

*Кафедра «Общетехнических дисциплин, теории и методики профессионального образования»*

**Курс «ОСНОВЫ  
взаимозаменяемости и  
технические измерения»**

# **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**
  - 3.1. Посадки с зазором
  - 3.2. Посадки с натягом
  - 3.3. Переходные посадки

# 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*

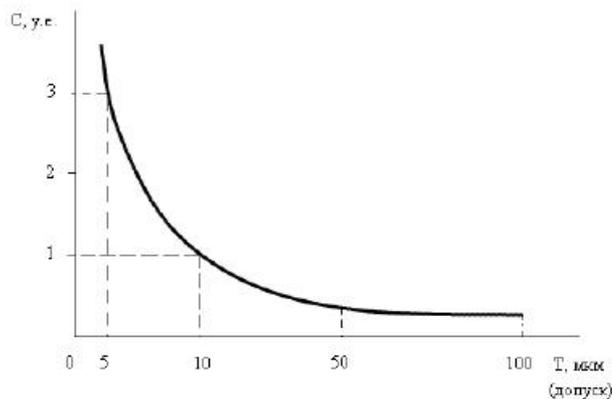
## **Достоинства взаимозаменяемого производства:**

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.



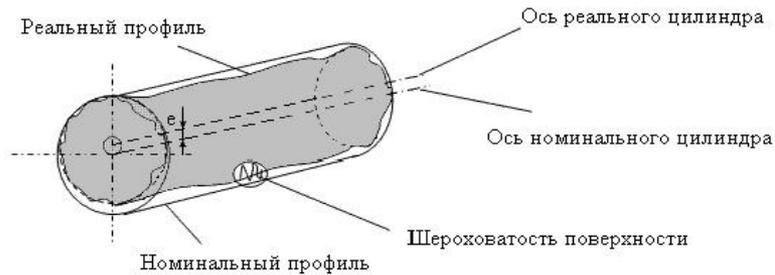
*Рис. 2.2. Зависимость себестоимости от точности изготовления детали*

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*

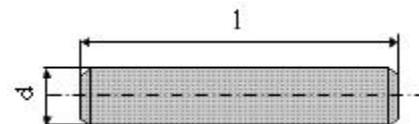
- **Основные причины появления погрешностей геометрических параметров элементов деталей:**
  - 1. Состояние оборудования и его точность.
  - 2. Качество и состояние технологической оснастки и инструмента.
  - 3. Режимы обработки.
  - 4. Неоднородность материала заготовок.
  - 5. Упругие деформации станка,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

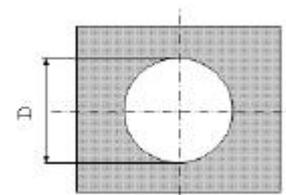
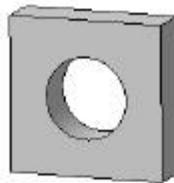
• Различают *три основных вида размеров*:

• 1. Охватываемые размеры.



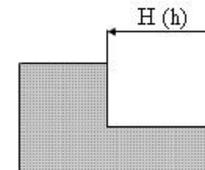
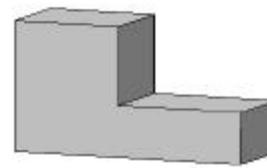
• **Вал** – термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.

• 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.

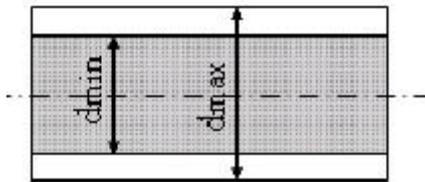


Рис. 2.4. Предельные размеры вала

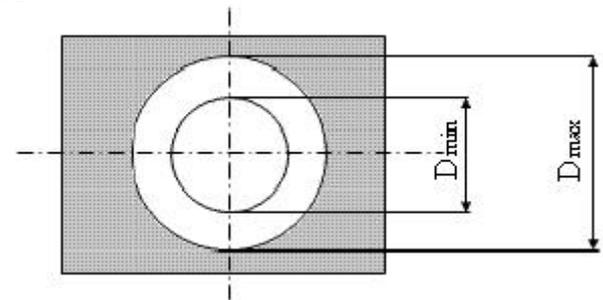


Рис. 2.5. Предельные размеры отверстия

## 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).

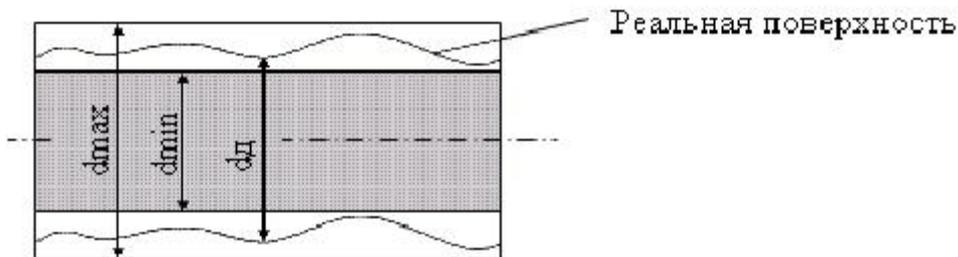


Рис. 2.6. Действительный размер вала

- 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.
  - $TD = D_{\max} - D_{\min}$ ;  $Td = d_{\max} - d_{\min}$ .

