменяемость** — свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей (сборочных единиц) обеспечивать возможность бесподгоночной сборки (или замене при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц в механизмы и машины при соблюдении предъявляемых к ним (сборочным единицам, механизмам, изделиям) технических требований.

**Взаимозаменяемыми могут** быть детали, сборочные единицы (узлы) и изделия в целом.

- **Принцип взаимозаменяемости** экономически обосновано применять в серийном и массовом производстве.
- Различают следующие **виды взаимозаменяемости**:
- 1. Полная.
- 2. Неполная.
- Неполная взаимозаменяемость может быть:
- 2.1. Размерной и параметрической.
- 2.2. Внешней и внутренней.

# ВИДЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

- **Полная взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость, при которой обеспечивается выполнение всех видов параметров с точностью, позволяющей производить беспригоночную сборку (или замену при ремонте) любых независимо изготовленных деталей в готовые изделия.
- **Неполная взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость, при которой в результате беспригоночной сборки получают готовое изделие, но для обеспечения заданной точности выходных характеристик (работоспособности изделия) предусматривается возможность выполнения дополнительных операций (для компенсации погрешностей первичных параметров) или групповой подбор деталей с размерами определенной группы (селективная сборка).
- **Размерная взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость по присоединительным размерам.
- **Параметрическая взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость по выходным параметрам.
- **Внешняя взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость отдельных изделий, которые собирают в более крупные по геометрическим и выходным параметрам.
- **Внутренняя взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость отдельных деталей или сборочных единиц, входящих в изделие по всем параметрам.
- **Функциональная взаимозаменяемость** — это взаимозаменяемость, при которой точность и другие эксплуатационные показатели деталей, сборочных единиц и комплектующих изделий должны быть согласованы с назначением и условиями работы конечной продукции.
- **Взаимозаменяемость по геометрическим параметрам** является частным видом функциональной взаимозаменяемости.

# Продолжение 1 вопроса



*Рис. 2.1. Драгунское ружье 18 века*



*Рис. 2.2. а) автомобиль ВАЗ – 2107; б) колесо для ВАЗ – 2107*



*Рис. 2.3. Электродвигатели ( $N = 1\text{кВт}$ ;  $n = 1000\text{ об/мин}$ ) а) на лапах; б) фланцевый*

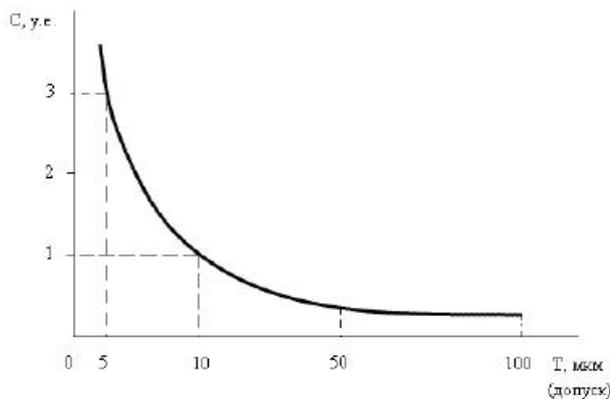
## ***Достоинства взаимозаменяемого производства:***

1. Упрощается процесс проектирования.
2. Обеспечивается широкая специализация и кооперирование.
3. Удешевляется производство.
4. Обеспечивается организация поточного производства.
5. Упрощается процесс сборки.
6. Упрощается ремонт.

# Продолжение 1 вопроса

## • Точность и погрешность в технике

- **Точность в технике** – это степень приближения значения параметра изделия, процесса и т.д. к его заданному значению.
- **Погрешность** – разность между приближенным значением некоторой величины и ее точным значением. В метрологии **погрешность** – отклонение результата измерений от истинного (действительного) значения измеряемой величины.
- Чем точнее требуется выполнить элемент детали, тем дороже будет стоить изготовление.



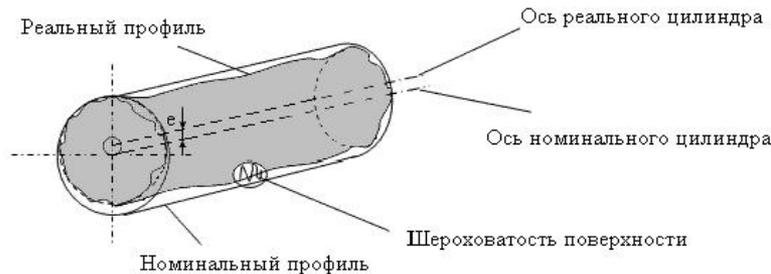
*Рис. 2.2. Зависимость себестоимости от точности изготовления детали*

Для элементов деталей в машиностроении можно и нужно **нормировать точность**:

1. Размера.
2. Формы поверхности.
3. Взаимного расположения поверхностей элементов детали.
4. Шероховатости поверхности.

# Продолжение 1 вопроса

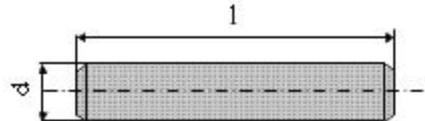
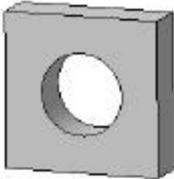
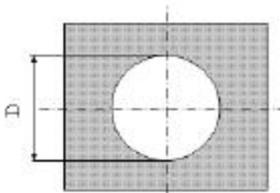
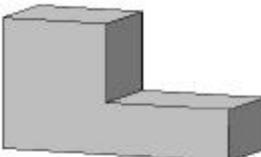
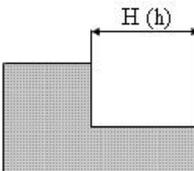
- После изготовления детали, ее реальные размеры, форма и др. геометрические параметры отличаются от идеальных (номинальных) (рис. 2.3).



*Рис. 2.3. Номинальный и реальный профиль цилиндра*

- **Основные причины появления погрешностей геометрических параметров элементов деталей:**
  - 1. Состояние оборудования и его точность.
  - 2. Качество и состояние технологической оснастки и инструмента.
  - 3. Режимы обработки.
  - 4. Неоднородность материала заготовок.
  - 5. Упругие деформации станка, приспособления, инструмента и детали.
  - 6. Температурные деформации станка, приспособления, инструмента и детали.
  - 7. Квалификация и субъективные ошибки рабочего.

## 2. Понятия о номинальном, действительном и предельных размерах деталей, о предельных отклонениях и допуске

- **Размер** – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.д.) в выбранных единицах измерения (мм).
- **Номинальный размер**: размер, относительно которого определяются отклонения.
- Различают *три основных вида размеров*:
  1. Охватываемые размеры.  
  - **Вал** – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.
  2. Охватывающие размеры.  
  - **Отверстие** – термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.
  3. Полуоткрытые размеры.  

## Продолжение 2 вопроса

- В обозначениях размеров деталей используются буквы латинского алфавита:
- 1. Для **охватываемых размеров** применяют **строчные** буквы (**a,b,c,d.....**).
- 2. Для **охватывающих размеров** применяют **прописные** буквы (**A,B,C,D...**).
- 3. Для **полуоткрытых размеров** можно использовать как строчные, так и прописные буквы.
- **Предельные размеры**: два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер.
- **Действительный размер**: размер элемента, установленный измерением с допустимой погрешностью.

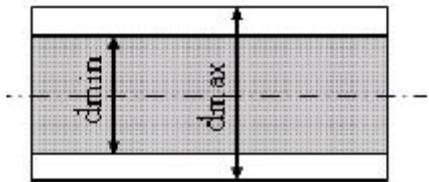


Рис. 2.4. Предельные размеры вала

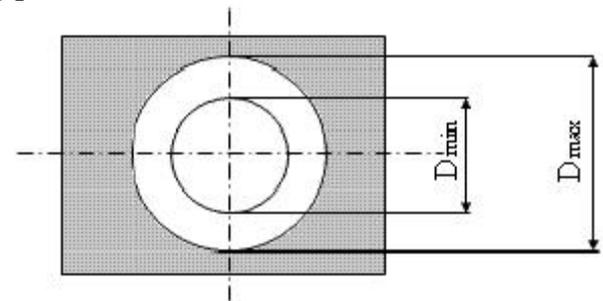


Рис. 2.5. Предельные размеры отверстия

## Продолжение 2 вопроса

- $D_{max}$ ,  $d_{max}$  – **наибольший предельный размер**: наибольший допустимый размер элемента
- $D_{min}$ ,  $d_{min}$  – **наименьший предельный размер**: наименьший допустимый размер элемента.
- Действительный размер годного изделия должен находиться между предельными размерами (рис. 2.6).
  - $d_{min} \leq d_d \leq d_{max}$ ;
  - $D_{min} \leq D_d \leq D_{max}$ .
- $d_d$ , ( $D_d$ ) – действительный размер вала (отверстия).

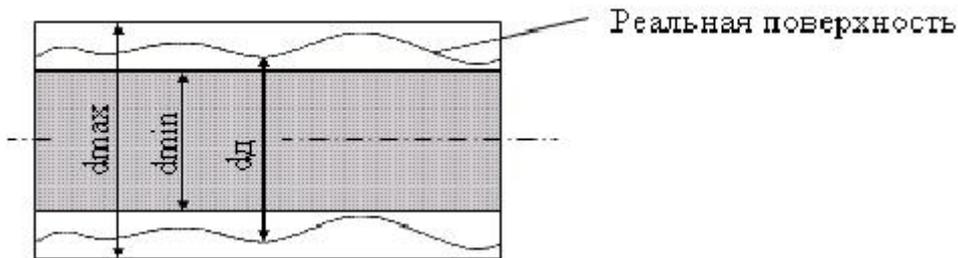


Рис. 2.6. Действительный размер вала

- Наибольший и наименьший предельные размеры тесно связаны с понятием **допуск**.

## Продолжение 2 вопроса

- **допуск ( $TD, Td$ )** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами отверстия или вала.
  - $TD = D_{\max} - D_{\min}$ ;  $Td = d_{\max} - d_{\min}$ .

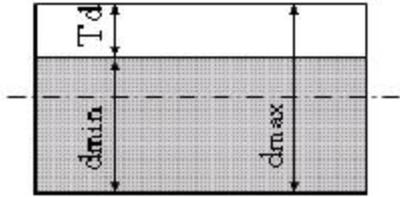


Рис. 2.7. Предпочтительное изображение вала,  $Td$  – допуск на диаметр вала

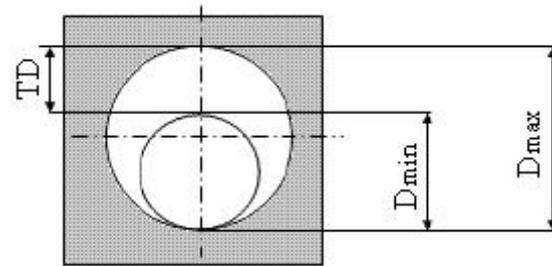


Рис. 2.7. Предпочтительное изображение отверстия,  $TD$  – допуск на диаметр отверстия

- Значение допуска можно также определить, как разницу между верхним и нижним отклонениями отверстия или вала.
- **Верхнее отклонение ( $ES, es$ )**: алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.
  - $ES = D_{\max} - D$  (для отверстия);  $es = d_{\max} - d$  (для вала).
- **Нижнее отклонение ( $EI, ei$ )**: алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.  $EI = D_{\min} - D$  (для отверстия);  $ei = d_{\min} - d$  (для вала).

## Продолжение 2 вопроса

Значение допуска для отверстия:  $TD = ES - EI$ ; для вала:  $Td = es - ei$ .

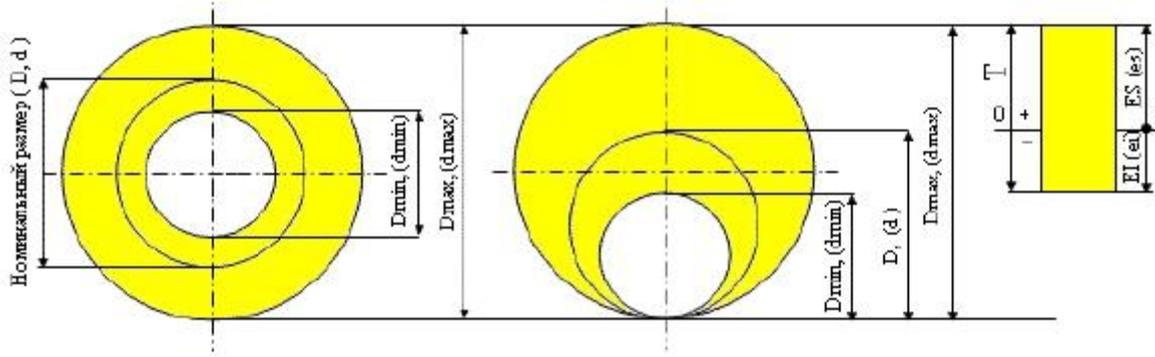


Рис. 2.9. Поле допуска ( $T$ ) для общего случая

- В общем случае **допуск** обозначается буквой  $T$  (*Tolerance*).
- **ES** – верхнее отклонение отверстия, **EI** – нижнее отклонение отверстия,
- **es** – верхнее отклонение вала, **ei** – нижнее отклонение вала.
- **Допуск** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями.
- **Значение допуска** всегда положительное.
- **Отклонение** всегда имеет знак (+) или (–). Отклонения, расположенные выше линии номинального размера всегда положительные, а расположенные ниже – отрицательные.

