

СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ С ГЛАДКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Таким образом, при изготовлении деталей возникают следующие вопросы:

1. Какой должна быть плотность сопряжения деталей, чтобы получить соединения с заданными эксплуатационными свойствами?
2. Какими должны быть размеры деталей до сборки, чтобы получить необходимую плотность их сопряжения?
3. Какие отклонения могут иметь размеры деталей, чтобы плотность сопряжений сохранялась?

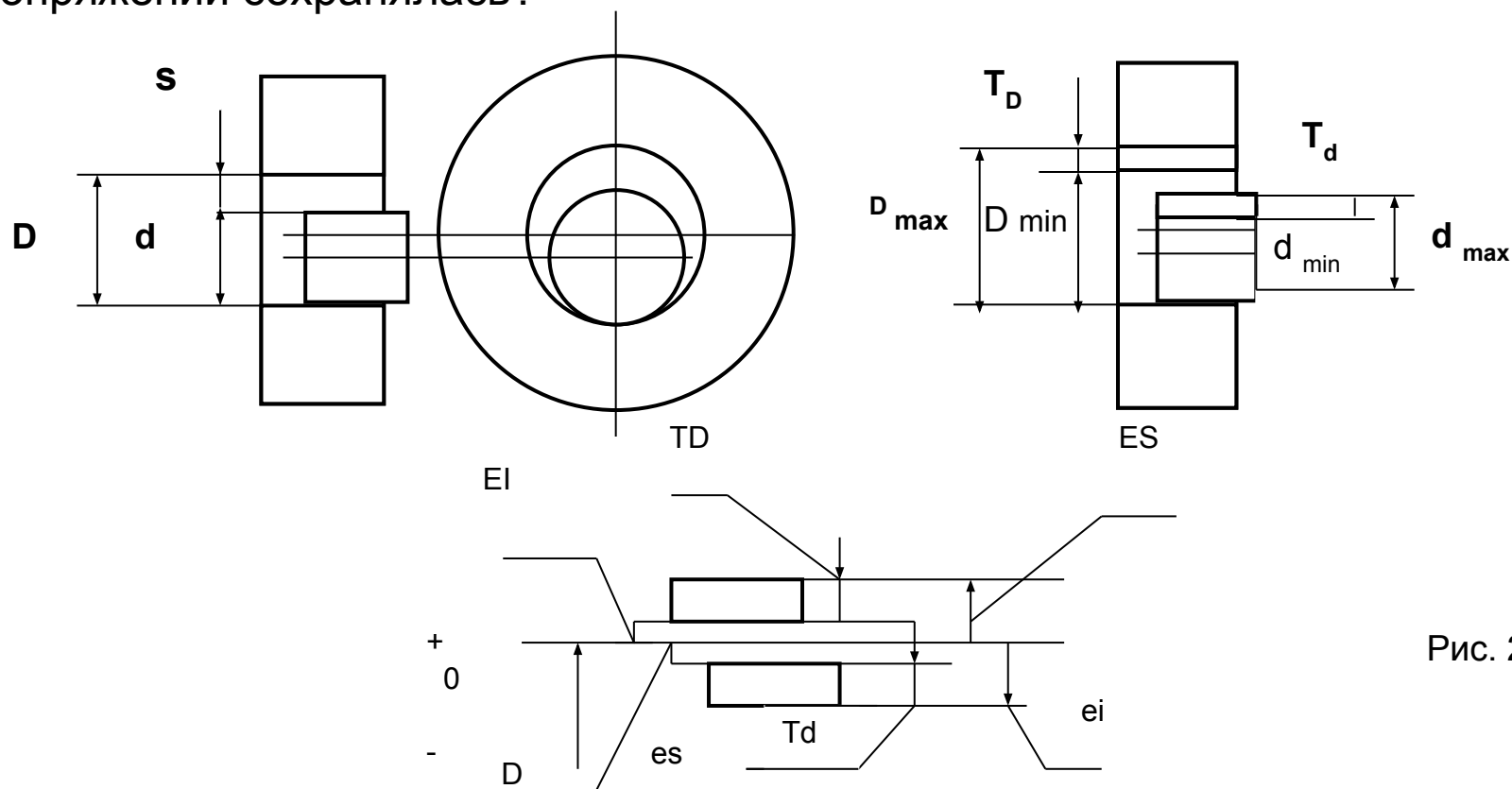


Рис. 2.1.

Отверстие и вал

Верхнее отклонение ES, es - алгебраическая разность между наибольшим и номинальным размерами.

$ES = D_{\max} - D$; $es = d_{\max} - D$.

Нижнее отклонение EI, ei – алгебраическая разность между наименьшим и номинальным размерами.

$EI = D_{\min} - D$; $ei = d_{\min} - D$.

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

Определение терминов, вошедших в раздел, по ГОСТ 25346-89

Размер – числовое значение линейной величины (диаметр, длина итп) в выбранных единицах измерения.

Действительный размер - размер элемента, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Нулевая линия – линия соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок.

Вал – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

Отверстие – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецелендричкские элементы.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

Допуск посадки – Сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Зазор – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если отверстие больше размера вала.

Натяг – Разность между размерами вала и отверстия , если размер вала больше размера отверстия.

Посадка с зазором – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия всегда выше поля допуска вала.

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. При графическом изображении поле допуска отверстия всегда расположено под полем допуска вала.

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора так и натяга в соединении в зависимости от действительных размеров как отверстия так и вала. При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично.

Квалитет – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Единая система допусков и посадок (ЕСДП)

Системой допусков и посадок называется закономерно построенная совокупность стандартизованных допусков и предельных отклонений размеров элементов деталей, а также посадок, образованных отверстиями и валами, имеющими стандартные предельные отклонения.

Можно дать еще одно определение системы допусков и посадок *как совокупности рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе производственного опыта, экспериментальных исследований, теоретических обобщений и оформленных в виде стандартов.*

Первый принцип построения СДП (установлено 20 квалитетов и определены формулы для расчета допусков)

Квалитет (класс, степень точности) - совокупность допусков, соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.

В ЕСДП предусмотрено 20 квалитетов, обозначаемых в порядке уменьшения точности (т.е. допуск увеличивается) 0,1; 0; 1; 2; 3 ... 17; 18. Сокращенно допуск по квалитету обозначается буквами IT (первые буквы английских слов International Tolerance - международный допуск) с указанием номера квалитета, например IT8 - означает допуск по 8-му квалитету. Нестандартный допуск (без отнесения к системе) обозначается буквой T.

Стандартный допуск получают умножением единицы допуска i на постоянное для данного квалитета число k , которое называется **числом единиц допуска**

$$IT = ki.$$

Выбор размеров, ряды предпочтительных чисел

Номинальные линейные размеры (диаметры, длины, уступы, глубины, расстояния между осями и т.д.) деталей, их элементов и соединений должны назначаться из стандартных чисел по ГОСТ 6636 "Линейные размеры, углы, конусы".

Стандарт на нормальные линейные размеры построен на основе рядов предпочтительных чисел по ГОСТ 8032, представляющий собой геометрические прогрессии со знаменателем $Q = \sqrt[R]{10}$, где R равно 5; 10; 20; 40; 80 и

Значение R указывает на количество чисел, содержащихся в каждом десятичном интервале (например, в интервале от 1 до 10 при $R = 5$ содержатся следующие пять стандартных чисел: 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3), и входит в обозначение ряда. Эти ряды условно названы $R5$, $R10$, $R20$, $R40$ - *основные ряды* - и $R80$, $R160$ - *дополнительные ряды*. Почему выбрана геометрическая прогрессия? Потому что число членов ряда получается меньшим по сравнению с арифметической прогрессией.