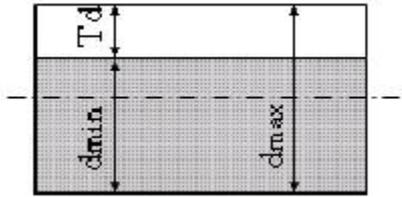


Рис. 2.7. Предпочтительное изображение вала,  $Td$  – допуск на диаметр вала

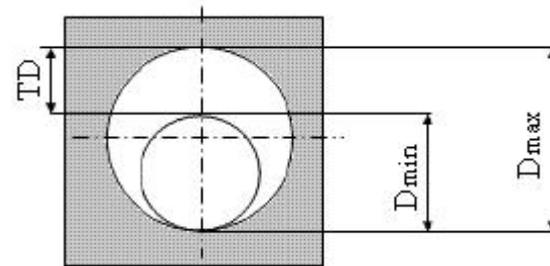


Рис. 2.7. Предпочтительное изображение отверстия,  $TD$  – допуск на диаметр отверстия

- 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:  $Td = es - ei$ .

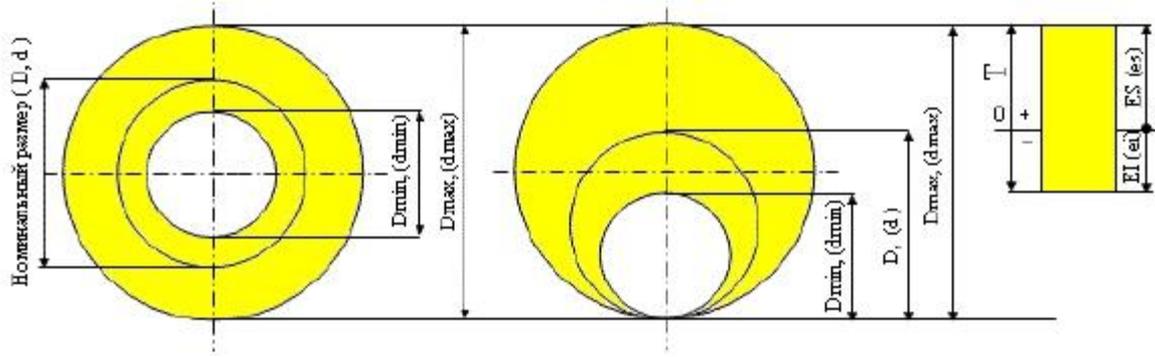


Рис. 2.9. Поле допуска (T) для общего случая

- 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

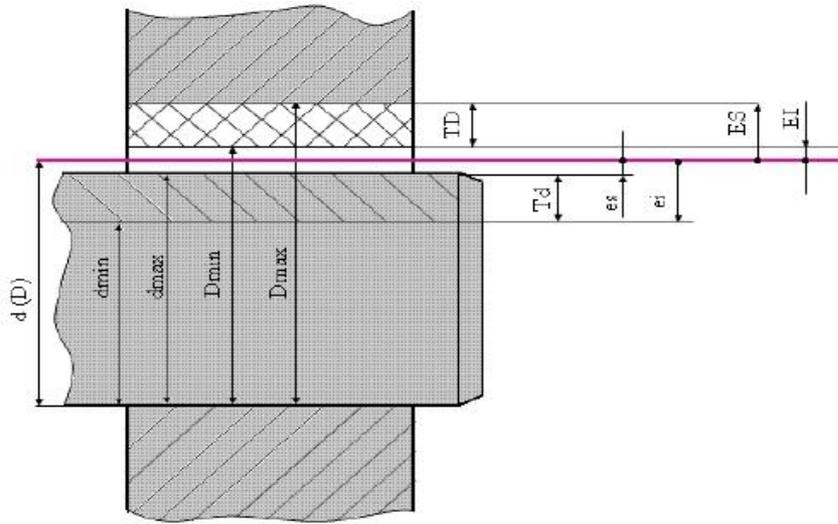
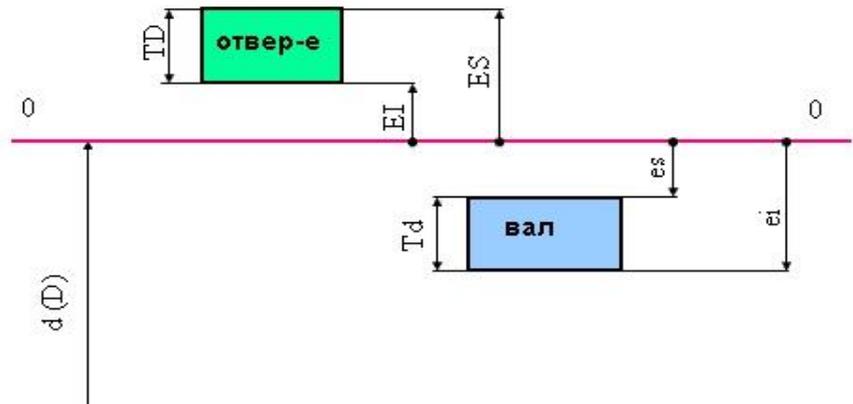