## Продолжение 2 вопроса

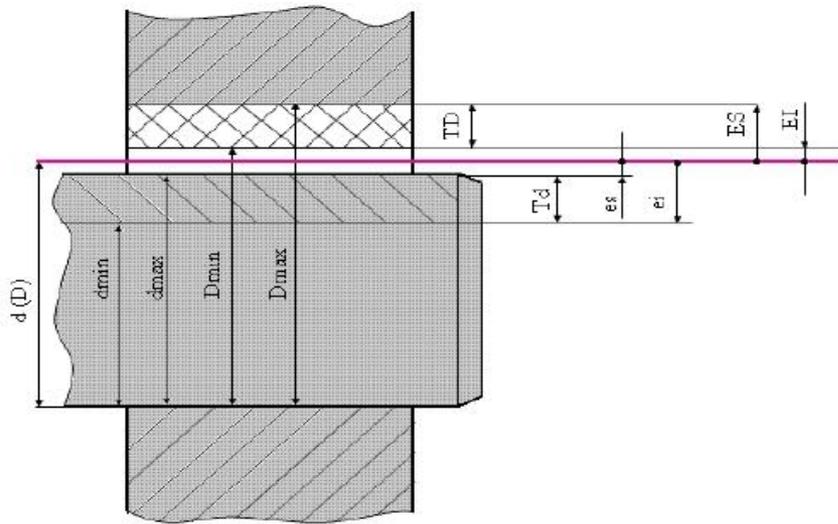
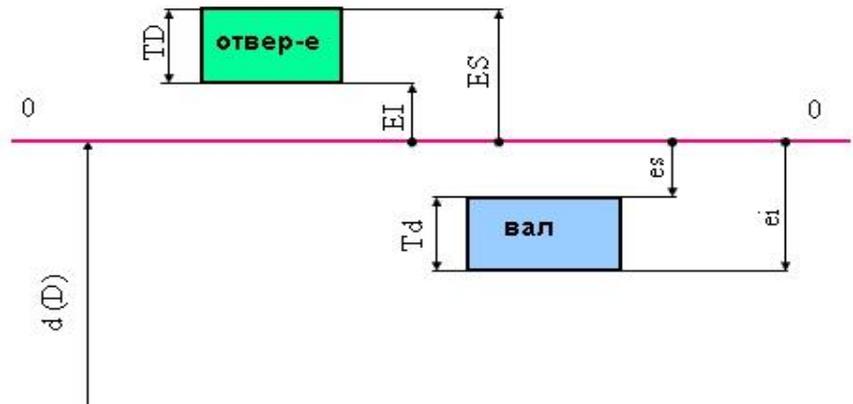


Рис. 2.10. Условное изображение соединения вала и втулки с зазором

- На схематическом изображении соединения показываются только поля допусков (рис. 2.11).

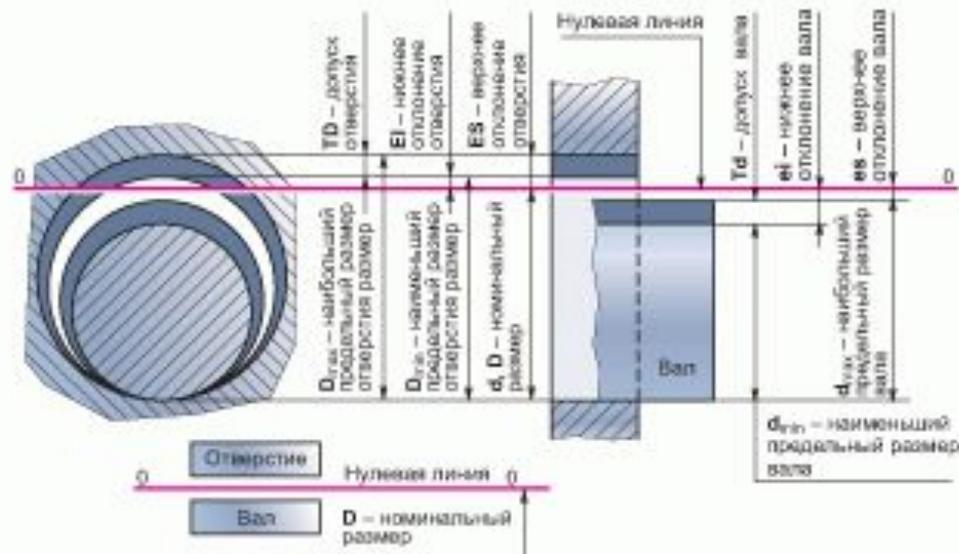
Рис. 2.11. Схема расположения полей допусков, сопрягаемых деталей (соединение с зазором)



- **Нулевая линия** – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которого откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок.

## ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

### ПОЛЯ ДОПУСКОВ ОТВЕРСТИЯ И ВАЛА

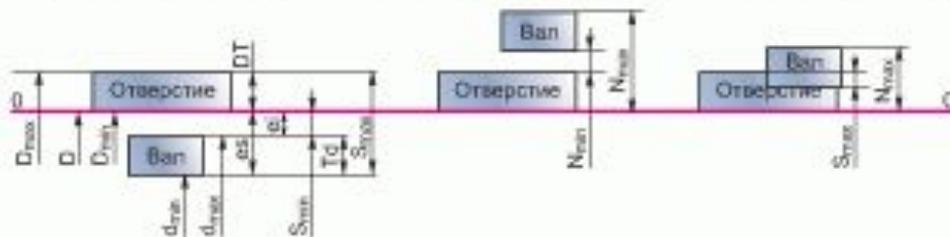


### СХЕМЫ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ

Посадка с зазором

Посадка с натягом

Переходная посадка



## ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ С НЕУКАЗАННЫМИ ДОПУСКАМИ

(ГОСТ 30893.1 – 2002 "ОБЩИЕ ДОПУСКИ" взамен ГОСТ 25670 – 83)

1. Предельные отклонения линейных (от 0,5 до 10 000 мм) и угловых размеров (кроме радиусов закруглений и фасок), не указанные непосредственно у номинальных размеров, рекомендуется назначать по классам точности *f*, *m*, *c*, *v* по ГОСТу 30893.1 – 2002, например: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – *m*» или «ГОСТ 30893.1 – *m*».
2. Дополнительные допустимые варианты предельных отклонений линейных размеров с неуказанными допусками.

Дополнительный вариант	Класс точности	Обозначения предельных отклонений		
		Размеров отверстий	Размеров валов	Размеров элементов, не относящихся к отверстиям и валам
1	Точный	H12	h12	$\pm t_1/2$ (или $\pm IT12/2$ )
	Средний	H14	h14	$\pm t_2/2$ (или $\pm IT14/2$ )
	Грубый	H16	h16	$\pm t_3/2$ (или $\pm IT16/2$ )
	Очень грубый	H17	h17	$\pm t_4/2$ (или $\pm IT17/2$ )
2	Точный	+ $t_1$	- $t_1$	$\pm t_1/2$
	Средний	+ $t_2$	- $t_2$	$\pm t_2/2$
	Грубый	+ $t_3$	- $t_3$	$\pm t_3/2$
	Очень грубый	+ $t_4$	- $t_4$	$\pm t_4/2$

Обозначение  $\pm t_1/2$  соответствует обозначению *f*,  $\pm t_2/2$  – *m*,  $\pm t_3/2$  – *c*,  $\pm t_4/2$  – *v*.

Например ссылка на общие допуски для класса точности средней:

**Вариант 1:** «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14,  $\pm t_2/2$ »

или «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14,  $\pm IT14/2$ ».

**Вариант 2:** «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: +  $t_2$ , -  $t_2$ ,  $\pm t_2/2$ ».



### 3. Виды посадок сопрягаемых элементов деталей

Две или несколько неподвижно или подвижно соединяемых деталей называют **сопрягаемыми**. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют **сопрягаемыми поверхностями**. Остальные поверхности называются несопрягаемыми (свободными).

В соединениях деталей различают охватывающие и охватываемые поверхности.

- **Охватывающей** поверхностью называется элемент детали с внутренней сопрягаемой поверхностью (отверстие).
- **Охватываемой** поверхностью называется элемент детали с наружной сопрягаемой поверхностью (вал).
- **Посадка** — характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

## Продолжение 3 вопроса

- В зависимости от возможности относительного перемещения сопрягаемых деталей или степени сопротивления их взаимному смещению посадки разделяют на три вида:
- 1. Посадки с зазором.
- 2. Посадки с натягом.
- 3. Переходные посадки.
- **Зазор** – разность между размерами отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала (*Clearance*).
- **Натяг** – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (*Interference*).

# Продолжение 3 вопроса

## • 2.3.1. Посадки с зазором

- **Посадка с зазором:** посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т. е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.
- Значение величины зазора определяется по формуле (см. рис.2.12):

$$S = D - d,$$

S – зазор,

D – диаметр отверстия,

d – диаметр вала.

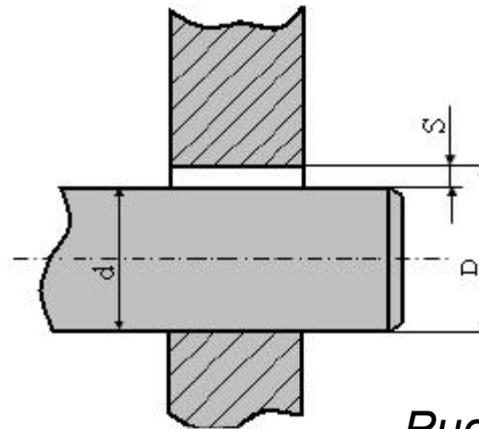


Рис. 2.12. Соединение с зазором

# Продолжение 3 вопроса

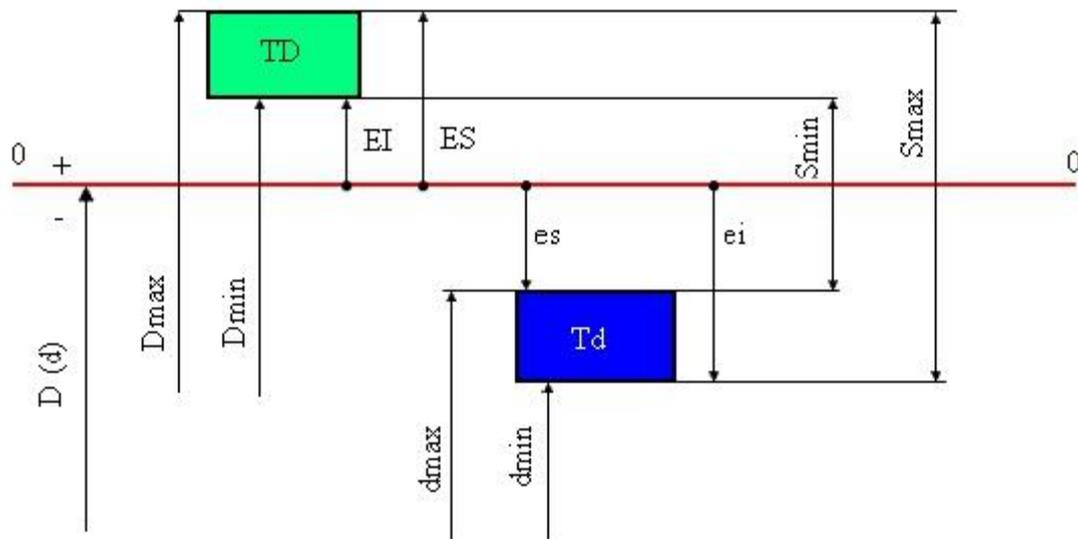


Рис. 2.13. Схематическое изображение посадки с зазором, TD – допуск на диаметр отверстия, Td – допуск на диаметр вала, Smin – наименьший зазор, Smax – наибольший зазор

- **Наименьший зазор:** разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадке с зазором.

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}.$$

- **Наибольший зазор:** разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадке с зазором.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}.$$

## Продолжение 3 вопроса

- **Допуск зазора** (нет в стандарте): разность между наибольшим и наименьшим предельными значениями зазора.

$$\begin{aligned} TS &= S_{\max} - S_{\min} = (D_{\max} - d_{\min}) - (D_{\min} - d_{\max}) = \\ &= (D_{\max} - D_{\min}) + (d_{\max} - d_{\min}) = TD + Td, \end{aligned}$$

- TS – величина допуска зазора.
- **Допуск посадки** сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

$$TP = TD + Td,$$

- TP – допуск посадки.
- **Средний зазор**: среднее арифметическое наименьшего и наибольшего зазоров.

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2$$

- **Назначение посадки с зазором**: обеспечить легко разъемное соединение элементов деталей или для подвижных соединений, в которых детали без особых усилий смещаются друг относительно друга.

# Пример расчета посадки с зазором

**Пример.** Номинальный размер вала 100 мм, нижнее отклонение вала  $ei = -106$  мкм ( $-0,106$  мм), верхнее отклонение вала  $es = -60$  мкм ( $-0,06$  мм).

Номинальный размер отверстия 100 мм, нижнее отклонение отверстия  $EI = +72$  мкм ( $+0,072$  мм), верхнее отклонение отверстия  $ES = +159$  мкм ( $+0,159$  мм). Графическое представление этой посадки приведено на рис. 5.12.