Единицы допуска

При назначении допусков необходимо было выбрать закономерность изменения допусков с учетом значения номинального размера. Поэтому в каждой системе имеется так называемая **единица допуска** (обозначается i), которая является как бы масштабом (мерой) допуска.

Единица допуска зависит от крайних значений интервала номинальных размеров $D_{н\text{ мин}}$ и $D_{н\text{ макс}}$. В ЕСДП для размеров от 1 до 500 мм единица допуска определяется по выражениям (для $k \geq 5$):

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001D; \quad D = \sqrt{D_{н\text{ макс}} D_{н\text{ мин}}},$$

где D - среднегеометрическое крайних значений интервала номинальных размеров

$$D = \sqrt{6 \cdot 10} = 7,7 \text{ мм}, \quad i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{7,7} + 0,001 \cdot 7,7 = 0,45 \cdot 1,97 + 0,0077 = 0,9 \text{ мкм}$$

Исходя из особенностей взаимосвязи размера детали и возможности в отношении точности изготовления, установленные в системах допусков интервалы разделяются на основные (табл. 2.1) и вспомогательные.

Таблица 2.1 Основные интервалы, мм

Номер интервала	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Свыше	1	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
До (включительно)	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
Единица допуска, мкм	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица 2.2 Количество единиц допуска для разных квалитетов

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Значение допуска	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	600i	1000i	1600i

Количество единиц допуска, принимаемых для разных квалитетов, в ЕСДП.
Таким образом, значение стандартного допуска или ширина стандартного поля допуска зависят от квалитета и значений k и i.

Для некоторых квалитетов (0,1; 0; 1) допуски определяются по специальным формулам.

В табл. 2.2 приведено количество единиц допуска, принимаемых для разных квалитетов, в ЕСДП.

Таблица 2.2 Количество единиц допуска для разных квалитетов

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Значение допуска	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	600i	1000i	1600i

Таким образом, значение стандартного допуска или ширина стандартного поля допуска зависят от квалитета и значений k и i .

Допуски по квалитетам применяются для различных целей:

квалитеты 0; 1 - 4 предусмотрены для инструментального производства, в частности квалитеты 0,1; 0; 1 - для оценки точности плоскопараллельных концевых мер длины, квалитеты 2 - 4 - для калибров и особо точных изделий;

квалитеты 4 - 12 предусмотрены на размеры сопрягаемых деталей, т.е. в этих квалитетах есть посадки;

квалитеты 13 - 17 применяются для неответственных размеров, не входящих в соединение с другими деталями, т.е. для свободных размеров.

Квалитеты 6 - 10 наиболее употребительны в сопряжениях. Квалитеты 4, 5 применяются в особо точных соединениях, а 11, 12 - для достаточно грубых соединений с большими

Второй принцип построения СДП (установлено 27 основных отклонений валов и 27 основных отклонений отверстий)

Основные отклонения и поля допусков

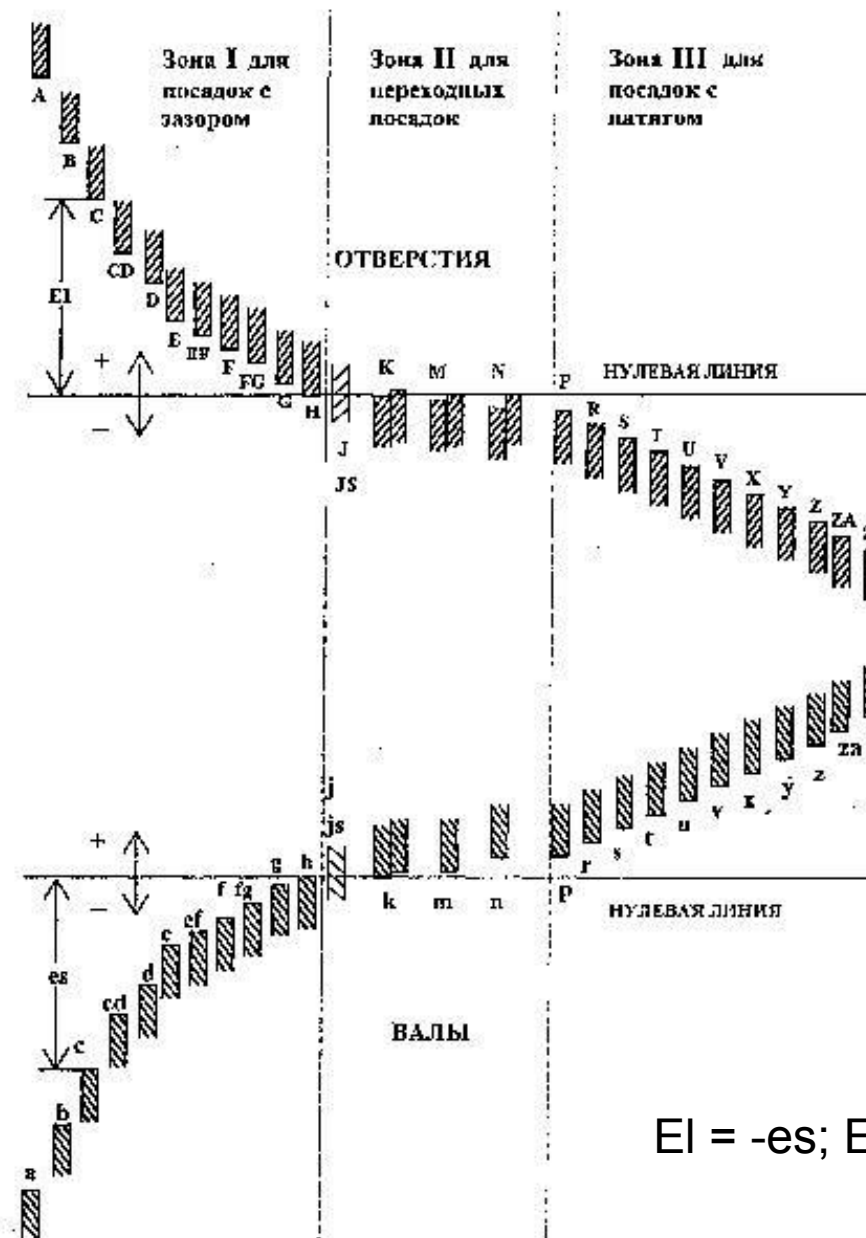
Ранее было отмечено, что основное отклонение - это минимальное по абсолютной величине предельное отклонение. Графической интерпретацией основного отклонения является расстояние от нулевой линии до ближайшей границы поля допуска.

В ЕСДП основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита или сочетанием этих букв в количестве не более двух. Прописными буквами указываются основные отклонения для отверстий [сначала были A, B, C, D, E, F, G, H, J, K, M, N, P, R, S, T, U, V, X, Y, Z (21 наименование); затем добавились еще FG, EF, CD, ZA, ZB, ZC, JS (7 наименований)]. Строчными буквами - для валов [сначала были a, b, c, d, f, g, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z (21 наименование); затем добавились fg, ef, cd, za, zb, zc, js (7 наименований)]. Система обозначений построена в алфавитном порядке.