Рис. 2.10. Условное изображение соединения вала и втулки с зазором

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

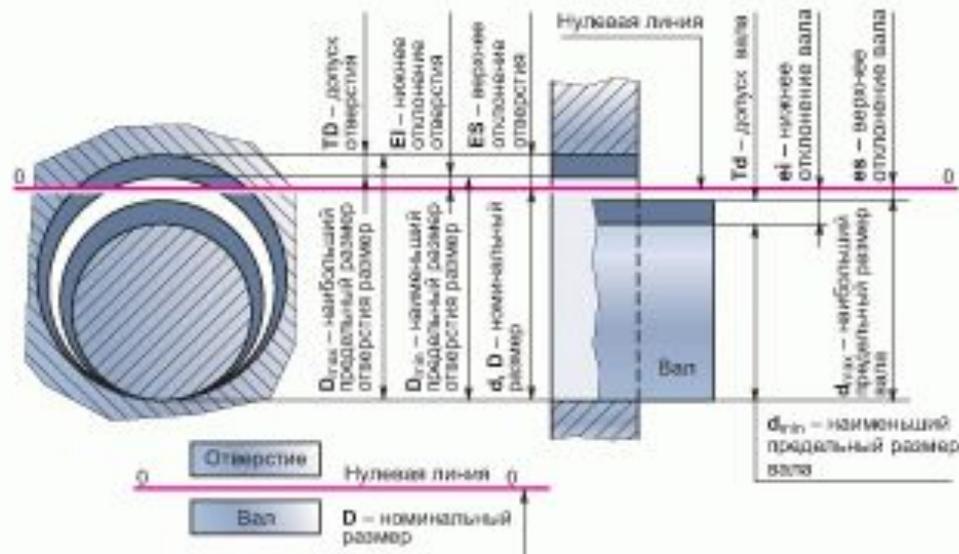
Рис. 2.11. Схема расположения полей допусков, сопрягаемых деталей (соединение с зазором)



- **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

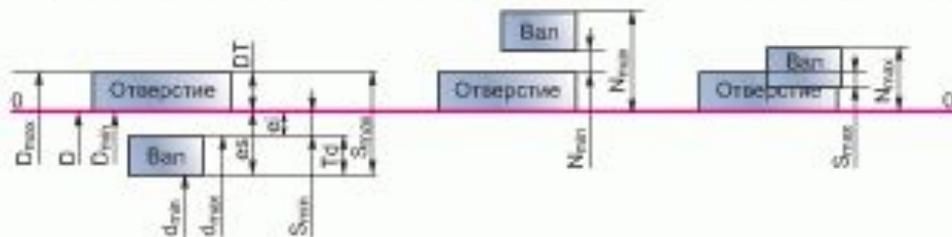


### СХЕМЫ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ

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.

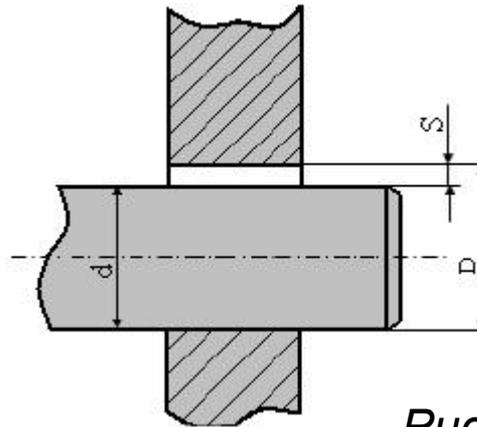


Рис. 2.12. Соединение с зазором

# Продолжение 3 вопроса

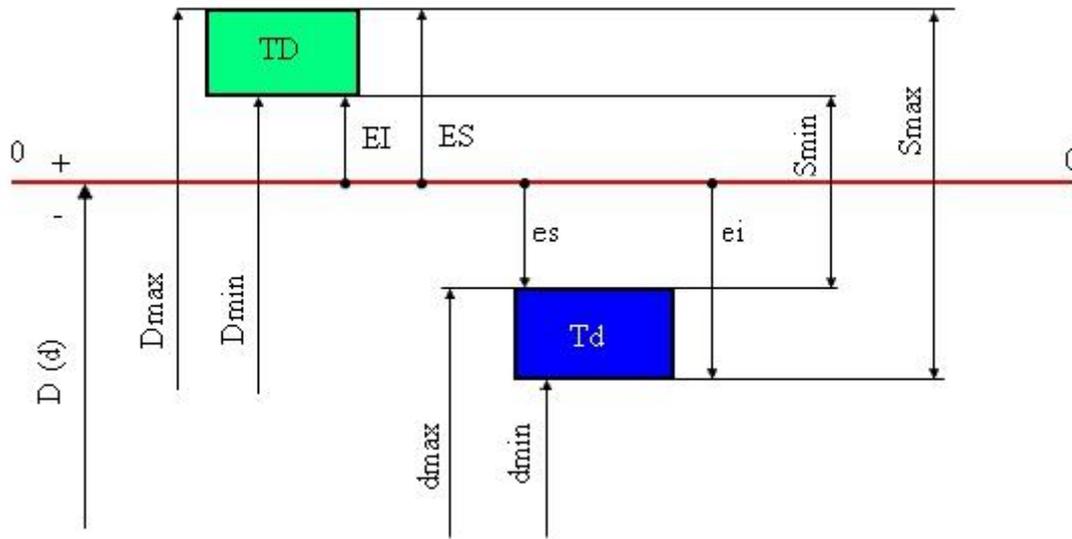


Рис. 2.13. Схематическое изображение посадки с зазором,  
 $TD$  – допуск на диаметр отверстия,  $Td$  – допуск на диаметр вала,  
 $S_{min}$  – наименьший зазор,  
 $S_{max}$  – наибольший зазор

- **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.