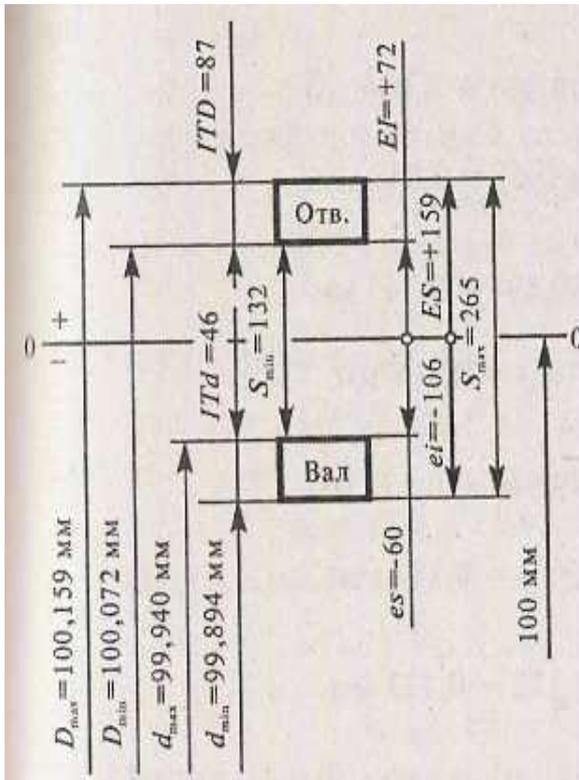


Рис. 5.12. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в посадке с зазором

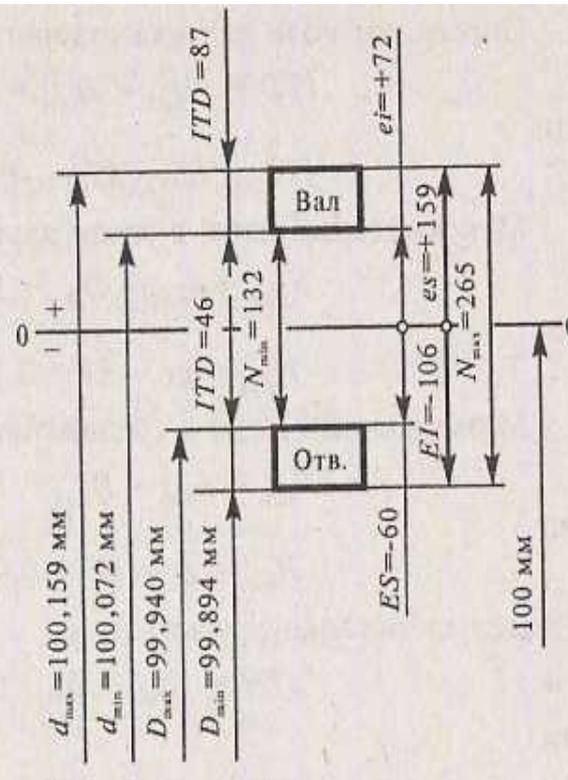


Рис. 5.13. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в посадке с натягом

# Продолжение

## Решение.

Наибольший предельный размер вала  $d_{max} = d + es = 100 + (-0,060) = 99,940$  мм.

Наименьший предельный размер вала  $d_{min} = d + ei = 100 + (-0,106) = 99,894$  мм.

Поле допуска вала  $ITd = d_{max} - d_{min} = 99,940 - 99,894 = 0,046$  мм

Или

$$ITd = es - ei = -0,060 - (-0,106) = 0,046 \text{ мм.}$$

Наибольший предельн.размер отверстия  $D_{max} = D + ES = 100 + 0,159 = 100,159$  мм.

Наименьший предельный размер отверстия  $D_{min} = D + EI = 100 + 0,072 = 100,072$  мм.

Поле допуска отверстия  $ITD = D_{max} - D_{min} = 100,159 - 100,072 = 0,087$  мм

Или

$$ITD = ES - EI = 0,159 - 0,072 = 0,087 \text{ мм.}$$

Максим. зазор в соединении  $S_{max} = D_{max} - d_{min} = 100,159 - 99,894 = 0,265$  мм

Или

$$S_{max} = ES - ei = 0,159 - (-0,106) = 0,265 \text{ мм.}$$

Миним. зазор в соединении  $S_{min} = D_{min} - d_{max} = 100,072 - 99,940 = 0,132$  мм

Или

$$S_{min} = EI - es = 0,072 - (-0,060) = 0,132 \text{ мм.}$$

Допуск посадки (зазора)  $ITS = S_{max} - S_{min} = 0,265 - 0,132 = 0,133$  мм

Или  $ITS = ITd + ITD = 0,046 + 0,087 = 0,133$  мм.

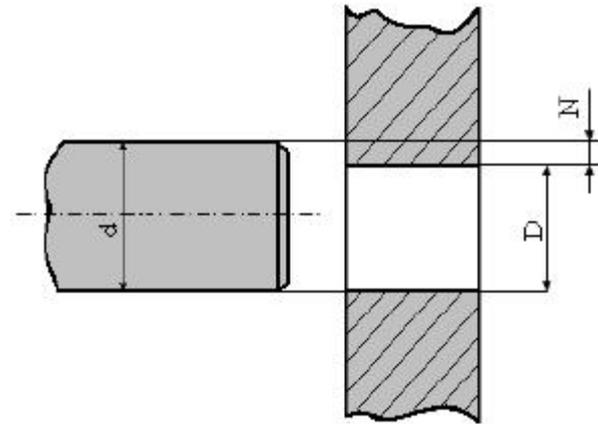
# Продолжение 3 вопроса

## 2.3.2. Посадки с натягом

- **Посадка с натягом:** посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т. е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему.
- Значение величины натяга определяется по формуле (см. рис.2.15):

$$N = d - D,$$

- $N$  – натяг,
- $D$  – диаметр отверстия,
- $d$  – диаметр вала.



*Рис. 2.15. Схема образования соединения с натягом*

# Продолжение 3 вопроса

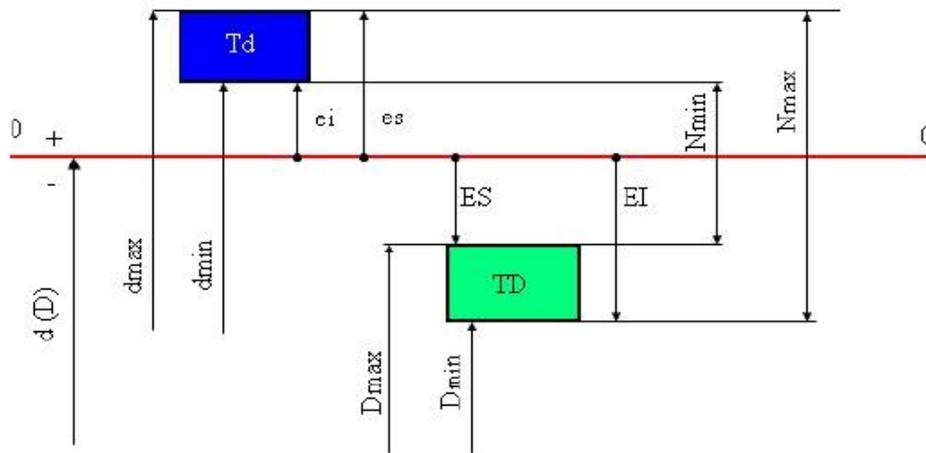


Рис. 2.16. Схематическое изображение посадки с натягом,  $TD$  – допуск на диаметр отверстия,  $Td$  – допуск на диаметр вала,  $N_{min}$  – наименьший натяг,  $N_{max}$  – наибольший натяг

- **Наименьший натяг:** разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом.

$$N_{min} = d_{min} - D_{max}.$$

- **Наибольший натяг:** разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом.

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}.$$

- **Средний натяг:** среднее арифметическое наибольшего и наименьшего натягов.  $N_m = (N_{max} + N_{min})/2$

# Пример расчета посадки с натягом

**Пример.** Номинальный размер вала 100 мм, нижнее отклонение вала  $ei = 72$  мкм (0,072 мм), верхнее отклонение вала  $es = 159$  мкм (0,159 мм).

Номинальный размер отверстия 100 мм, нижнее отклонение отверстия  $EI = -106$  мкм ( $-0,106$  мм), верхнее отклонение отверстия  $ES = -60$  мкм ( $-0,060$  мм). Графическое представление этой посадки приведено на рис. 5.13.

**Решение.** Наибольший предельный размер вала  $d_{max}$

$$d_{max} = d + es = 100 + (0,159) = 100,159 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала  $d_{min}$

$$d_{min} = d + ei = 100 + (0,072) = 100,072 \text{ мм.}$$

Поле допуска вала

$$ITd = d_{max} - d_{min} = 100,159 - 100,072 = 0,087 \text{ мм}$$

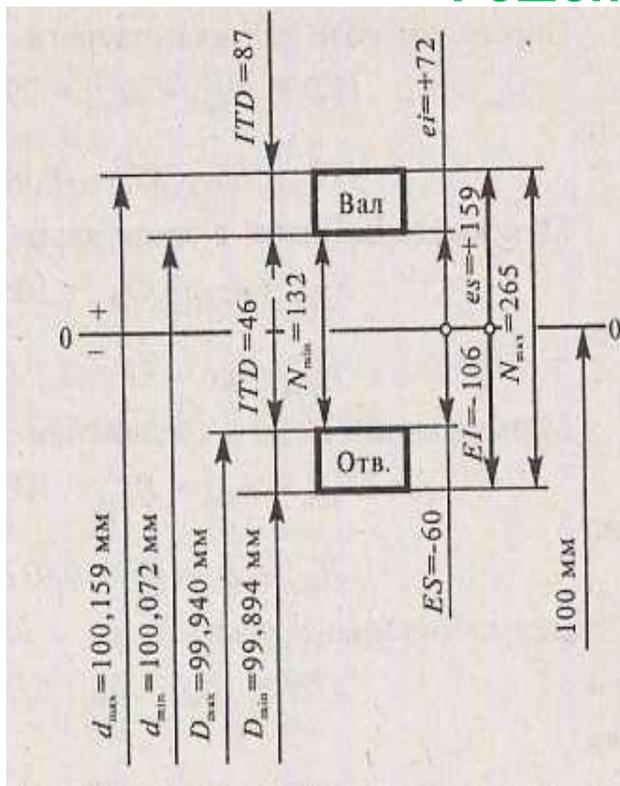
$$\text{Или } ITd = es - ei = 0,159 - 0,072 = 0,087 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер отверстия

$$D_{max} = D + ES = 100 + (-0,060) = 99,940 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия

$$D_{min} = D + EI = 100 + (-0,106) = 99,894 \text{ мм.}$$



# продолжение

Определим поле допуска отверстия

$$ITD = D_{\max} - D_{\min} = 99,940 - 99,894 = 0,046 \text{ мм}$$

или

$$ITD = ES - EI = -0,060 - (-0,106) = 0,046 \text{ мм.}$$

Максимальный натяг в соединении

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 100,159 - 99,894 = 0,265 \text{ мм или}$$

$$N_{\max} = es - EI = 0,159 - (-0,106) = 0,265 \text{ мм.}$$

Минимальный натяг в соединении

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 100,072 - 99,940 = 0,132 \text{ мм}$$

или

$$N_{\min} = ei - ES = 0,072 - (-0,060) = 0,132 \text{ мм.}$$

Допуск посадки (натяга)

$$ITN = N_{\max} - N_{\min} = 0,265 - 0,132 = 0,133 \text{ мм}$$

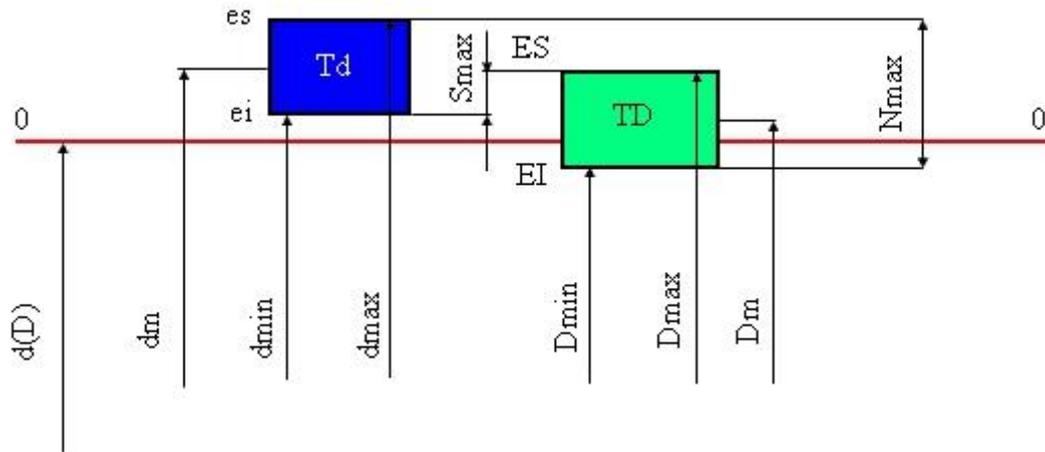
или

$$ITN = ITd + ITD = 0,087 + 0,046 = 0,133 \text{ мм.}$$

## Продолжение 3 вопроса

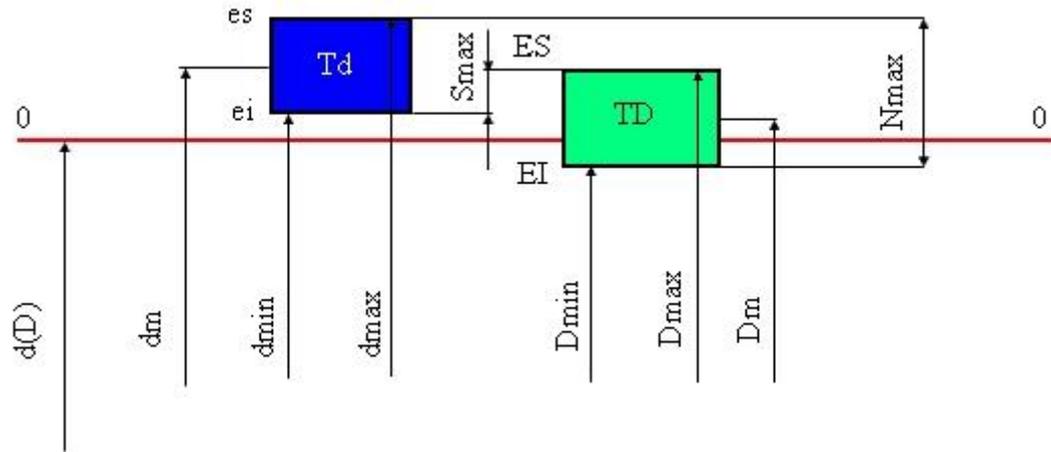
### 2.3.3. Переходные посадки

- **Переходная посадка:** посадка, при которой возможно получение, как зазора, так и натяга в соединении в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.
- Различают следующие *виды переходных посадок*:
  - 1. С наиболее вероятным натягом в соединении.
  - 2. С наиболее вероятным зазором в соединении.
  - 3. С равновероятным зазором и натягом в соединении.