Основные отклонения валов от a до h и отверстий от A до H предназначены для образования посадок с зазором.

Основные отклонения валов от js до n и отверстий от JS до N предназначены для образования переходных посадок.

Основные отклонения валов от p до zc и отверстий от P до ZC предназначены для образования посадок с натягом. Таким образом, первыми буквами (a; A) обозначены основные отклонения для посадки с наибольшими зазорами, а последними (zc; ZC) - для посадки с наибольшими натягами.



$$EI = -es; ES = -ei.$$

Третий принцип построения СДП (Предусмотрены системы образования посадок)

Система отверстия и вала

В системе отверстия различные посадки образуются сочетанием всего набора полей допусков вала, представленных на рис.2.10, только с одним полем допуска отверстия - полем допуска основного отверстия (с основным отклонением Н).

В системе вала посадки образуются сочетанием всего набора полей допусков отверстия с одним полем допуска вала из всего набора полей допусков вала - полем допуска основного вала (с основным отклонением h).

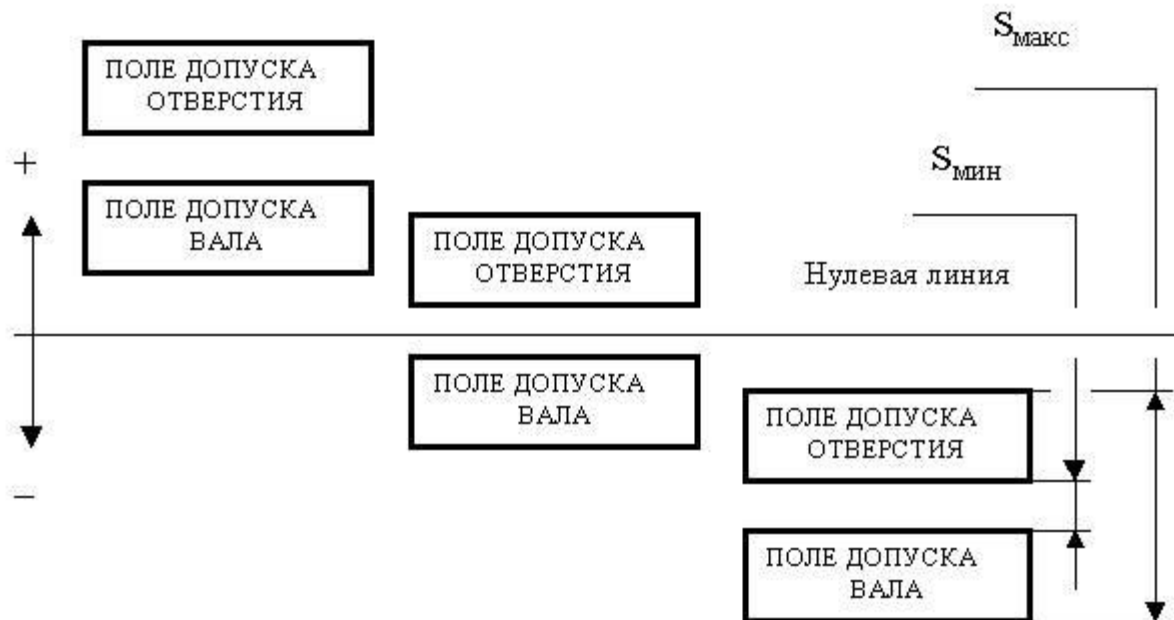


Рис. 2.6. Варианты размещения относительно нулевой линии полей допусков отверстия и вала для посадки с одинаковыми зазорами

Сущность этих систем заключается в том, что при образовании всех трех видов посадок вводится ограничение на расположение допуска одного из участвующих в сопряжении элемента, т.е. принимается постоянное положение одного из полей допусков (отверстия или вала), причем один из предельных размеров этого отверстия или вала будет совпадать с номинальным размером. Такие отверстия и валы получили название *основные*.

Основное отверстие - *отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.*

Основной вал - *вал, верхнее отклонение которого равно нулю.*

Таким образом, у *основного отверстия с номинальным размером совпадает наименьший предельный размер, а у вала - наибольший предельный размер.*

Существует два способа формирования посадок в системе отверстия и в системе вала.

В **системе отверстия** посадки формируются изменением положения поля допуска вала относительно поля допуска основного отверстия (рис.2.7).

В **системе вала** посадки формируются изменением положения поля допуска отверстия относительно поля допуска основного вала (рис.2.8).