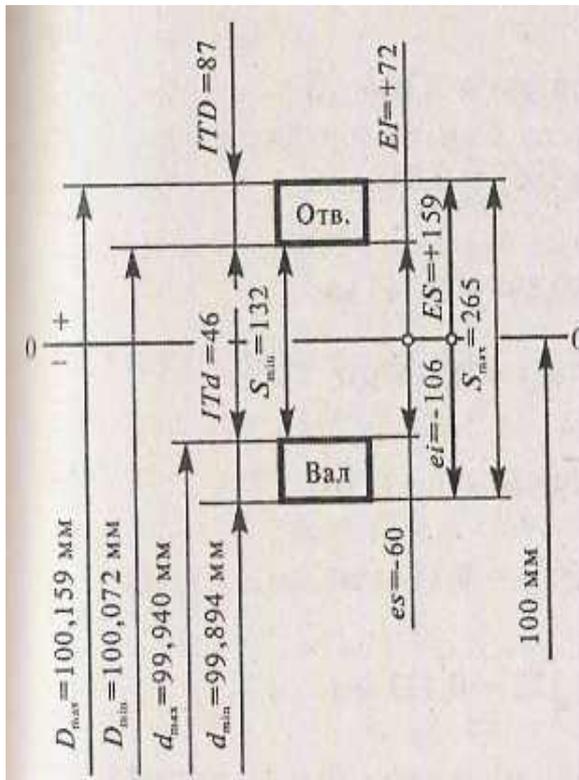


Рис. 5.12. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в посадке с зазором

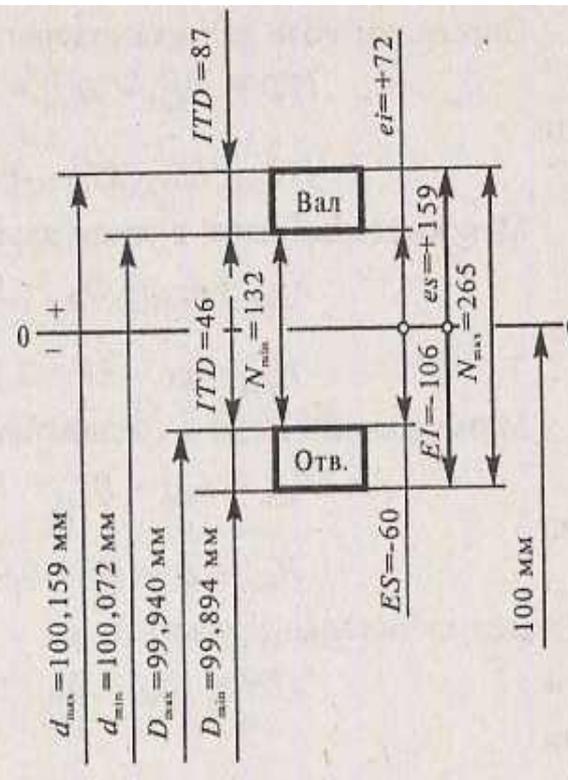


Рис. 5.13. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в посадке с натягом

# 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.

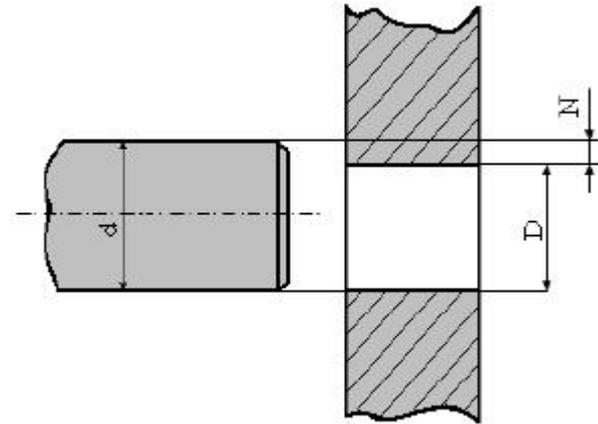
# Продолжение 3 вопроса

## 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

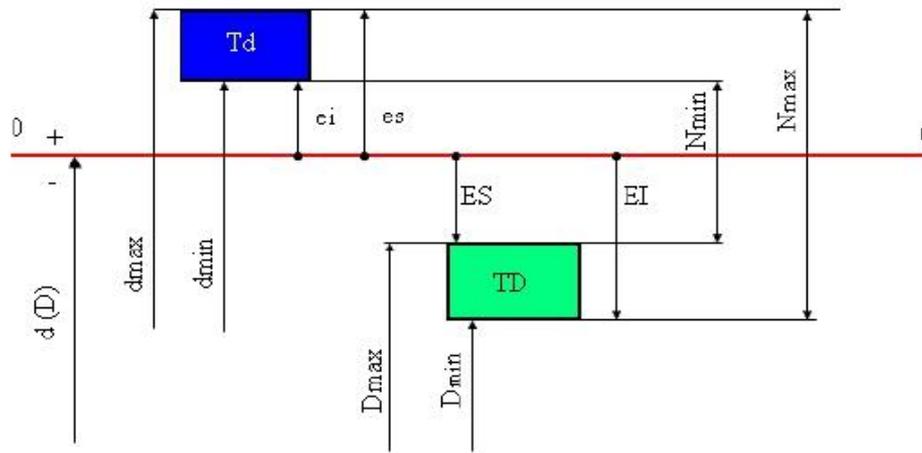


Рис. 2.16. Схематическое изображение посадки с натягом,  
 $T_D$  – допуск на диаметр отверстия,  $T_d$  – допуск на диаметр вала,  
 $N_{min}$  – наименьший натяг,  
 $N_{max}$  – наибольший натяг