*Рис. 2.18. Переходная посадка с наиболее вероятным натягом*

## Продолжение 3 вопроса



*Рис. 2.18. Переходная посадка с наиболее вероятным натягом*

- Если среднее значение диаметра вала ( $d_m$ ) больше среднего значения диаметра отверстия ( $D_m$ ):  
 $d_m > D_m$ ,
- или, если максимальный натяг больше максимального зазора:

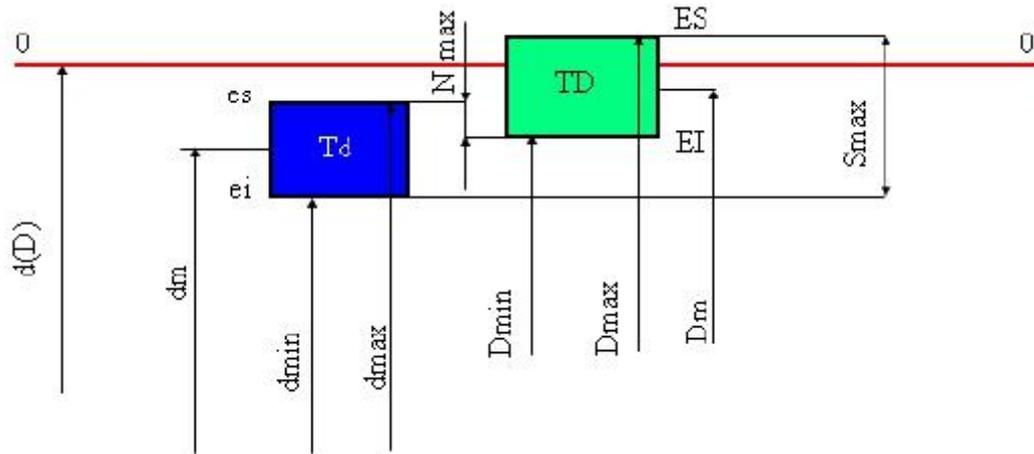
$$N_{\max} > S_{\max},$$

**то в соединении наиболее вероятен натяг.**

- Допуск переходной посадки:

$$ТП = TS(TN) = S_{\max} + N_{\max} = TD + Td.$$

## Продолжение 3 вопроса



*Рис. 2.19. Переходная посадка с наиболее вероятным зазором*

- Значения максимального натяга ( $N_{max}$ ) и зазора ( $S_{max}$ ) находятся по зависимостям (для всех видов переходных посадок):

$$S_{max} = D_{max} - d_{min},$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}.$$

- Если среднее значение диаметра вала ( $d_m$ ) меньше среднего значения диаметра отверстия ( $D_m$ ):  $d_m < D_m$  или, если максимальный зазор больше максимального натяга:  $S_{max} > N_{max}$ , **то в соединении наиболее вероятен зазор.**

## Продолжение 3 вопроса

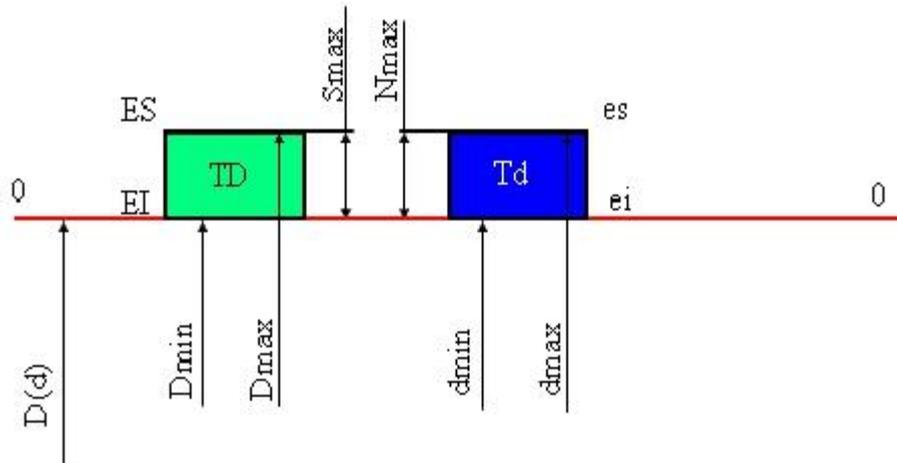
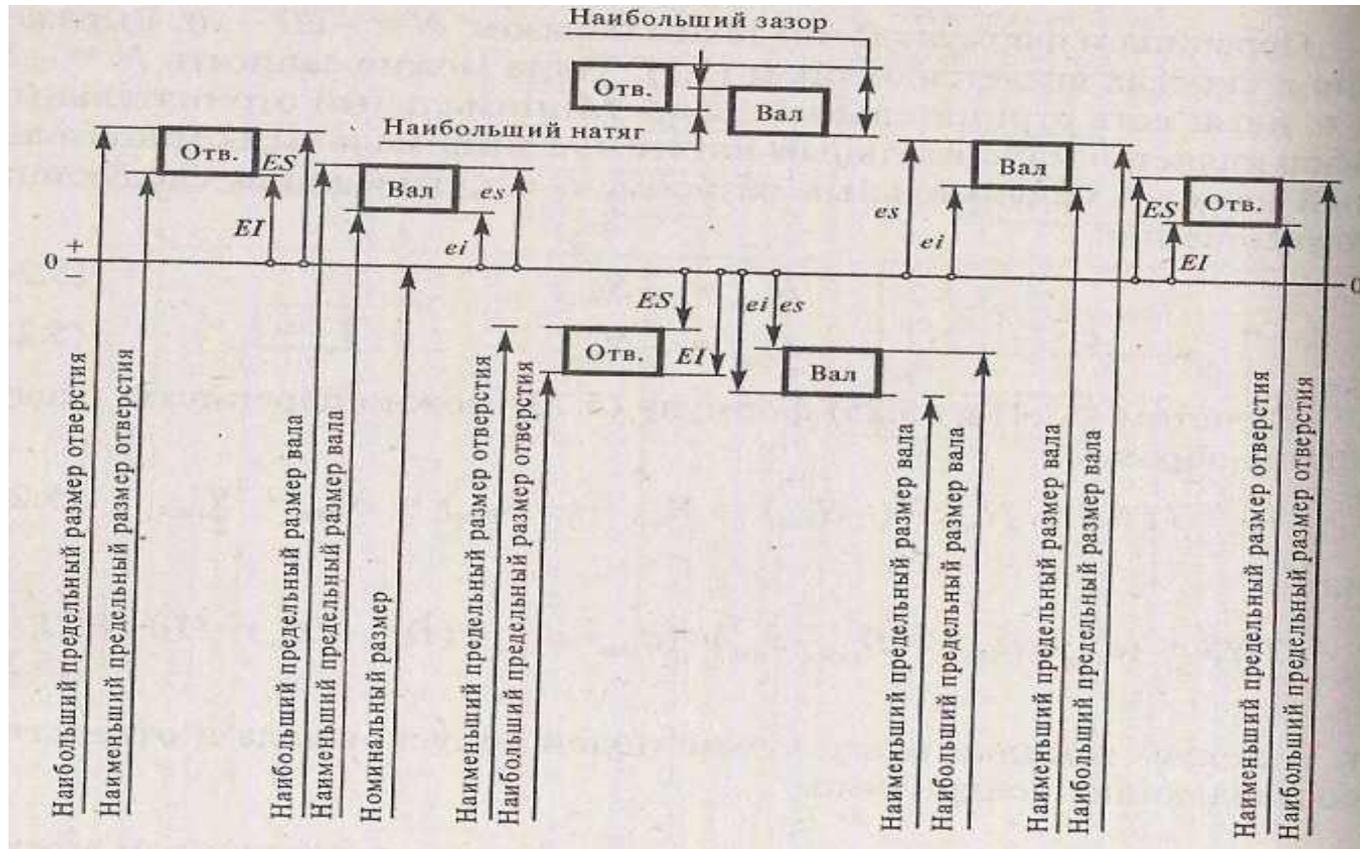


Рис. 2.20. Переходная посадка, в которой **зазор и натяг равновероятны**

- В посадке такого типа максимальный зазор равен максимальному натягу:  
$$S_{max} = N_{max}.$$
- **Назначение переходной посадки:** обеспечить точность центрирования соединяемых элементов деталей.

## отверстий в переходных посадках



**Допуск посадки (ТП) равен сумме допусков отверстия и вала, составляющих соединение:  $ТП = TD + Td$**

**Для посадок с зазором допуск посадки равен допуску зазора или разности предельных зазоров:  $ТП = TS = S_{max} - S_{min}$**

- **Для посадок с натягом допуск посадки равен допуску натяга или разности предельных натягов:  $ТП = TN = N_{max} - N_{min}$**
- **Допуск переходной посадки  $ТП = S_{max} + N_{max}$**

# Пример расчета переходной посадки

**Пример.** Номинальный размер вала 100 мм, нижнее отклонение вала  $e_i = +71$  мкм (+0,071 мм), верхнее отклонение вала  $e_s = +93$  мкм (+0,093 мм). Номинальный размер отверстия 100 мм, нижнее отклонение отверстия  $E_I = +72$  мкм (+0,072 мм), верхнее отклонение отверстия  $E_S = +159$  мкм (+0,159 мм). Графическое представление этой посадки приведено на рис. 5.14.

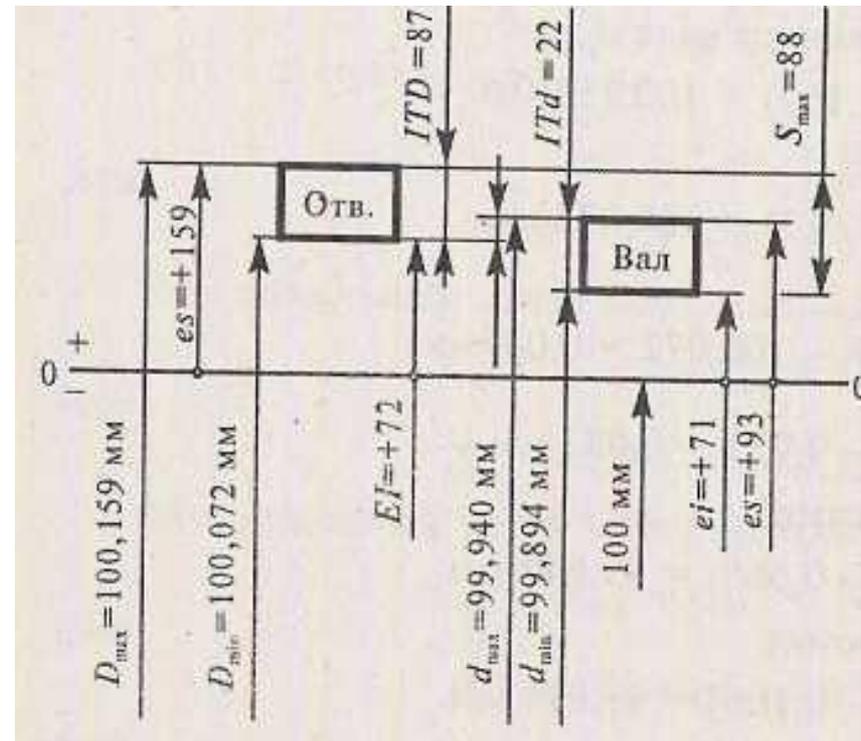


Рис. 5.14. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в переходной посадке

# продолжение

**Решение.** Наибольший предельный размер вала  $d_{max}$

$$d_{max} = d + es = 100 + 0,093 = 100,093 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала  $d_{min}$

$$d_{min} = d + ei = 100 + 0,071 = 100,071 \text{ мм.}$$

Поле допуска вала  $ITd = d_{max} - d_{min} = 100,093 - 100,071 = 0,022 \text{ мм}$

$$\text{Или } ITd = es - ei = 0,093 - 0,071 = 0,022 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер отверстия

$$D_{max} = D + ES = 100 + 0,159 = 100,159 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия

$$D_{min} = D + EI = 100 + 0,072 = 100,072 \text{ мм.}$$

Поле допуска отверстия  $ITD = D_{max} - D_{min} = 100,159 - 100,072 = 0,087 \text{ мм}$

$$\text{Или } ITD = ES - EI = 0,159 - 0,072 = 0,087 \text{ мм.}$$

Максимальный зазор в соединении

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 100,159 - 100,071 = 0,088 \text{ мм}$$

$$\text{Или } S_{max} = ES - ei = 0,159 - 0,071 = 0,088 \text{ мм.}$$

Максим. натяг в соединении  $N_{max} = d_{max} - D_{min} = 100,093 - 100,072 = 0,021 \text{ мм}$

$$\text{Или } N_{max} = es - EI = 0,093 - 0,072 = 0,021 \text{ мм.}$$

Допуск посадки (зазора-натяга)  $ITNS = S_{max} + N_{max} = 0,088 + 0,021 = 0,109 \text{ мм}$

$$\text{Или } ITNS = ITd + ITD = 0,022 + 0,087 = 0,109 \text{ мм.}$$

## Продолжение 3 вопроса

### 2.3.4. Система отверстия и система вала

- Можно, задать отклонения отверстия и вала, направленные в плюсовую сторону от номинала или же в минусовую сторону, и обеспечить получение одинакового зазора (рис. 2.21 а, б).