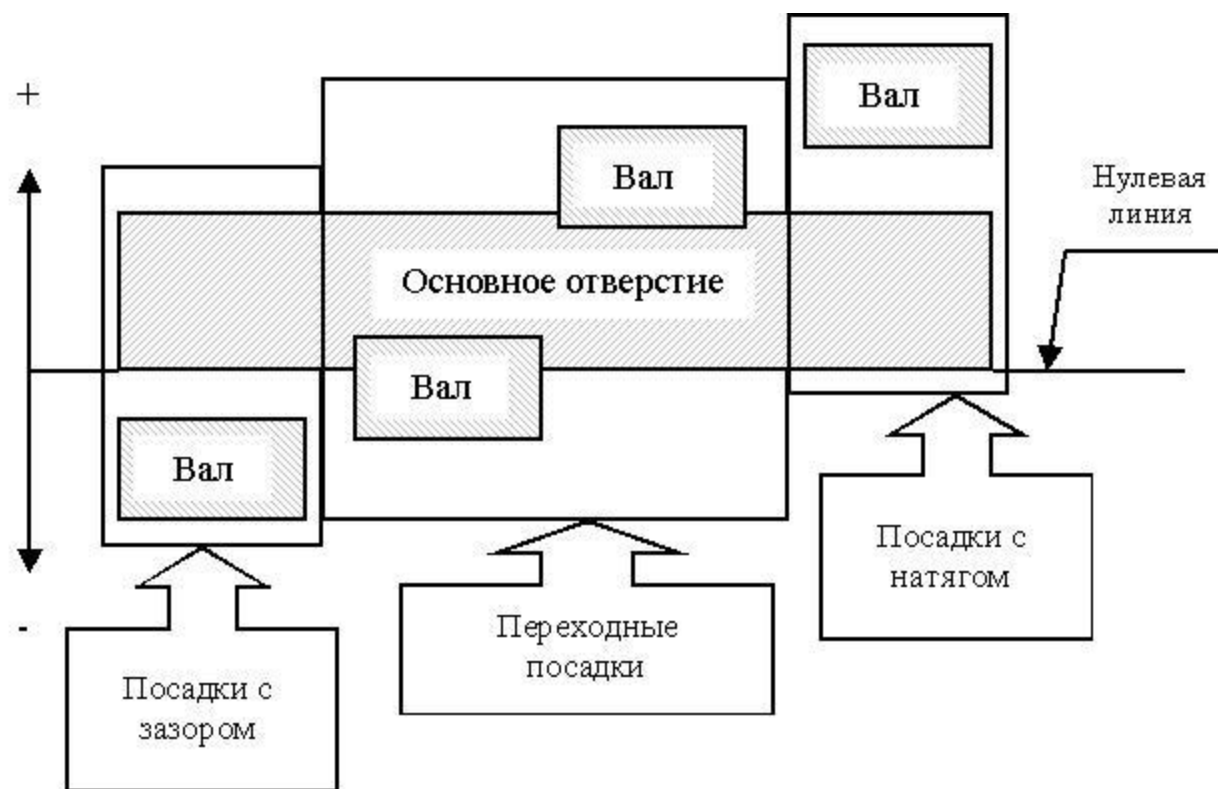


Рис. 2.7. Формирование посадок в системе отверстия

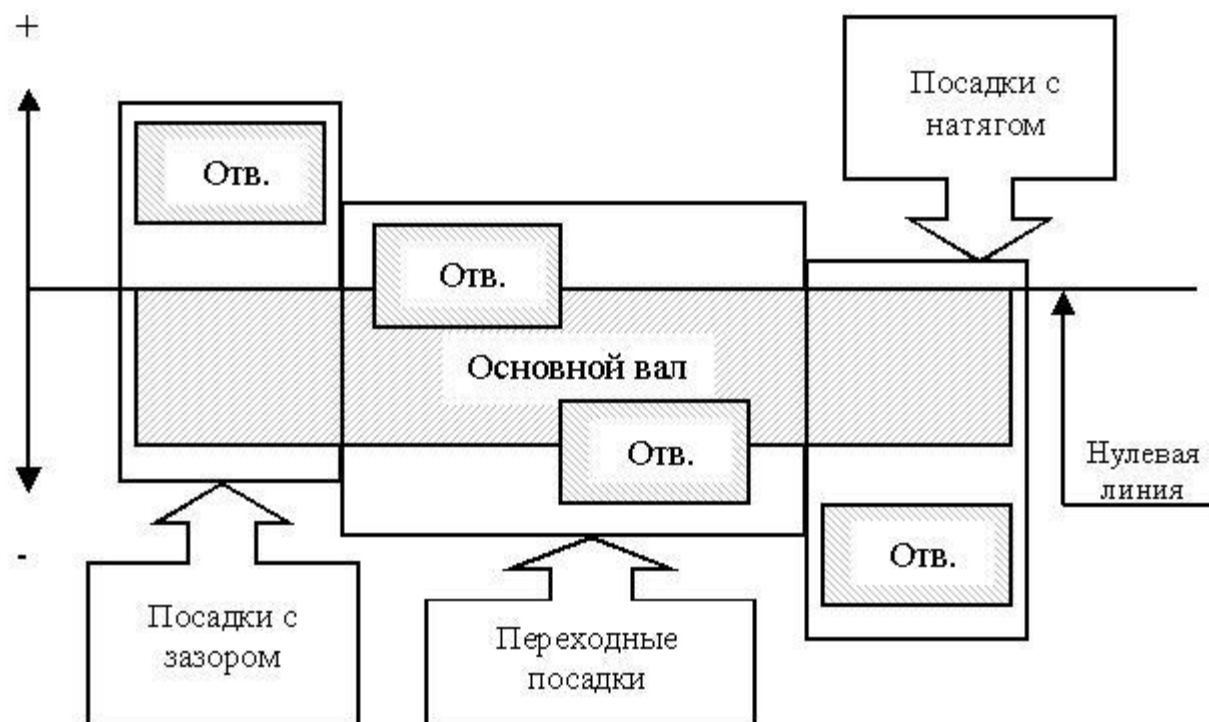


Рис. 2.8. Формирование посадок в системе вала

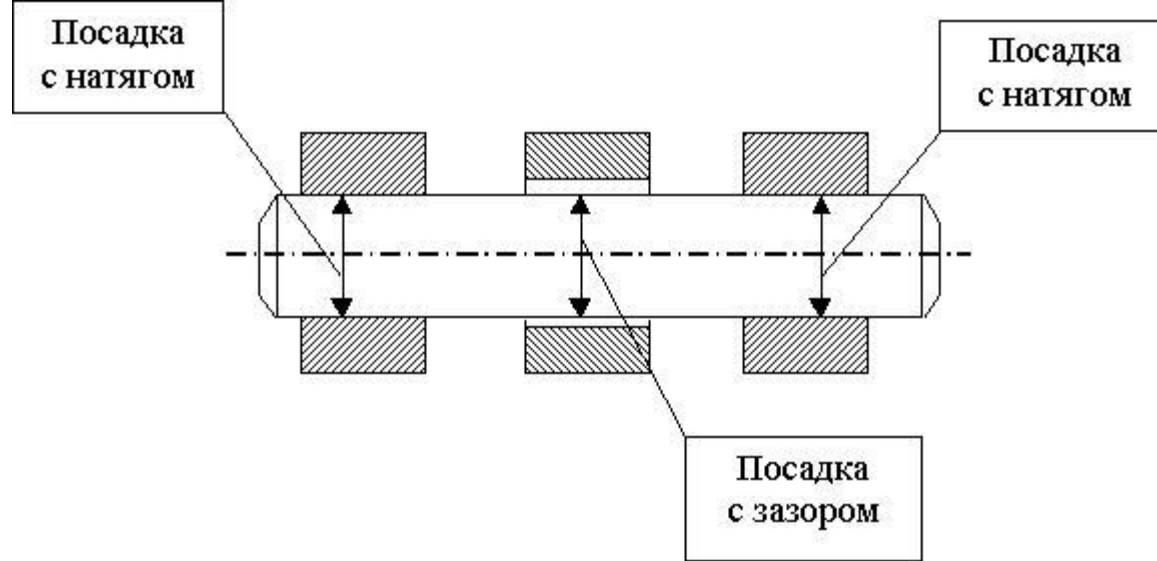


Рис. 2.9. Пример использования системы вала

Система вала применяется в следующих случаях:

1. Когда на вал одного диаметра требуется установить несколько деталей с различными посадками (рис.2.9).

Выполнять посадки в системе отверстия для представленной конструкции нецелесообразно, т.к. в этом случае диаметр вала по его краям, где используются посадки с натягом, должен быть больше, чем диаметр вала в средней его части. В процессе сборки среднюю деталь придется "протаскивать" через участок вала большего диаметра. Ситуация существенно упрощается, если применить систему вала. Тогда вал будет гладким, средняя деталь будет иметь больший диаметр отверстия, чем детали по краям, и легко пройдет через их посадочные места.

2. При использовании стандартных деталей, например подшипников качения. Наружный диаметр подшипника следует изготавливать по системе вала, т.к. заранее неизвестно, по какой посадке будет установлен подшипник в корпус.

Четвертый принцип построения СДП (установлена нормальная температура.) +20⁰С

Правила образования посадок

1. Посадки с 4-го по 7-й квалитеты рекомендуется образовывать путем сопряжения отверстия на квалитет грубее, чем вал.
2. Отверстия при прочих равных условиях изготавливаются с большими погрешностями, чем валы, поэтому и допуск посадки делится не поровну, большая часть отдается отверстию, меньшая - валу.

Посадки в ЕСДП и их обозначение на чертежах

В системе отверстия различные посадки образуются сочетанием всего набора полей допусков вала, представленных на рис.2.10, только с одним полем допуска отверстия - полем допуска основного отверстия (с основным отклонением H).

В системе вала посадки образуются сочетанием всего набора полей допусков отверстия с одним полем допуска вала из всего набора полей допусков вала - полем допуска основного вала (с основным отклонением h).

На сборочных чертежах посадки обозначаются дробью, представленной совокупностью цифр и букв латинского алфавита (рис.2.11).