- **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

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

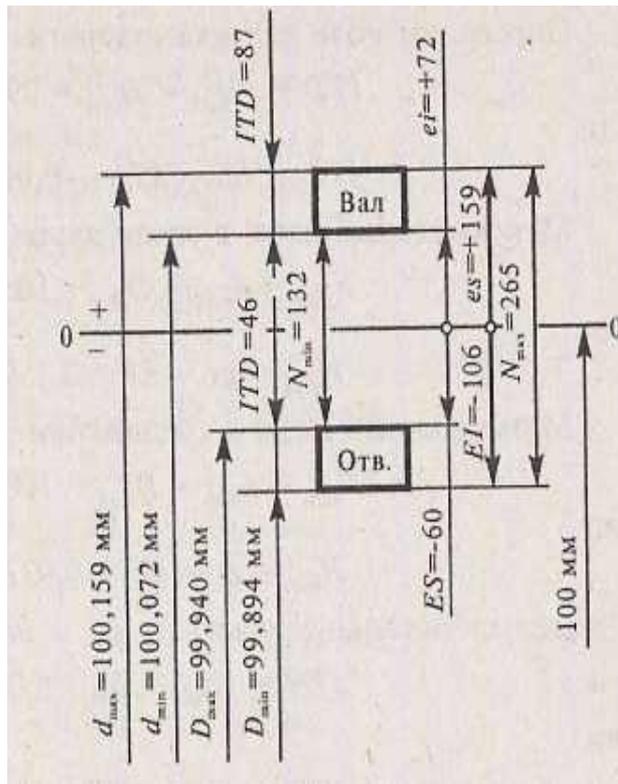
$$\text{Или } ITd = es - ei = 0,159 - 0,072 = 0,087 \text{ мм.}$$

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)