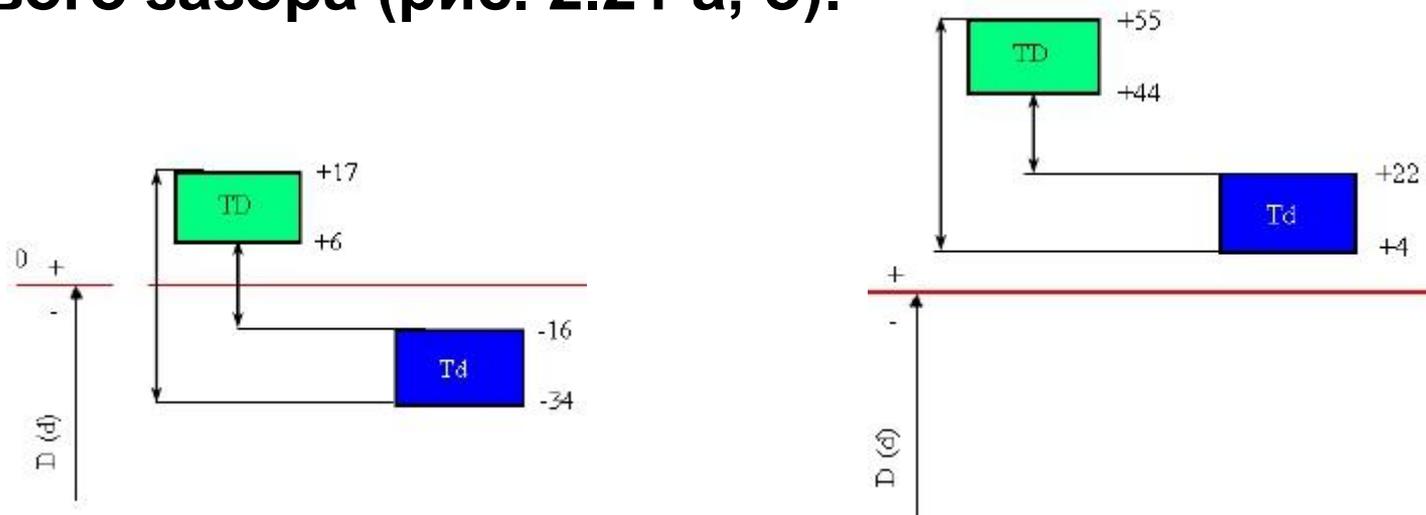


Рис. 2.21. Посадки с одинаковой величиной зазора

- Такая «свобода» выбора оказывается экономически невыгодной. Поэтому в нормативных документах всех стран мира используется принципиальный подход к ограничению свободы - *система отверстия и система вала*

## Продолжение 3 вопроса

- Такие отверстия и валы получили название *основные*.
- **Основное отверстие** – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.
- **Основной вал** – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.
- **Посадки в системе отверстия**: посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 2.23).

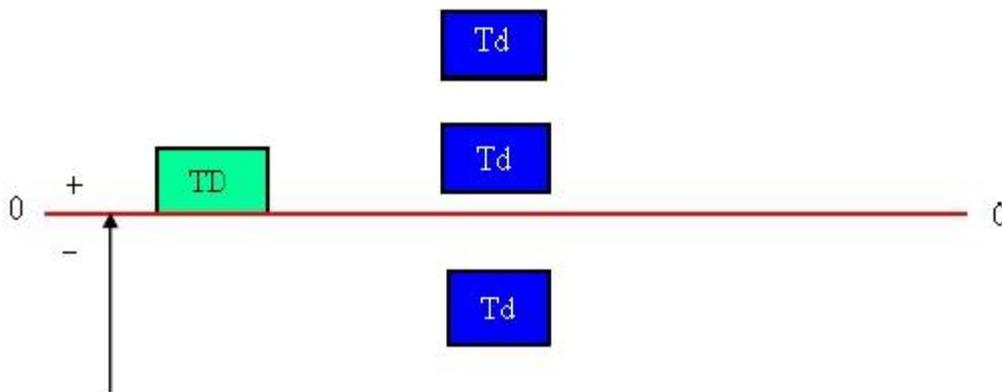


Рис. 2.23. Посадки в системе отверстия

## Продолжение 3 вопроса

- **Посадки в системе вала:** посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала

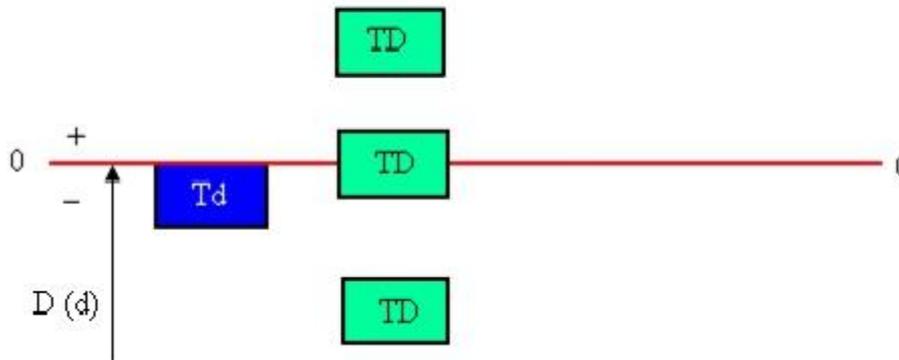


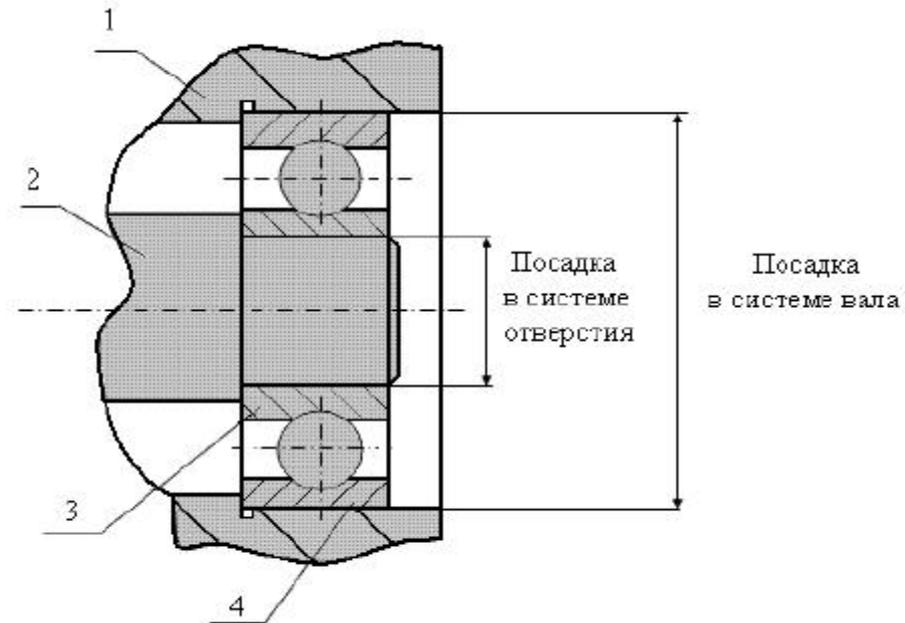
Рис. 2.24. Посадки в системе вала

- Таким образом, у основного отверстия с номинальным размером совпадает *наименьший предельный размер*, а у основного вала – *наибольший предельный размер*.
- **Предпочтение отдается системе отверстия**, поскольку при применении этой системы уменьшается номенклатура мерного режущего инструмента для обработки размеров отверстий.

## Продолжение 3 вопроса

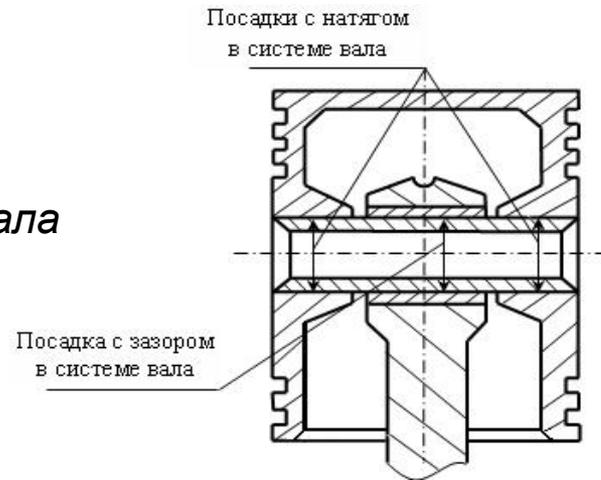
- **Пример** посадки в системе вала и в системе отверстия показан на рис. 2.25.

*Рис. 2.25. Пример посадки в системе вала и системе отверстия, 1- корпус; 2 – вал; 3 – внутреннее кольцо подшипника, 4 – наружное кольцо подшипника*



- На рис. 2.26 приведен **пример** технологически обоснованного решения использования системы вала.

*Рис. 2.26. Пример посадки в системе вала*



# 4. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ЕСДП.

## 4.1. Интервалы размеров. Единица допуска

- **Гладкое цилиндрическое соединение:** соединение, в котором поверхности отверстия и вала круглые цилиндрические.
- **Система допусков и посадок** – это совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе производственного опыта, экспериментальных исследований, теоретических обобщений и оформленных в виде стандарта.



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕЧАТЕЛЬНОСТИ

ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ  
И ПОСАДОК

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ, РЯДЫ ДОПУСКОВ  
И ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

ГОСТ 25346-89  
(СТ СЭВ 145-88)

*Рис. 3.1. Единая система допусков и посадок  
ГОСТ 25346–89 (СТ СЭВ 145–88)*

## Продолжение 4 вопроса

- **Основные признаки системы допусков и посадок:**

- 1. Интервалы размеров.
- 2. Единица допуска.
- 3. Ряды точности.
- 4. Поля допусков отверстий и валов.
- 5. Посадки в системе отверстия и системе вала.
- 6. Нормальная температура.

- **Интервалы размеров**

- Значения номинальных размеров при проектировании принимают не произвольные, а из числа предпочтительных чисел, представляющих собой **ряды геометрических прогрессий** с определенными знаменателями.

- **Примеры** нормальных размеров

Номер ряда	Знаменатели прогрессии	Примеры нормальных размеров, мм
R5	1,6	10, 16, 25, 40, 63, 100, 160, 250
R10	1,25	10, 12,16,20,25,32,40,50
R20 R40	1,12	10, 11,12, 14,16, 18,20,22 10,10,5,11,
	1,06	11,5,12,13, 14, 15

## Продолжение 4 вопроса

- В системах допусков весь диапазон размеров разделен на интервалы. Так, ЕСПД предусматривает 13 интервалов размеров в диапазоне от 1 до 500 мм, в пределах которых значения допусков устанавливаются постоянными. Эти интервалы называют *основными*. Интервалы увеличиваются вместе с размерами, составляя приближенную геометрическую прогрессию со знаменателем 1,6 .
- **Например:** необходимо определить величины отклонений от номинального размера для вала  $\varnothing 18g5$ .
- По таблице 3.1 находим интервал размеров, в который попадает значение 18. Из таблицы видно, что этот размер лежит на границе интервалов св.14 до 18 и св.18 до 24. В первом случае значение 18 является последним в интервале размеров и значит принадлежит этому интервалу. Поэтому, в нашем случае для поля допуска g5 верхнее отклонение  $es = -6$  мкм, нижнее отклонение  $ei = -14$  мкм.