Обозначение посадок на чертежах деталей

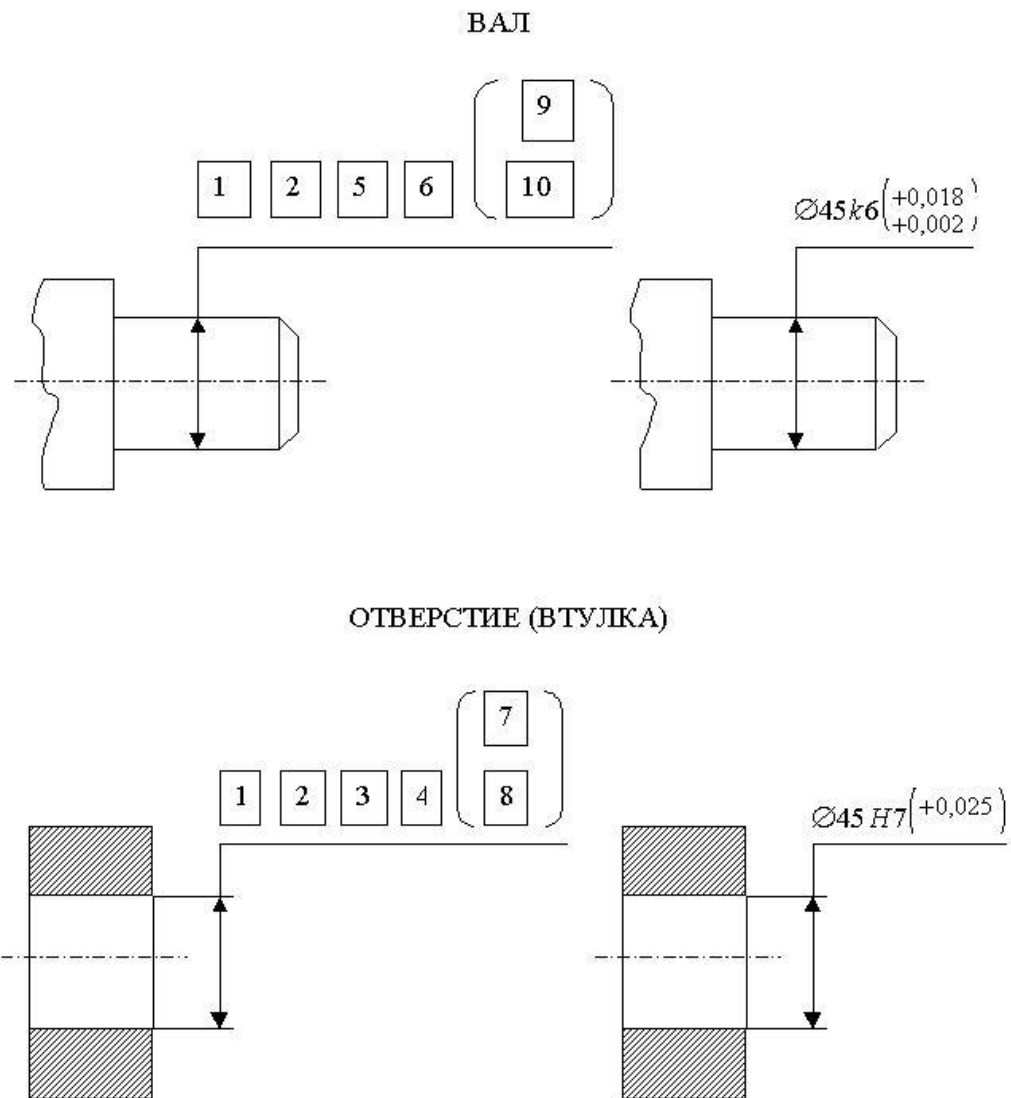


Рис. 2.12. Обозначение допусков на чертежах деталей (номера зон соответствуют рис. 2.11)

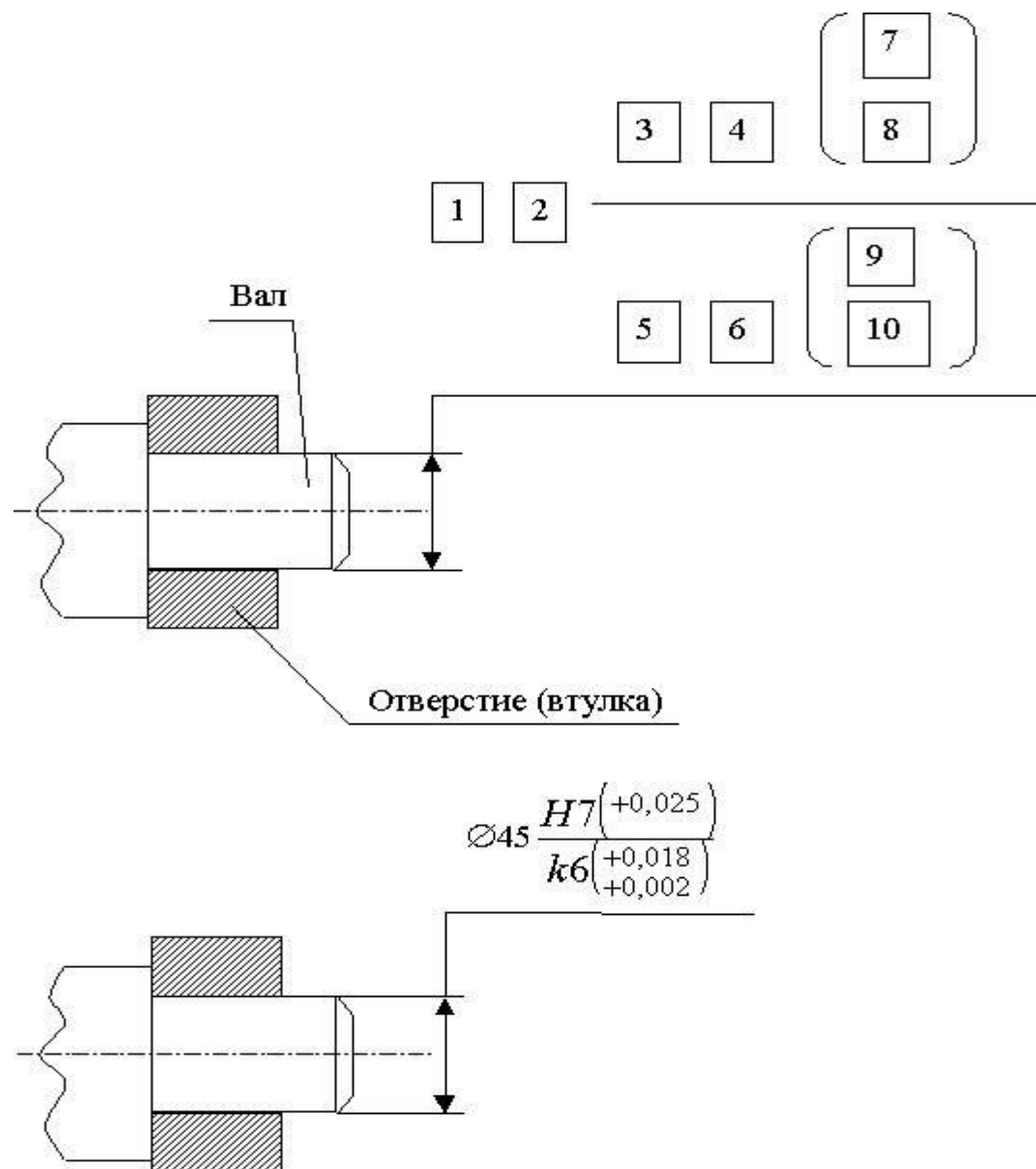


Рис. 2.11. Обозначение посадок на сборочном чертеже

$$\varnothing 45 \frac{H7}{k6}, \text{ или } \varnothing 45 H7/k6, \text{ или } \varnothing 45 \frac{H7(+0,025)}{k6(+0,018 \atop +0,002)}.$$

$$\varnothing 40 \frac{G7}{h6}.$$

Здесь G - основное отклонение для отверстия; 7 - квалитет для отверстия; h - основной вал

(основное отклонение для вала); 6 - квалитет для вала.