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

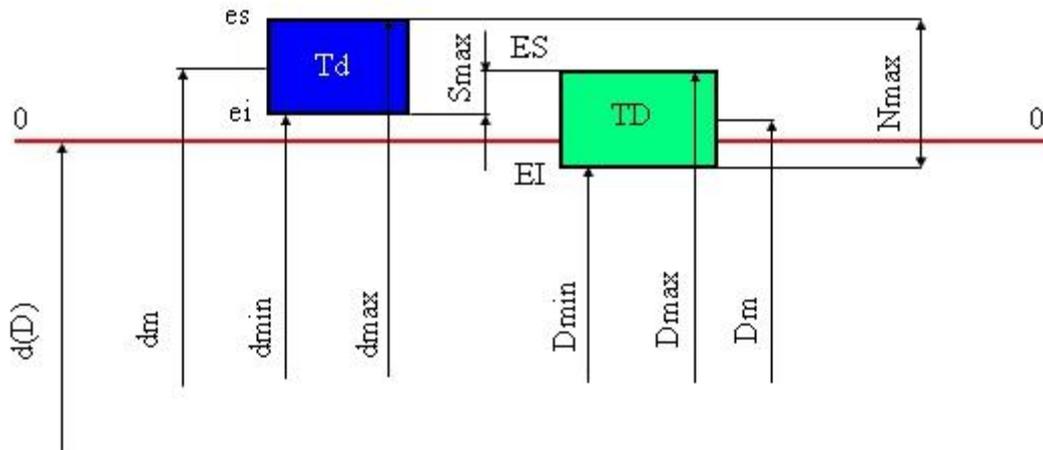
или

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

## Продолжение 3 вопроса

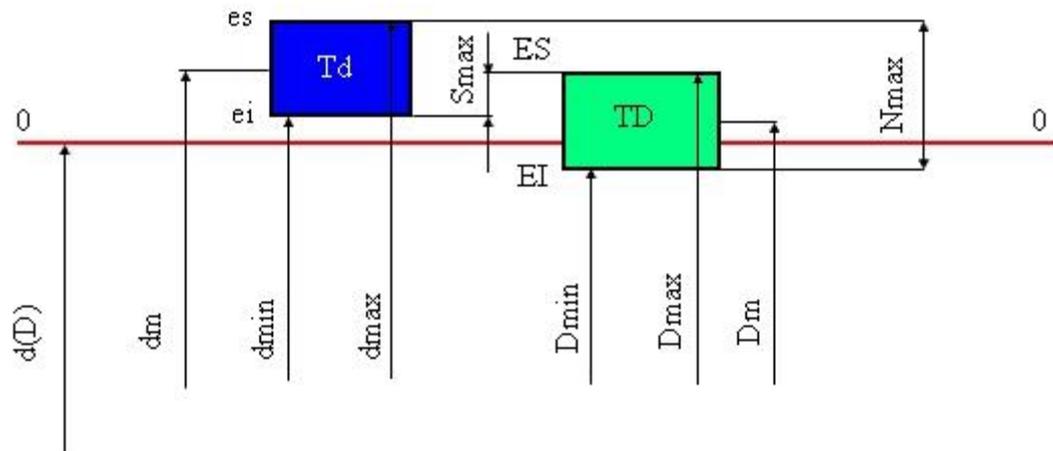
### 2.3.3. Переходные посадки

- **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

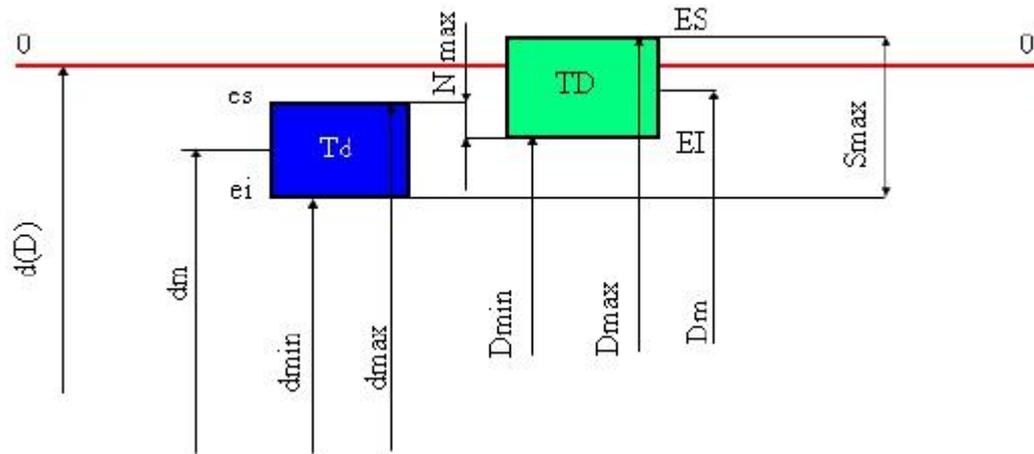


Рис. 2.19. Переходная посадка с наиболее вероятным зазором

- 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

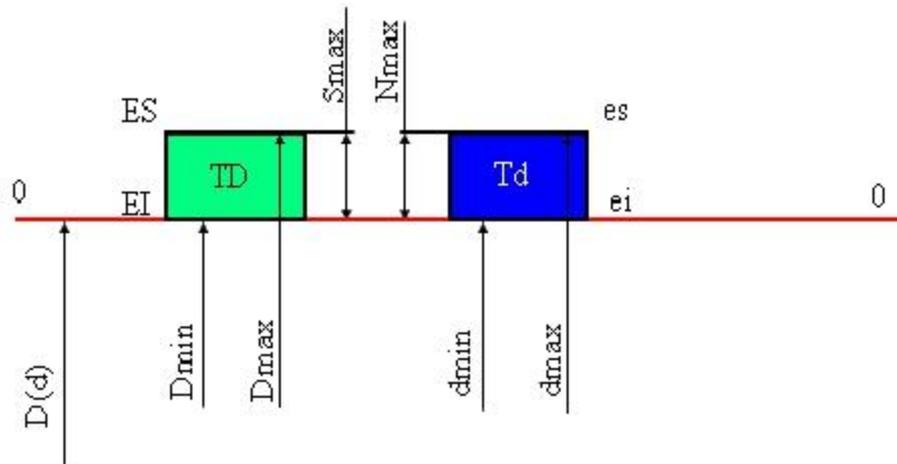
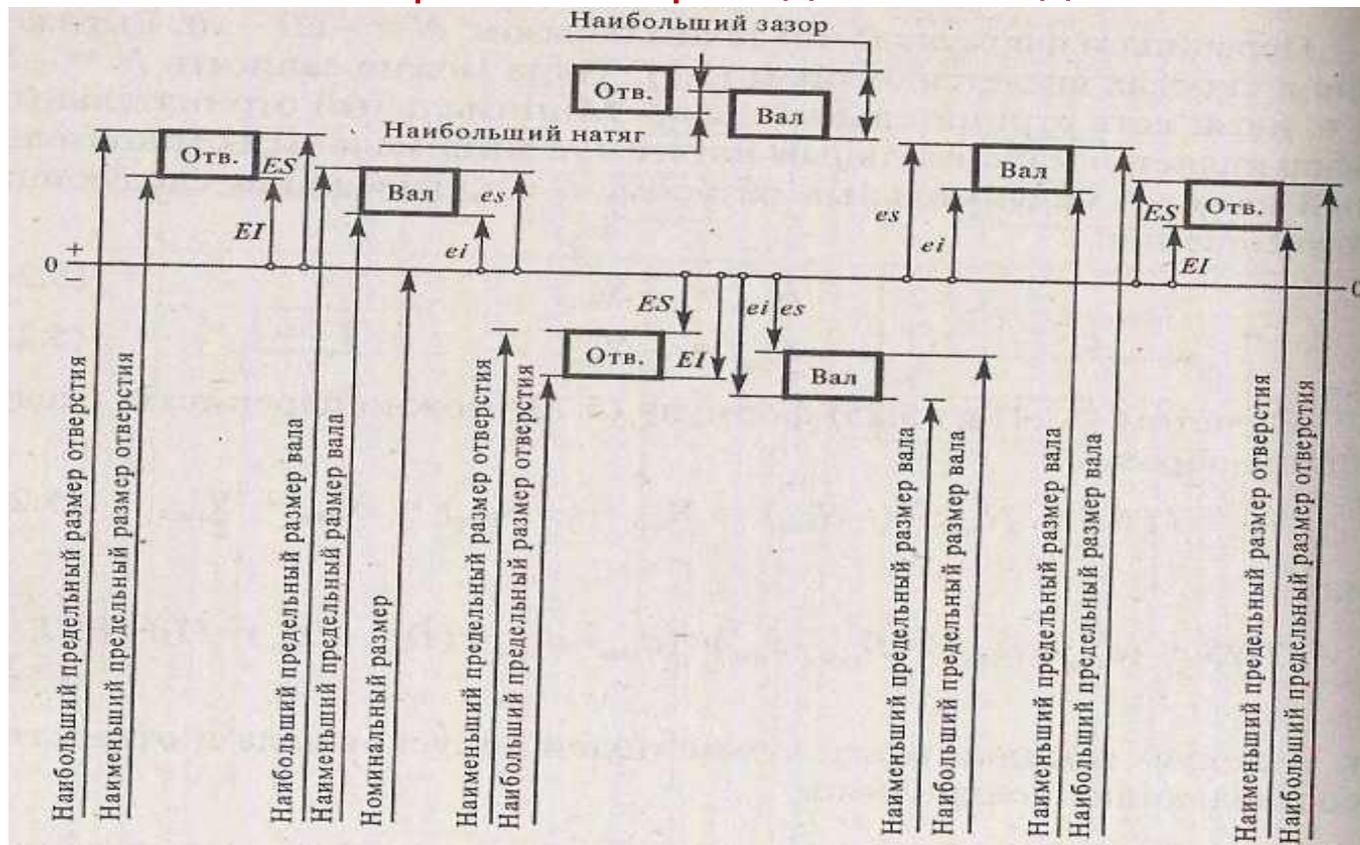