**Таблица 3.1. Предельные отклонения валов с размерами от 1 до 500 мм по ГОСТ 25347-82 (выборочно)**

Интервал размеров, Мм	Поле допуска														
	g4	h4	js4	k4	m4	n4	g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5
	Предельное отклонение, мкм														
от 1 до 3	-2	0	+1,5	+3	+5	+7	-2	0	+2,0	+4	+6	+8	+10	+14	+18
	-5	-3	-1,5	0	+2	+4	-6	-4	-2,0	0	+2	+4	+6	+10	+14
св. 3 >> 6	-4	0	+2,0	+5	+8	+12	-4	0	+2,5	+6	+9	+13	+17	+20	+24
	-8	-4	-2,0	+1	+4	+8	-9	-5	-2,5	+1	+4	+8	+12	+15	+19
>6 >> 10	-5				+10	+14	-5	0	+3,0	+7	+12	+16	+21	+25	+29
	-9					+10	-11	-6	-3,0	+1	+6	+10	+15	+19	+23
> 10 >> 14	-6	0	+2,5	+6	+12	+17	-6	0	+4,0	+9	+15	+20	+26	+31	+36
> 14 >> 18	-11	-5	-2,5	+1	+7	+12	-14	-8	-4,0	+1	+7	+12	+18	+23	+28
>18 >> 24	-7	0	+3,0	+8	+14	+21	-7	0	+4,5	+11	+17	+24	+31	+37	+44
> 24 >> 30	-13	-6	-3,0	+2	+8	+15	-16	-9	-4,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35
> 30 >> 40	-9	0	+3,5	+9	+16	+24	-9	0	+5,5	+13	+20	+28	+37	+45	+54
> 40 >> 50	-16	-7	-3,5	+2	+9	+17	-20	-11	-5,5	+2	+9	+17	+26	+34	+43

### Единица допуска

- Практика показала, что *погрешности обработки возрастают с увеличением обрабатываемого диаметра*, и становится сложнее получить заданную **точность изготовления**.
- **Единица допуска ( $i$ )** – мера, характеризующая сложность изготовления детали в зависимости от ее размера.
- В системе ЕСП для размеров от 1 до 500 мм:
  - $i = 0,45 \sqrt[3]{D_{ср}} + 0,001 D_{ср}$ ,
- $i$  – единица допуска, мкм;
- $D_{ср}$  – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, мм;
- $0,001 \cdot D_{ср}$  – погрешность измерения, мкм.
  - $D_{ср} = \sqrt{D_{min} \cdot D_{max}}$
- В зависимости от *величины единицы допуска* рассчитывается *значение допуска*.

Таблица 3.2. Значения допусков для размеров до 500 мм по ГОСТ25346-89 (выборочно)

Интервал размеров, мм	Квалитет																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Допуск, мкм																			
1 – 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	1400
3 – 6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800
6 – 10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200
10 – 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700
18 – 30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300
30 – 50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900
50 – 80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600
80 – 120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400
Формулы для расчета допуска	---	---	---	---	---	---	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i	2500i

**Например:** Значение допуска для 7 квалитета принимается равным 16 единицам допуска для данного интервала размеров. IT7=16i

## 4.2.Ряды точности. Поля допусков отверстий и валов.

### Ряды точности

- Системы допусков обеспечивают введение *рядов точности*, которые в системе ЕСПД называют *квалитетами*. (В некоторых нормативных документах *степени точности*).
  - **Квалитет** (степень точности, в ОСТ – класс точности) – это совокупность допусков, соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.
  - Значение допуска в каждом из квалитетов (с 5...18) определяется по формуле:  $T = a \cdot i$ ,
- $a$  – число единиц допуска, определенное для данного квалитета;  
 $i$  – единица допуска, зависящая от значения нормируемого размера.
- В ЕСПД предусмотрено 20 квалитетов (01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10,...17, 18).

## Продолжение 4 вопроса

- Возрастание номера качества соответствует увеличению значения допуска.
- **Пример обозначения:** IT8 – International Tolerance (международный допуск, соответствующий 8 качеству).

### Поля допусков отверстий и валов

- В ЕСПД для указания положения поля допуска относительно номинального размера введено понятие *основных отклонений*, которыми называют нормируемые отклонения, ближайšie к нулевой линии. Для полей допусков, расположенных *выше нулевой линии*, за основное отклонение принимают нижнее отклонение ( $e_i$  – для вала;  $E_i$  – для отверстия); а для полей допусков, расположенных *ниже нулевой линии*, основным отклонением является верхнее отклонение ( $e_s$  – для вала;  $E_S$  – для отверстия). (Обозначается латинскими буквами: **ПРОПИСНЫМИ** для отверстий от A...ZC и строчными для валов от a...zc.

## Продолжение 4 вопроса

**Основное отклонение** – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии (отклонение, ближайшее к нулевой линии).

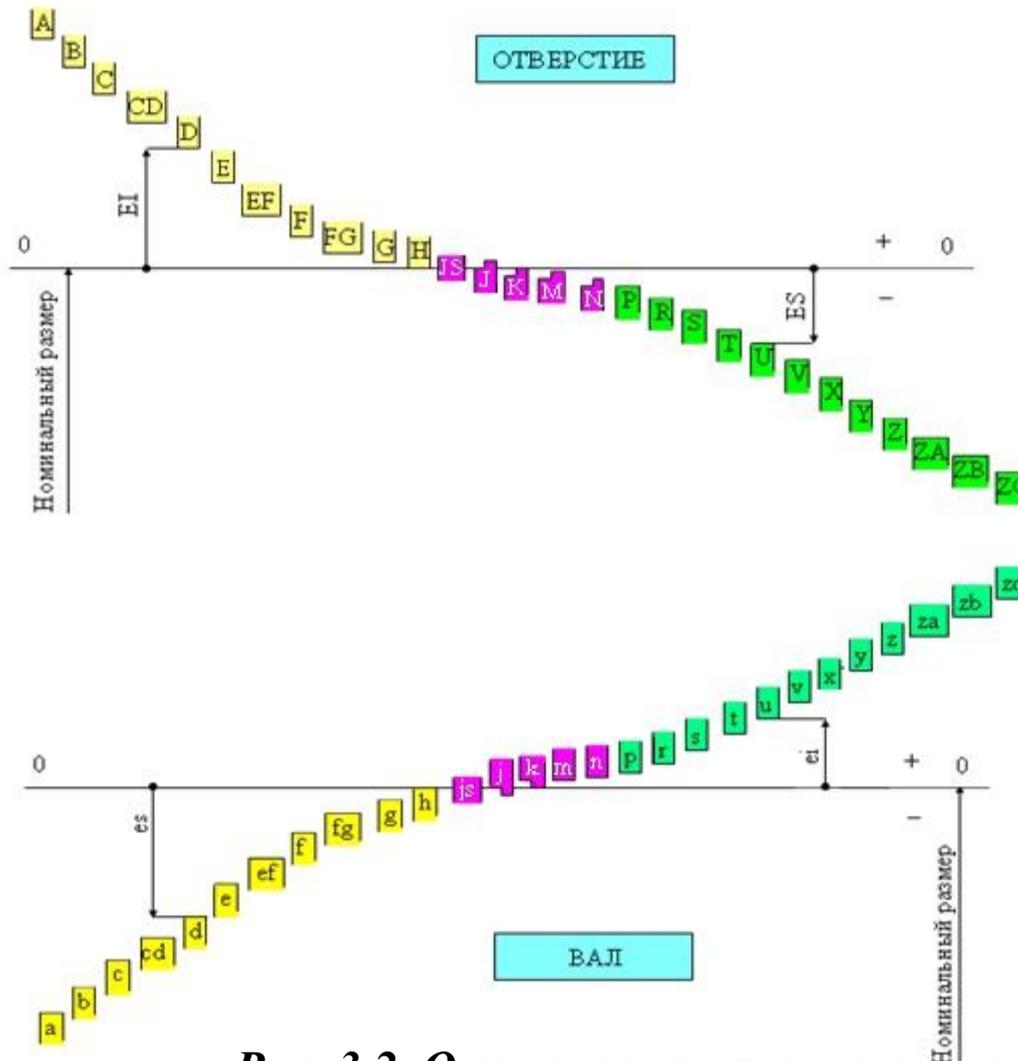


Рис. 3.2. Основные отклонения отверстий и валов

## Продолжение 4 вопроса

- *Общепринятые назначения основных отклонений в ЕСДП и их особенности:*
- 1. Основные отклонения **H** и **h** равны нулю.
- 2. Основные отклонения валов от **a** до **h** используют для получения посадок с зазором в *системе отверстия*. Основные отклонения отверстий от **A** до **H** применяют для получения посадок с зазором в *системе вала*.
- 3. Основные отклонения валов от **j** до **n** (основные отклонения отверстий от **J** до **N**) предназначены для образования переходных посадок в системе отверстия (и вала) соответственно.
- 4. Для полей допусков, имеющих основные отклонения **js** и **JS**, верхнее и нижнее отклонения располагаются строго симметрично относительно нулевой линии. Основные отклонения **j** и **J** отличаются тем, что поле допуска с таким основным отклонением не имеет строго симметричного расположения.

## Продолжение 4 вопроса

- 5. Основные отклонения валов от  $p$  до  $zc$  и основные отклонения отверстий от  $P$  до  $ZC$  служат для получения посадок с натягом в системе отверстия и вала соответственно.
- 6. Величины одноименных основных отклонений нормируются разными для разных интервалов размеров.
- 7. В пределах одного интервала размеров одноименные основные отклонения, *как правило*, одинаковы для вала и отверстия, но с разными знаками.
- 8. **Специальное правило** действительно для *отверстий* *свыше 3 мм*: J, K, M, N до IT8 включительно и от P до ZC до IT7 включительно.

$$ES = -ei + \Delta,$$

- $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$ , т. е. значение  $\Delta$  равно разности между допуском рассматриваемого качества и допуском ближайшего более точного качества.
-

## Продолжение 4 вопроса

- Согласно специальному правилу, основное отклонение должно иметь такое числовое значение, чтобы две соответствующие друг другу посадки в системе отверстия и в системе вала, в которых отверстие данного качества соединяется с валом ближайшего более точного качества (например **H7/p6** и **P7/h6**), имели одинаковые зазоры или натяги.

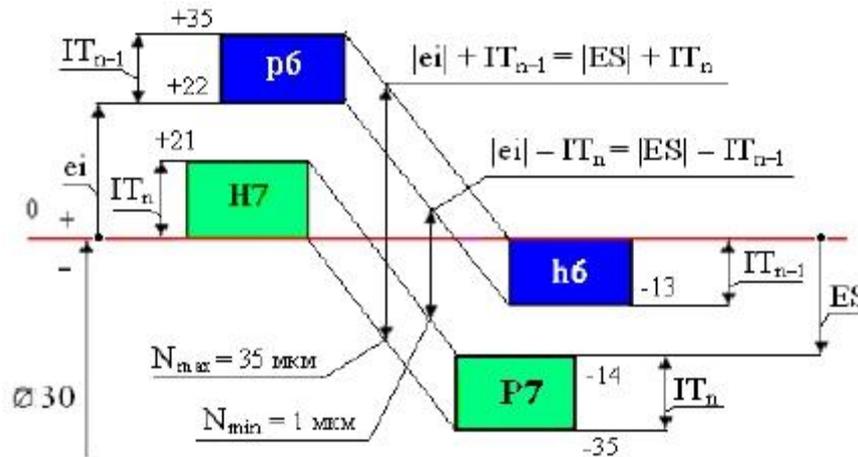


Рис. 3.3. Схема определения основных отклонений по специальному правилу

- Поле допуска в ЕСДП образуется сочетанием одного из основных отклонений и допуском по одному из качеств
- Например, для вала: h6, g6, p6, а для отверстия: H7, F8, JS6.

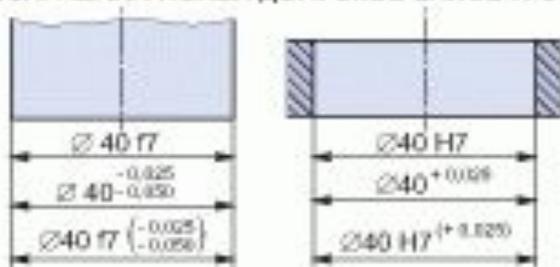
### СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ОТВЕРСТИЙ



### СХЕМА РАСПОЛОЖЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ВАЛОВ



ПРИМЕРЫ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ВАЛОВ И ОТВЕРСТИЙ



**Общее правило** — основное отклонение отверстия должно быть симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала того же буквенного обозначения.

**Специальное правило** — основное отклонение отверстия должно быть таким, чтобы две соответствующие друг другу посадки в системе отверстия и в системе вала, в которых отверстие данного качества соединяется с валом ближайшего более точного качества, обеспечили идентичные зазоры или натяги.

## Продолжение 4 вопроса

- Всего имеется **28 отклонений у отверстий** и **28 отклонений у валов**.
- В практической деятельности необходимо всегда стремиться к использованию **предпочтительных полей допусков**. Это будет способствовать повышению экономической эффективности производства

*Таблица 3.3. Предпочтительные поля допусков*

<b>Квалитеты</b>	<b>Предпочтительные поля допусков валов</b>	<b>Предпочтительные поля допусков отверстий</b>
<b>6</b>	<b>g6, h6, js6, k6, n6, p6, r6, s6</b>	–
<b>7</b>	<b>f7, h7</b>	<b>H7, JS7, K7, N7, P7</b>
<b>8</b>	<b>e8, h8</b>	<b>F8, H8</b>
<b>9</b>	<b>d9, h9</b>	<b>E9, H9</b>
<b>11</b>	<b>d11, h11</b>	<b>H11</b>

# 4.3. Посадки в системе отверстия и системе вала

- Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков валов с одним (основным) полем допуска отверстия.