Для перевода посадок из одной системы в другую сохраняют квалитеты у отверстия и вала,

а основные отклонения за $\varnothing 40 G7/h6 \rightarrow \varnothing 40 H7/g6$.

Эти посадки со $\varnothing 40 G7(+0,034 \atop +0,009)/h6(-0,016)$ | $\varnothing 40 H7(+0,025)/g6(-0,009 \atop -0,025)$ - ~~э~~тикам, т.к.:

максимальный диаметр отверстия ($D_{\text{макс}}$):

40,034 мм | 40,025 мм

минимальный диаметр отверстия ($D_{\text{мин}}$):

40,009 мм | 40,0 мм

максимальный диаметр вала ($d_{\text{макс}}$):

40,000 мм | 39,991 мм

минимальный диаметр вала ($d_{\text{мин}}$):

39,984 мм | 39,975 мм

максимальный зазор между отверстием и валом ($D_{\text{макс}} - d_{\text{мин}}$):

40,034 - 39,984 = 0,05 мм | 40,025 - 39,975 = 0,05 мм

минимальный зазор между отверстием и валом ($D_{\text{мин}} - d_{\text{макс}}$):

40,009 - 40,00 = 0,009 мм | 40,0 - 39,991 = 0,009 мм.

Посадки

Посадка - характер соединения деталей, определяемый значениями получающихся в нем зазоров или натягов.

Зазор - разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала (обозначается S).

Натяг - разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (обозначается N).

Добавление в определениях слов "до сборки" объясняется тем, что в результате сборки может происходить деформация сопрягаемых поверхностей (при натяге).

В зависимости от свободы относительного перемещения сопрягаемых деталей или степени сопротивления взаимному смещению посадки разделяются на три вида:

- посадки с зазором;
- посадки с натягом;
- переходные посадки.

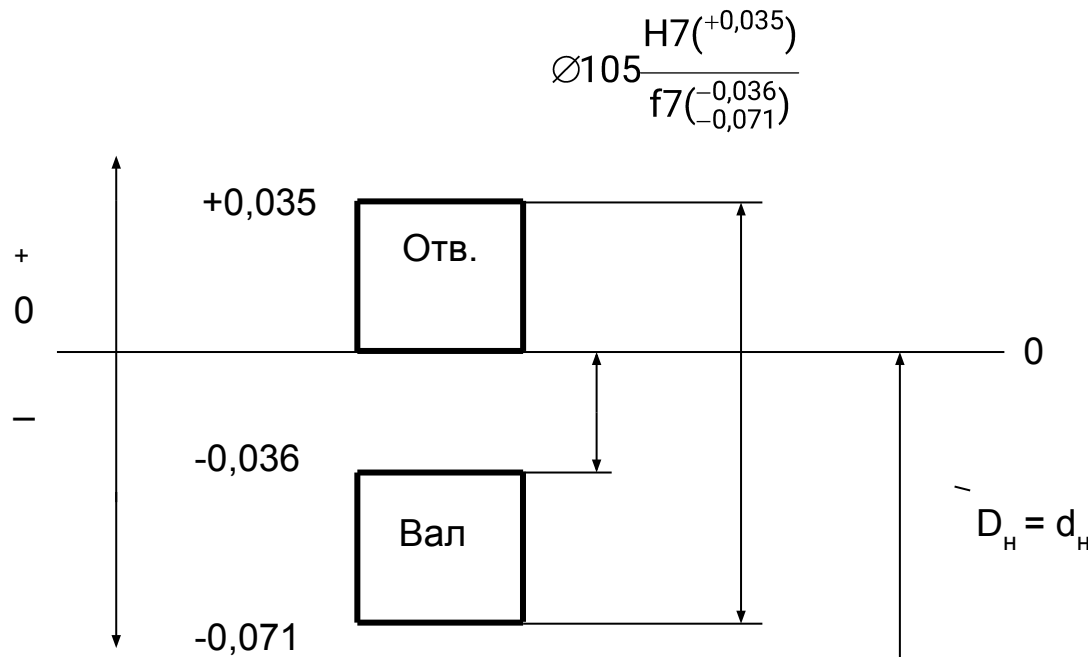
Посадки с зазором

Посадка с зазором - посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего размера вала или равен ему.

Таким образом, в этих посадках при любых размерах отверстия и вала, находящихся в пределах допуска, гарантирован зазор.

Посадки с зазором характеризуются (отличаются одна от другой) значениями наибольшего и наименьшего зазоров, которые определяются так:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$



$D_H = 105 \text{ мм.}$
 $ES = 0,035 \text{ мм.}$
 $EI = 0.$
 $d_H = 105 \text{ мм.}$
 $es = - 0,036 \text{ мм.}$
 $ei = - 0,071 \text{ мм.}$

Посадка с зазором в системе отверстия

Определяем наибольший зазор (по двум формулам):

$$S_{\text{макс}} = D_{\text{макс}} - d_{\text{мин}} = 105,035 - 104,929 = 0,106 \text{ мм};$$

$$S_{\text{макс}} = ES - ei = 0,035 - (- 0,071) = 0,035 + 0,071 = 0,106 \text{ мм.}$$

Определяем наименьший зазор (по двум формулам):

$$S_{\text{мин}} = D_{\text{мин}} - d_{\text{макс}} = 105 - 104,964 = 0,036 \text{ мм};$$

$$S_{\text{мин}} = EI - es = 0 - (- 0,036) = 0 + 0,036 = 0,036 \text{ мм.}$$

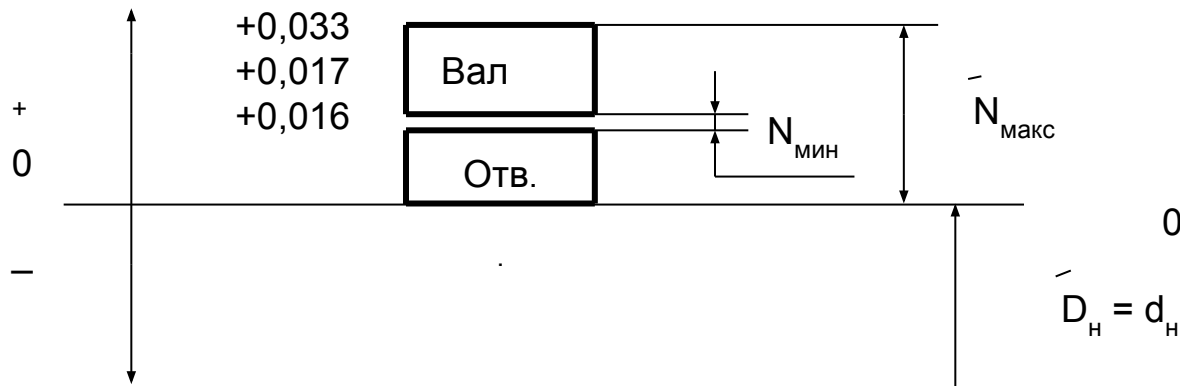
Определяем допуск посадки (по двум формулам)

$$TS = S_{\text{макс}} - S_{\text{мин}} = 0,106 - 0,036 = 0,07 \text{ мм,}$$

$$TS = TD + Td = 0,035 + 0,035 = 0,07 \text{ мм.}$$

Посадки с натягом

Посадка с натягом - это посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему.