Рис. 2.20. Переходная посадка, в которой **зазор и натяг равновероятны**

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

Рис. 2.11. Возможные расположения полей допусков валов и отверстий в переходных посадках



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

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

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

# 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.

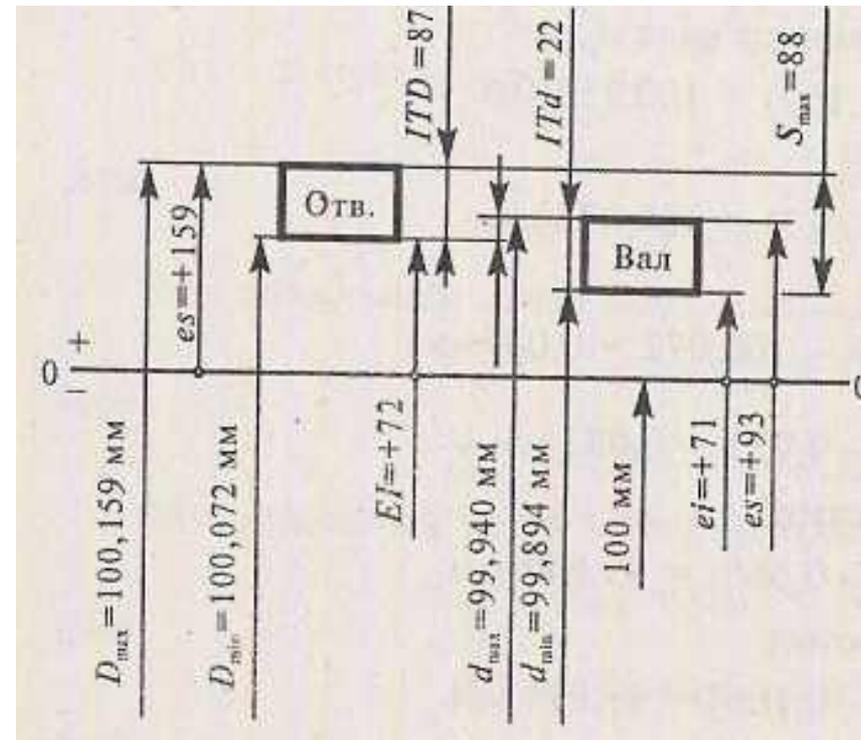


Рис. 5.14. Пример расположения полей допусков вала и отверстия в переходной посадке