Поле допуска отверстия	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H5							H5/g4	H5/h4	H5/js4	H5/k4	H5/m4	H5/n4								
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5					
H7			H7/c8	H7/d8	H7/e7	H7/f7	H7/g6	H7/h6	H7/js6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H7/u7		
H8			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f7	H8/f8	H8/h7	H8/h8	H8/js7	H8/k7	H8/m7	H8/h7		H8/s7			H8/u8	H8/x8	H8/z8
			H8/d9	H8/e9	H8/f9			H8/h9												
H9			H9/d9	H9/e8	H9/e9	H9/f8	H9/f9	H9/h8	H9/h9											
H10				H10/d10				H10/h9	H10/h10											
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11												
H12		H12/b12						H12/h12												

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в утолщенную рамку.

## Продолжение 4 вопроса

- **Посадки в системе вала** – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают сочетанием различных полей допусков отверстий с

Поле допуска основного вала	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
h4							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{JS5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
h5						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{JS6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
h6				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$ ; $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	
h7				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{JS8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$
h8				$\frac{D8}{h8}$ ; $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$ ; $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$ ; $\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$ ; $\frac{H9}{h8}$									
h9				$\frac{D9}{h9}$ ; $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E9}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8}{h9}$ ; $\frac{H9}{h9}$ ; $\frac{H10}{h9}$									
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$									
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$									
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$									

Примечание. Обозначения предпочтительных посадок заключены в утолщенную рамку.

## Продолжение 4 вопроса

- Пример:  $\text{Ø}20 \text{ H7/g6}$  – посадка в системе отверстия (рис. 3.4);
- $\text{Ø}20 \text{ G7/h6}$  – посадка в системе вала (рис. 3.5).

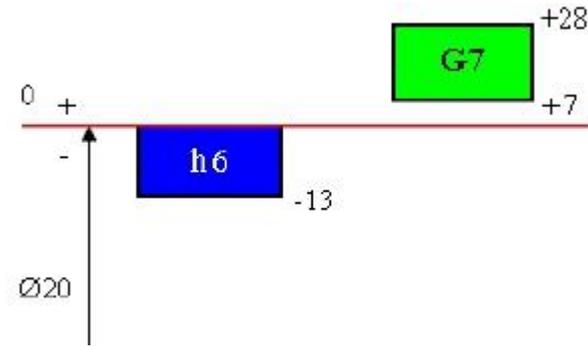
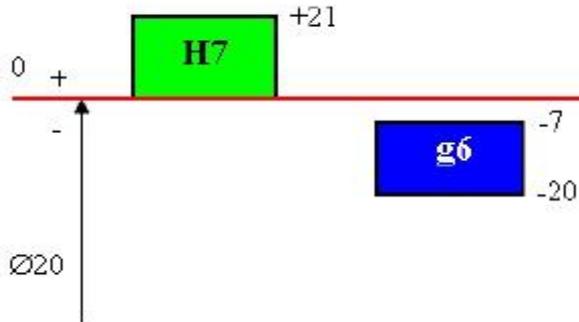


Рис. 3.4. Графическое изображение посадки с зазором в системе отверстия ( $\text{Ø}20 \text{ H7/g6}$ )

Рис. 3.5. Графическое изображение посадки с зазором в системе вала ( $\text{Ø}20 \text{ G7/h6}$ )

- На чертеже посадки обозначаются следующими способами:
- 1. Буквенным.
- 2. Цифровым.
- 3. Буквенно-цифровым.
- На сборочных чертежах предпочтительно обозначать посадки *буквенным способом.*

# Продолжение 4 вопроса

## Примеры обозначения полей допусков на чертежах:

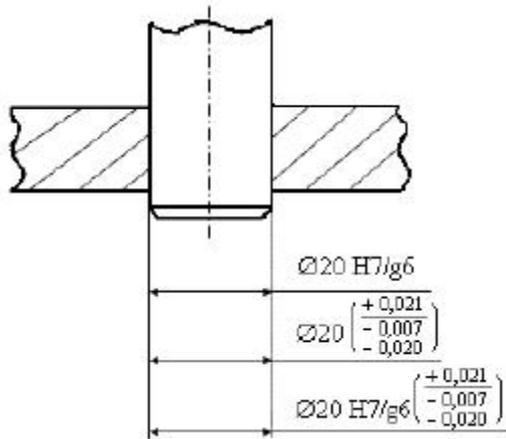


Рис. 3.6 . Обозначение посадки на сборочном чертеже различными способами

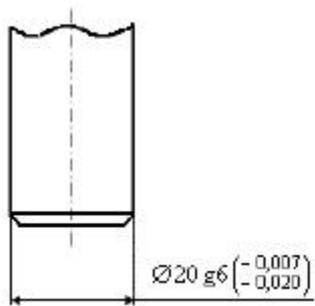


Рис. 3.7. Обозначение поля допуска на диаметр вала

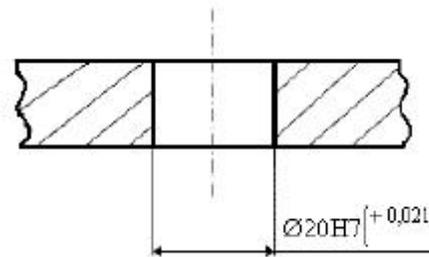
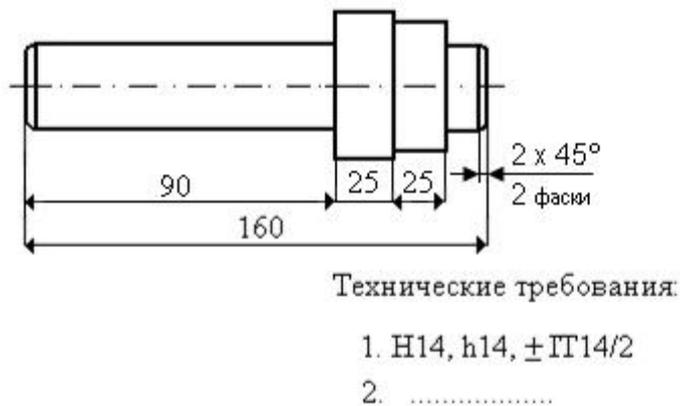


Рис. 3.8. Обозначение поля допуска на диаметр отверстия

# Продолжение 4 вопроса

## Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

На размеры с неуказанными допусками требования к точности приводят в технических требованиях на деталь записью (рис.3.9). **Например: H14; h14;  $\pm$ IT14/2**



*Рис. 3.9. Обозначение поля допуска для размера с неуказанными допусками*

Такая запись означает, что все размеры на чертеже, для которых не указано поле допуска, должны изготавливаться так: *отверстия* – с полем допуска как у основного отверстия по 14 качеству; *валы* – с полем допуска как у основного вала по 14 качеству, а *остальные размеры (полуоткрытые)* с симметричным расположением допуска по 14 качеству.

## Продолжение 4 вопроса

### Нормальная температура

- Во всем мире принято считать значения размеров, которые приводятся в нормативных документах, относящимися к деталям при их температуре равной 20°C.
- Если температура детали отличается от 20°C, то необходимо пересчетом «привести размер к 20°C».
  - $\Delta l \approx l \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2)$ ,
- $\Delta l$  – температурная погрешность;  $l$  – измеряемый размер, мм;
- $\Delta t_1$  – разность между температурой детали и температурой 20°C.
- $\Delta t_2$  – разность между температурой измерительного средства и нормальной температурой 20°C.
- $\alpha_1, \alpha_2$  – температурные коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства, С–1.

## 4.4. Область применения некоторых посадок

### Посадки с зазором

- Посадки **H/h** – «скользящие». Наименьший зазор в посадках равен нулю. Они установлены во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (4... 12-й квалитеты). В точных квалитетах они применяются как центрирующие посадки.
- Посадка **H7/h6** применяется в неподвижных соединениях при высоких требованиях к точности центрирования часто разбираемых деталей.
- Посадки **H8/h7**, **H8/h8** имеют примерно то же назначение, что и посадка **H7/h6**, но характеризуются более широкими допусками, облегчающими изготовление детали.
- Посадки **H/h** в более грубых квалитетах (с 9-го по 12-й) предназначены для неподвижных и подвижных соединений малой точности.

## Продолжение 4 вопроса

- Посадки **H/g, G/h** – «движения». Обладают минимальным по сравнению с другими посадками гарантированным зазором. Они установлены только в точных квалитетах с 4-го по 7-й. Применяются для плавных, чаще всего возвратно – поступательных перемещений.
- Посадки **H6/g5, H7/g6** применяются в плунжерных и золотниковых парах, в шпинделе делительной головки и т.п
- Посадки **H/f, F/h** – «ходовые». Характеризуются умеренным гарантированным зазором.
- Посадки **H7/f7, H8/f8** применяются в подшипниках скольжения коробок передач различных станков.
- Посадки **H/e, E/h** – «легкоходовые». Обладают значительным гарантированным зазором, вдвое большим, чем у ходовых посадок.
- Посадки **H7/f8, H8/e8** применяются для подшипников жидкостного трения турбогенераторов.

## Продолжение 4 вопроса

- Посадки **H/d, D/h** – «широкоходовые». Характеризуются большим гарантированным зазором.
- Посадки **H8/d9** , **H9/d9** применяются для соединений при невысоких требованиях к точности.
- Посадка **H11/d11** применяется для крышек подшипников и распорных втулок в корпусах.

### Переходные посадки

- Посадки **H/js; Js/h** - «плотные».
- Посадка **H7/js6** применяется для сопряжения стаканов подшипников с корпусами, небольших шкивов и ручных маховичков с валами.
- Посадки **H/k; K/h** – «напряженные».
- Посадка **H7/k6** широко применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами.
- Посадки **H/m; M/h**–«тугие».

## Продолжение 4 вопроса

- Посадка **H7/m6** применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами.
- Посадки **H/n; N/h**—«глухие».
- Посадка **H7/n6** применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, муфт, кривошипов с валами.

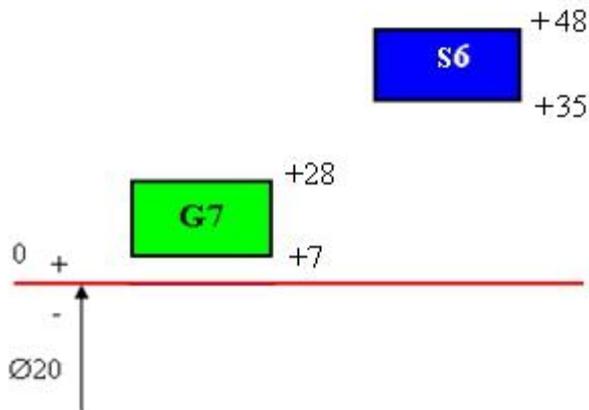
### • Посадки с натягом

- Посадки **H/p; P/h** – «легкопрессовые». Имеют минимальный гарантированный натяг.
- Посадка **H7/p6** применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, втулок.
- Посадки **H/r, H/s; H/t** и **R/h; S/h; T/h** – «прессовые средние». Имеют умеренный гарантированный натяг.
- Посадки **H7/r6, H7/s6** применяются для сопряжения зубчатых и червячных колес с валами в условиях тяжелых ударных нагрузок .

## Продолжение 4 вопроса

- Посадки **H/u**; **H/x**; **H/z** и **U/h** – «прессовые тяжелые». Имеют большой гарантированный натяг.
- Посадки **H7/u7**; **H8/u8** наиболее распространенные из числа тяжелых посадок.

- **Внесистемные посадки**



*Рис. 3.10. Схема полей допусков внесистемной посадки с натягом  $\text{Ø}20$  G7/s6*

- Такие посадки могут иметь любые основные отклонения для вала и отверстия, исключая **H** для отверстий и **h** для валов. Например: **G7/s6**; **F8/k7** и т.п.

## 4.5. Контроль гладких цилиндрических изделий предельными калибрами

- Для контроля гладких цилиндрических изделий типа валов и втулок, особенно в крупносерийном и массовом производстве, широко применяют *предельные гладкие калибры*. Калибры для отверстий называются *пробками*, а для валов – *скобами*.