Посадка с натягом в системе отверстия

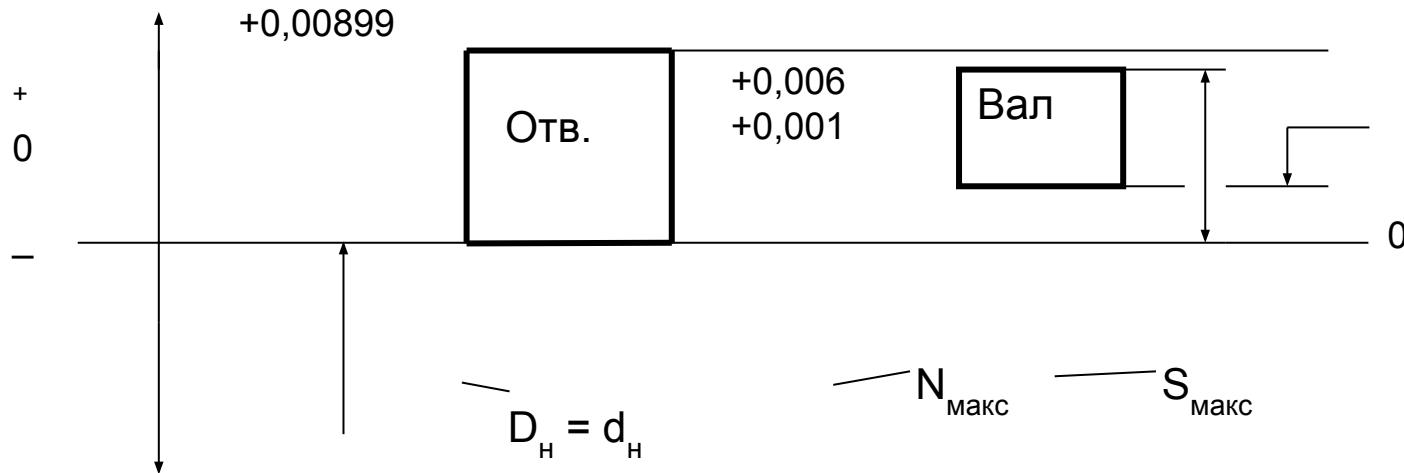
Посадки с натягом характеризуются (отличаются одна от другой) значением наименьшего и наибольшего натягов, которые определяются по следующим формулам:

$$N_{\text{макс}} = d_{\text{макс}} - D_{\text{мин}} = es - EI; N_{\text{мин}} = d_{\text{мин}} - D_{\text{макс}} = ei - ES.$$

Переходные посадки

В этих посадках может образовываться как зазор, так и натяг.

Переходная посадка - посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.



Посадка переходная в системе отверстия

Переходные посадки характеризуются (отличаются одна от другой) наибольшим натягом и наибольшим зазором:

$$S_{\text{макс}} = D_{\text{макс}} - d_{\text{мин}} = ES - ei, N_{\text{макс}} = d_{\text{макс}} - D_{\text{мин}} = es - EI.$$

В практической деятельности используются предпочтительные поля допусков. Это в значительной мере способствует экономической эффективности производства, поскольку только для обработки по этим полям допусков, в основном, выпускаются различные виды инструмента. Предпочтительные поля допусков приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3 Предпочтительные поля допусков валов и отверстий

Квалитеты	Предпочтительные поля допусков валов	Предпочтительные поля допусков отверстий
6	g6;h6;js6;k6;n6;p6;r6;s6	-
7	f7;h7	H7;IS7;K7;N7;P7
8	e8;h8	F8;H8
9	d9;h9	E9;H9
11	d11;h11	H11

Практические рекомендации по выбору посадок

Валы 4-5 квалитетов и отверстия 5-6 квалитетов получают, в основном, круглым шлифованием, притиркой, доводкой, хонингованием.

Валы 6-7 и отверстия 7-8 квалитетов получают, в основном, тонким точением или растачиванием (алмазным), чистовым развертыванием, чистовым протягиванием, притиркой, хонингованием плоскости, холодной штамповкой в вырубных штампах.

Валы 8-9 и отверстия 9 квалитета получают тонким строганием, получистовым развертыванием, тонким шабрением, холодной штамповкой в вытяжных штампах

Валы и отверстия 10 квалитета получают чистовым зенкерованием и способами, применяемыми для обработки по 9 квалитету.

Валы и отверстия 11 квалитета получают чистовым строганием, чистовым фрезерованием, чистовым обтачиванием, сверлением по кондуктору, литьем по выплавляемым моделям.

Валы и отверстия 12 и 13 квалитетов получают черновым строганием, чистовым долблением, черновым фрезерованием, сверлением без кондуктора, черновым зенкерованием, получистым растачиванием.

Валы и отверстия 14-17 квалитетов получают отрезкой ножницами и пилами, автоматической газовой резкой, отрезкой резцом и фрезой, черновым долблением, литьем в песчаные формы.

Рекомендуемые посадки для использования в соединениях приведены в табл. 2.4.

Вид сопряжения	Посадки	Рекомендации по применению
Посадки с зазорами		
Посадки скольжения	H7/h6	Используются для неподвижных соединений при высоких требованиях к точности
	H8/h7	Используются при большой длине соединений и когда можно снизить требования по центрир.
	H11/h11	Посадки низкой точности. Для грубых подвижных и неподвижных соединений.
Посадки движения	H7/g6	Используются для подвижных соединений: шпинделей точных станков и делительных
Посадки ходовые	H7/f7, F8/h6	Используются для умеренных скоростей в (при вращении 50 - 2000 об/мин).
Посадки легкоходовые	H7/e8, H8/e8	Используются при вращении 2 - 25 тыс. об/мин: приводных валов в подшипниках.
Посадки широкоходовые	H11/d11	Используются для подвижных соединений, не требующих точности перемещения.
Посадки переходные		
Посадка плотная	H7/js6	Зубчатые колеса шпиндельной головки шлифовальных станков.
Посадка напряженная	H7/k6	Вероятность получения натягов или зазоров одинакова.
Посадка глухая	H7/n6	Наиболее вероятно получение натягов, зазоры практически не возникают, соединения обычно не разбираются.
Посадки с натягом		
Легкопрессовые посадки	H7/p6	Применяются при малых моментах и осевых усилиях, при соединениях тонкостенных деталей

Калибры. Требования к точности и контроль деталей калибрами

Годность деталей с допуском от IT6 до IT17, особенно при массовом и крупносерийном производствах, наиболее часто проверяют предельными калибрами.