# 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).

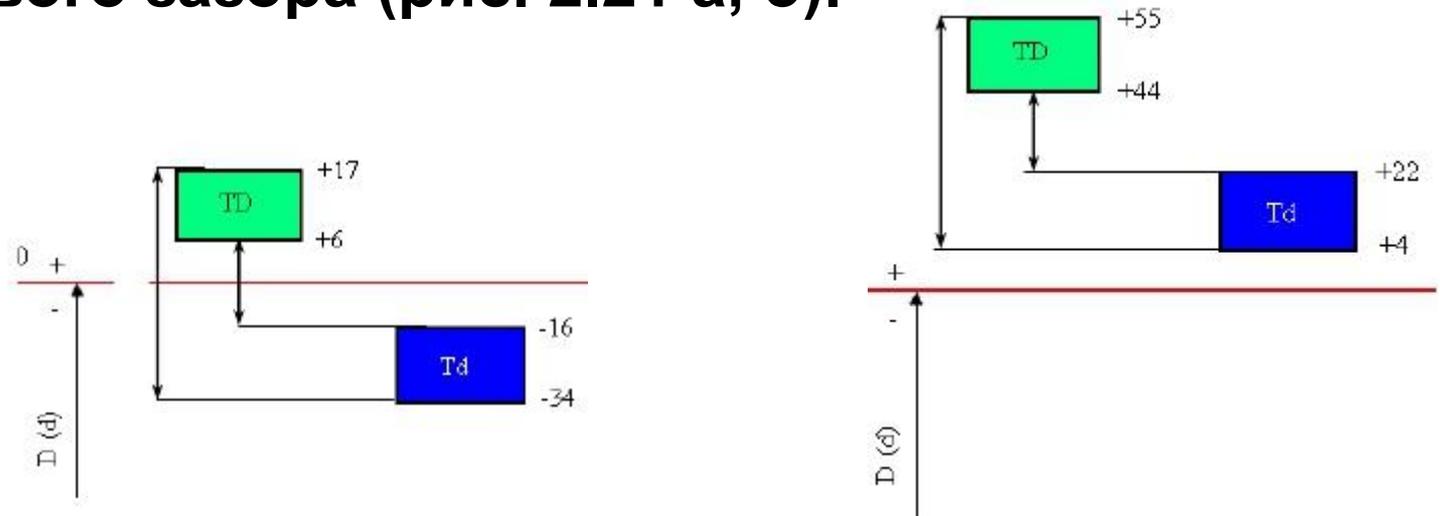


Рис. 2.21. Посадки с одинаковой величиной зазора

- 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).

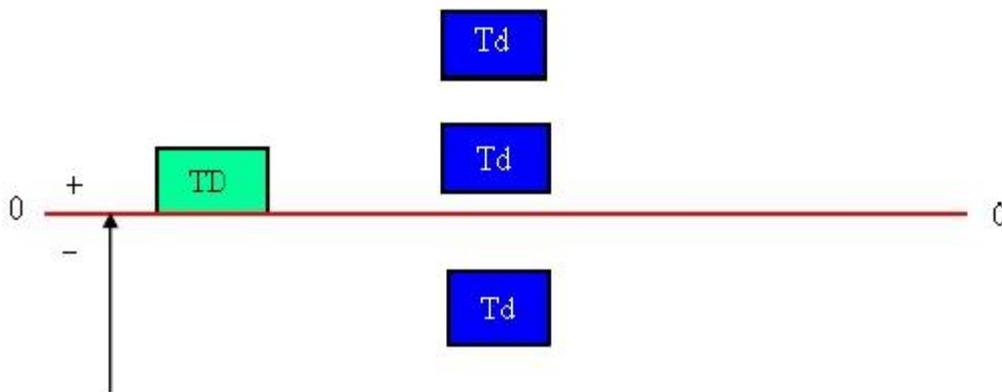


Рис. 2.23. Посадки в системе отверстия

## 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

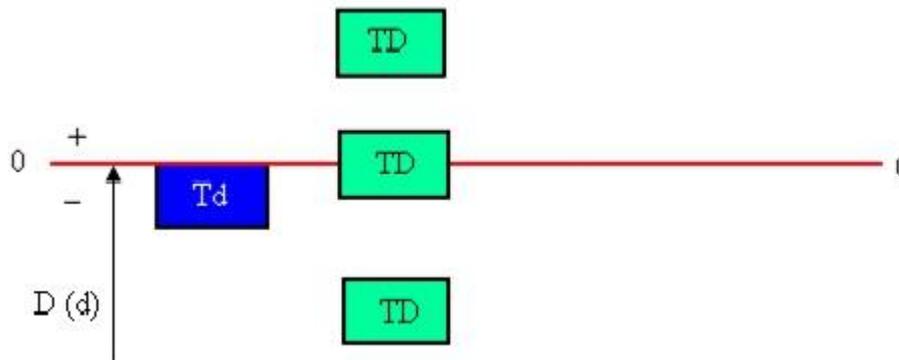


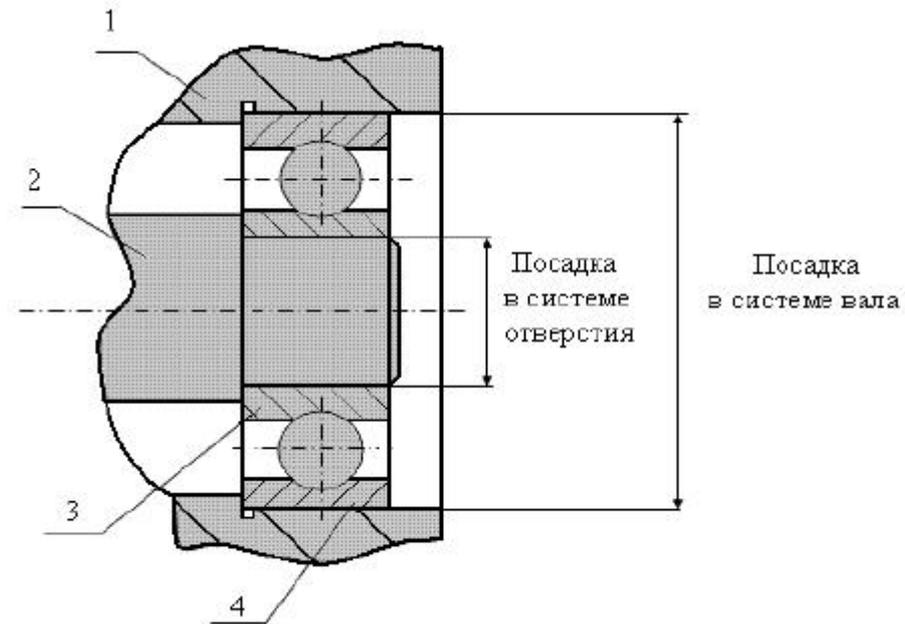
Рис. 2.24. Посадки в системе вала

- 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*