Рис. 3.11. Контроль диаметра отверстия калибрами-пробками

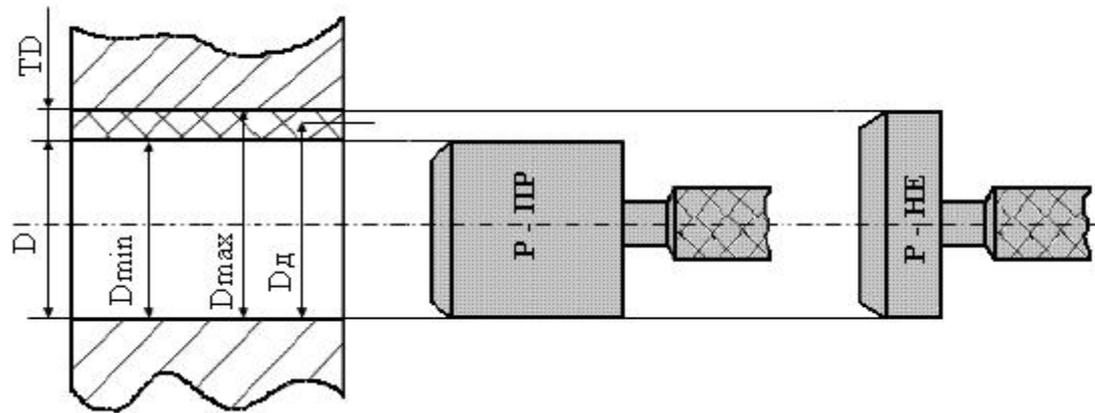


Рис. 3.12. Проходной калибр-пробка (P-IP)

Рис. 3.13. Непроходной калибр-пробка (P-HE)

Рис. 3.14. Двухсторонний калибр-пробка

# Продолжение 5 вопроса

- **Проходным калибром ПР:** контролируют предельный размер, соответствующий максимуму материала проверяемого объекта.
- **Непроходным калибром НЕ:** контролируют предельный размер, соответствующий минимуму материала проверяемого объекта.
- Для контроля валов используют **калибры-кольца и скобы.**

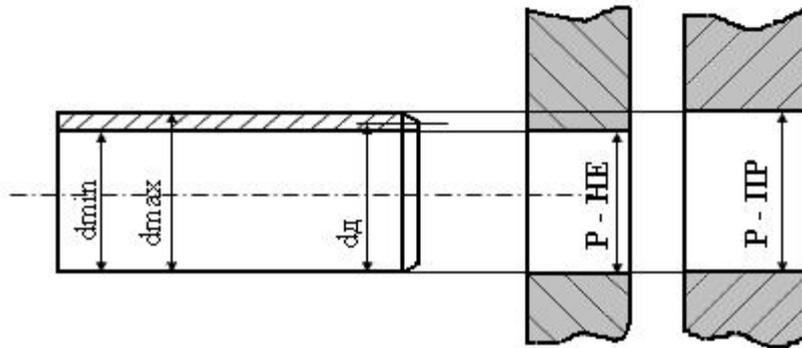


Рис. 3.15. Контроль диаметра вала калибрами-кольцами

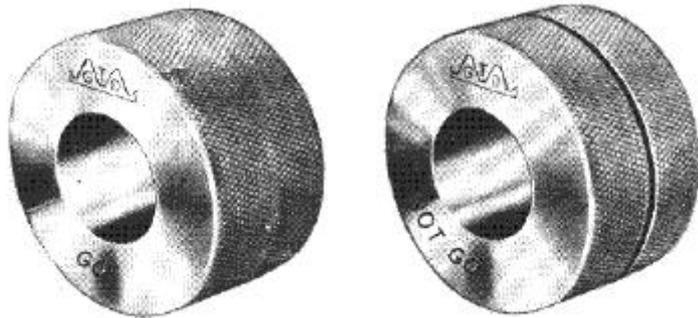


Рис. 3.16. Калибры-кольца

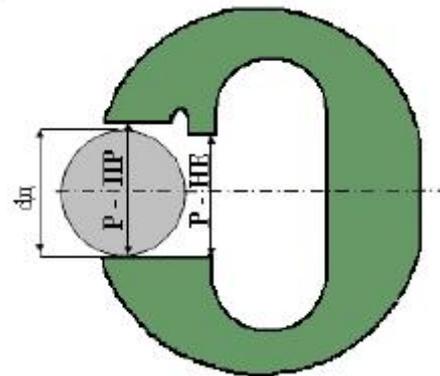


Рис. 3.17. Контроль вала калибром-скобой



Рис. 3.18. Регулируемый калибр-скоба

## Продолжение 5 вопроса

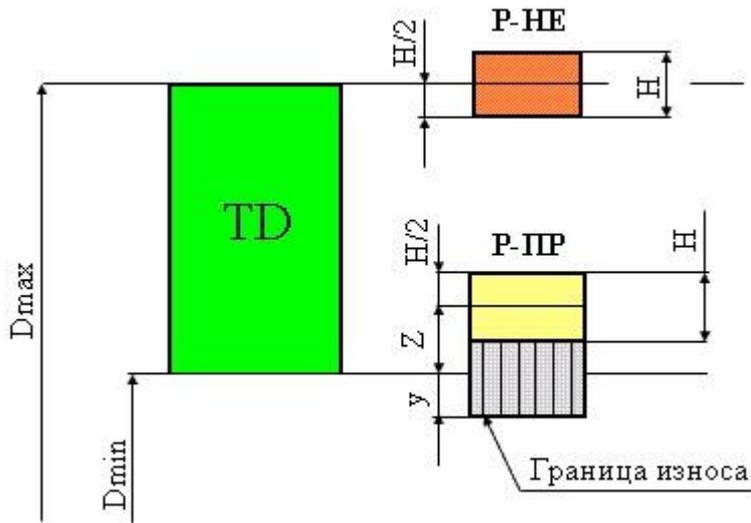


Рис. 3.19. Схема расположения полей допусков калибров для отверстий IT6-IT8

Допуски на изготовление калибров устанавливаются по ГОСТ 24853-81.

- **H** – допуск на изготовление калибров для отверстия;
- **H<sub>s</sub>** – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия;
- **Z** – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия;
- **y** – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия.
- **P-HE** – поле допуска на изготовление рабочего непроходного калибра пробки.
- **P-PP** – поле допуска на изготовление рабочего проходного калибра пробки.
- **D<sub>min</sub>, D<sub>max</sub>** – предельные размеры отверстия

# Продолжение 5 вопроса

- Существуют *контрольные калибры* (пробки), предназначенные для контроля калибров-скоб (**К-И**; **К-ПР**; **К-НЕ**).

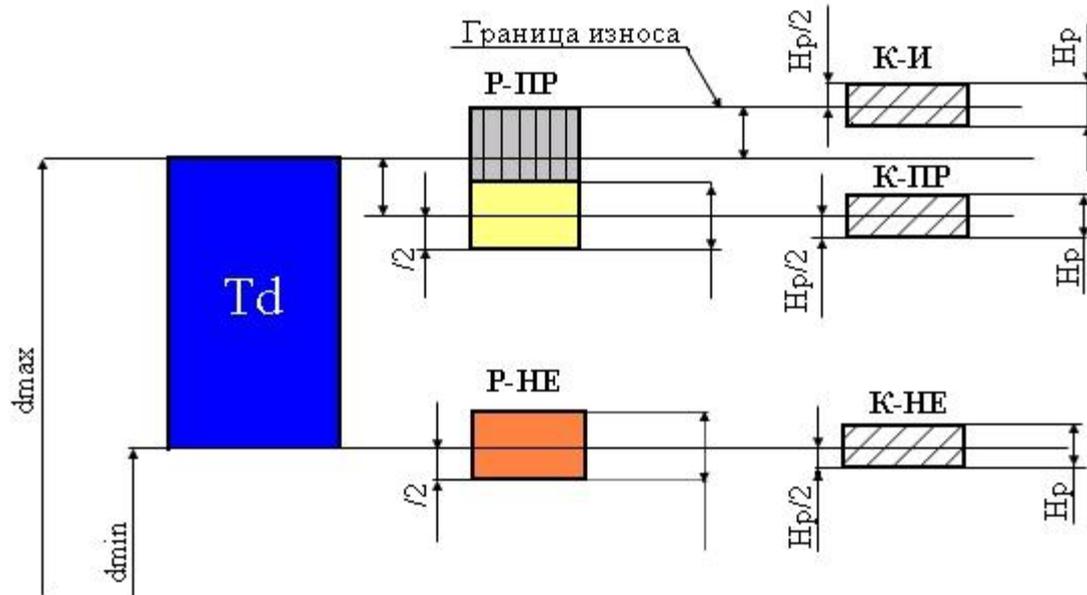
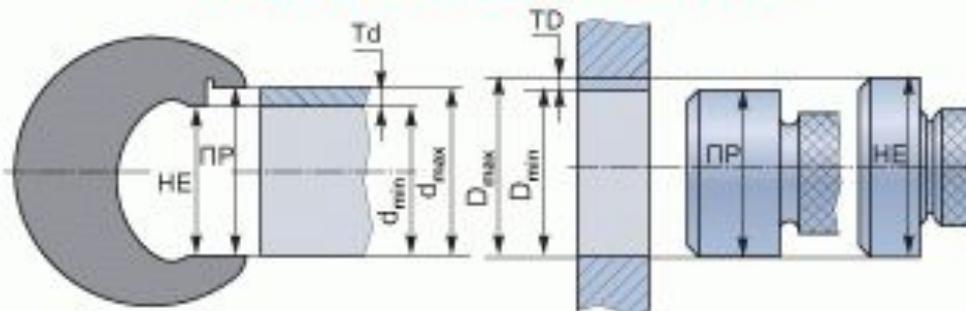


Рис. 3.20. Схема расположения полей допусков калибров для валов IT6-IT8

- **H1** – допуск на изготовление калибров для вала,
- **Hр** – допуск на изготовление контрольного калибра для скобы,
- **Z1** – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия,
- **y1** – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия

## ГЛАДКИЕ КАЛИБРЫ И ИХ ДОПУСКИ



Поля допусков гладких калибров

 – поле допуска отверстия;

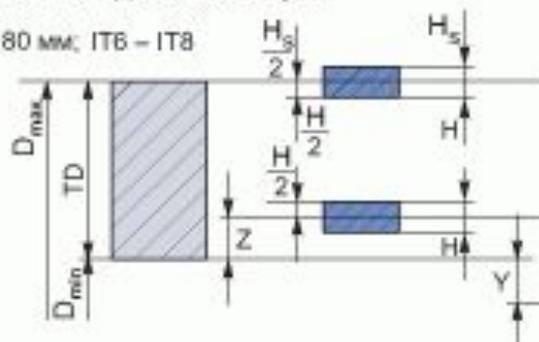
 – поле допуска на изготовление рабочих калибров

 – поле допусков валов;

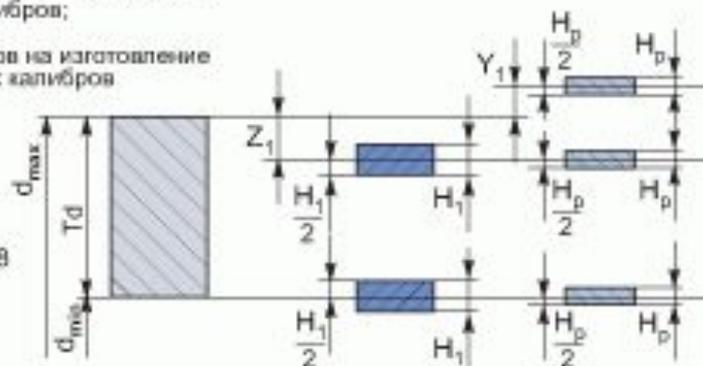
 – поле допусков на изготовление рабочих калибров;

 – поле допусков на изготовление контрольных калибров

$D \leq 180 \text{ мм}; \text{IT6} - \text{IT8}$

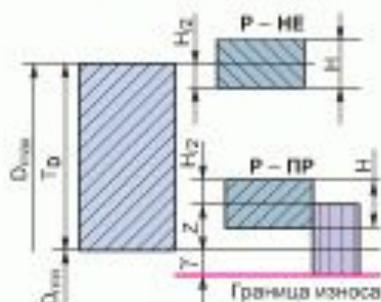


$d \leq 180 \text{ мм}; \text{IT6} - \text{IT8}$

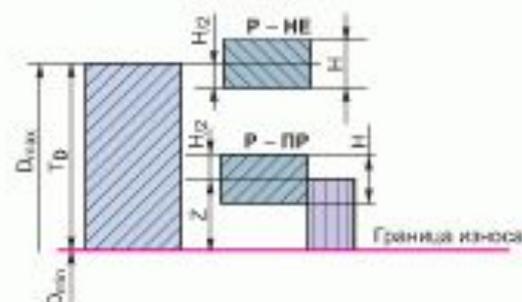


## СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ДОПУСКОВ КАЛИБРОВ ДЛЯ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ДО 180 ММ

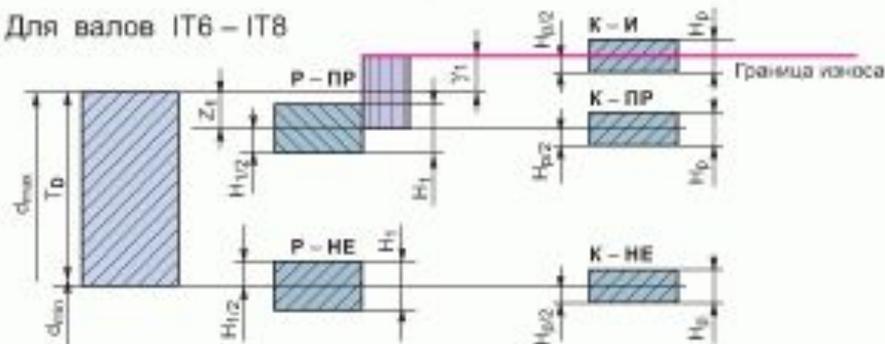
Для отверстий IT6 – IT8



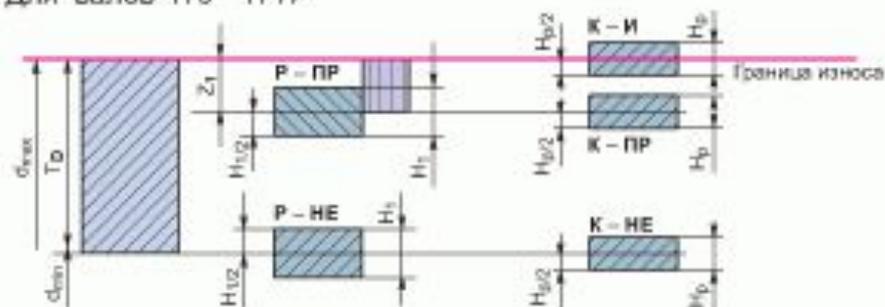
Для отверстий IT9 – IT17



Для валов IT6 – IT8



Для валов IT9 – IT17



## СХЕМЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ДОПУСКОВ КАЛИБРОВ ДЛЯ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ОТ 180 ДО 500 ММ