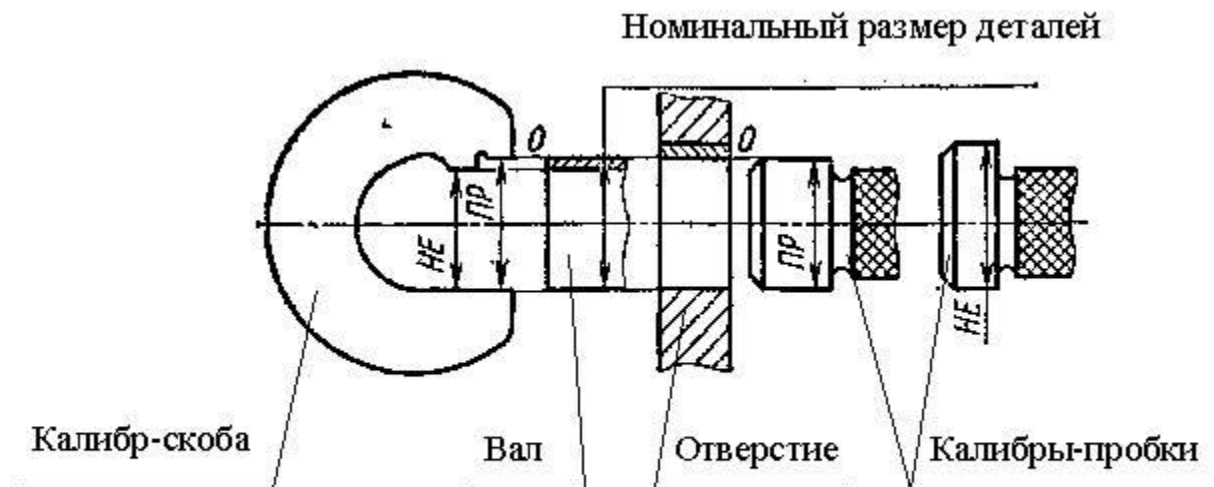


Рис. 2.13. Схема для выбора номинальных размеров предельных гладких калибров

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Отклонение формы поверхностей

Отклонением формы называется отклонение реальной поверхности или реального профиля от формы идеальной поверхности или идеального профиля.

Профиль - это линия пересечения поверхностей. Профилем может быть прямая линия. В частном случае профиль - это линия пересечения с плоско-стью. Наиболее часто в машиностроении профиль рассматривается в плоскости, перпендикулярной к поверхности.

Допуск формы - это величина, в пределах которой может изменяться отклонение формы.

Будем использовать следующие обозначения:

EF - отклонение формы; TF - допуск формы; L - длина участка, на котором определяется отклонение.

Отсчет отклонений формы или профиля производится от *прилегающей плоскости* или *прилегающего профиля*.

Виды и обозначение отклонений формы приведены в табл.3.1.

Таблица 3.1

Вид отклонения формы	Знак допуска
Отклонение от прямолинейности	—
Отклонение от плоскостности	
Отклонение от круглости	○
Отклонение от цилиндричности	
Отклонение профиля продольного сечения	=

Отсчет этого отклонения производится от точек реального профиля до прилегающей прямой. **Прилегающей** называется прямая, которая касается реального профиля и расположена вне объема детали так, чтобы расстояние Δ от нее до наиболее удаленной точки профиля было минимальным (рис.3.1).

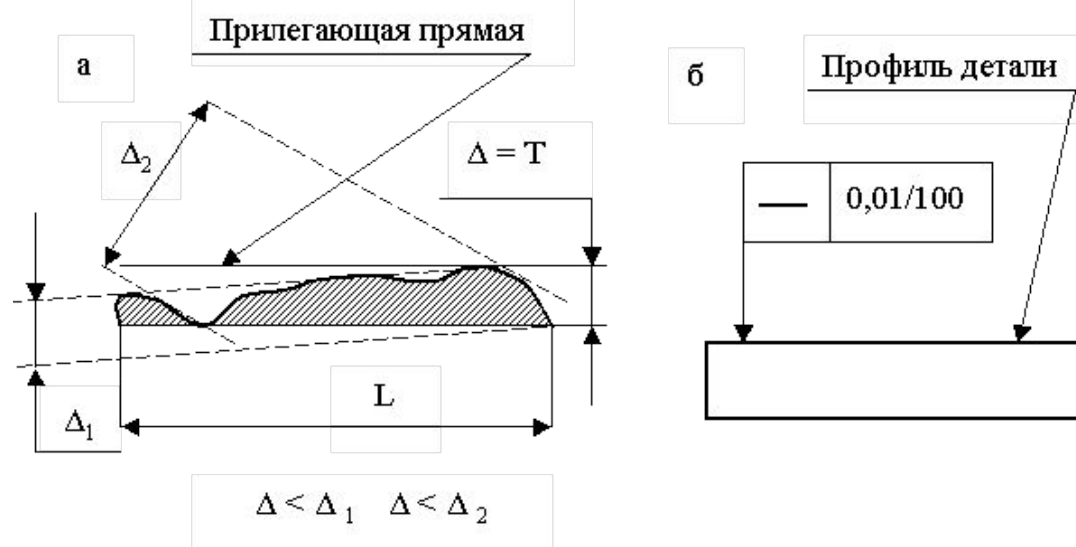


Рис. 3.1. Отклонение от прямой в плоскости:
а – прилегающая прямая; б – обозначение на чертеже

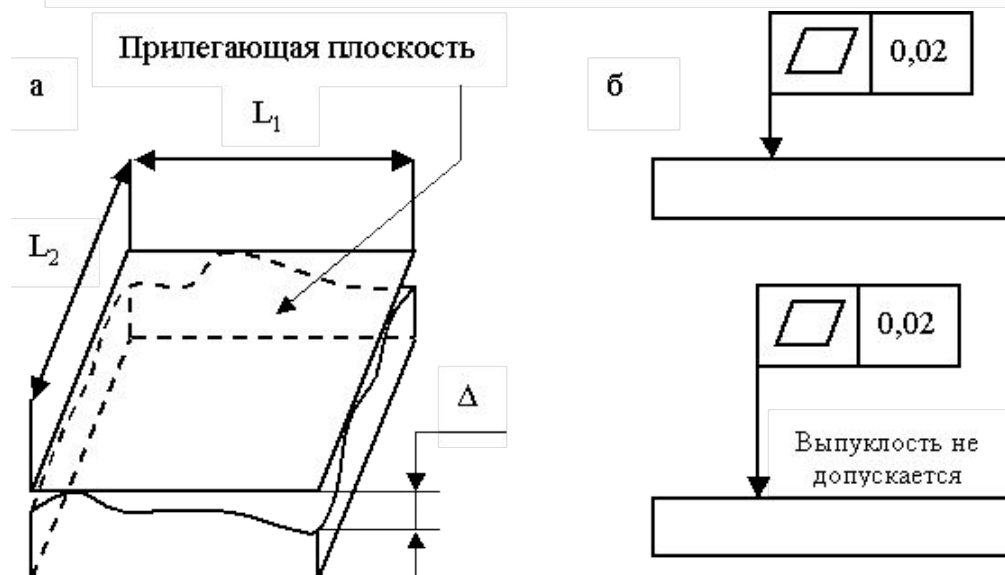


Рис. 3.2. Отклонение от плоскостности:
а – прилегающая плоскость; б - варианты обозначения на чертеже

Прилегающим цилиндром называется цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

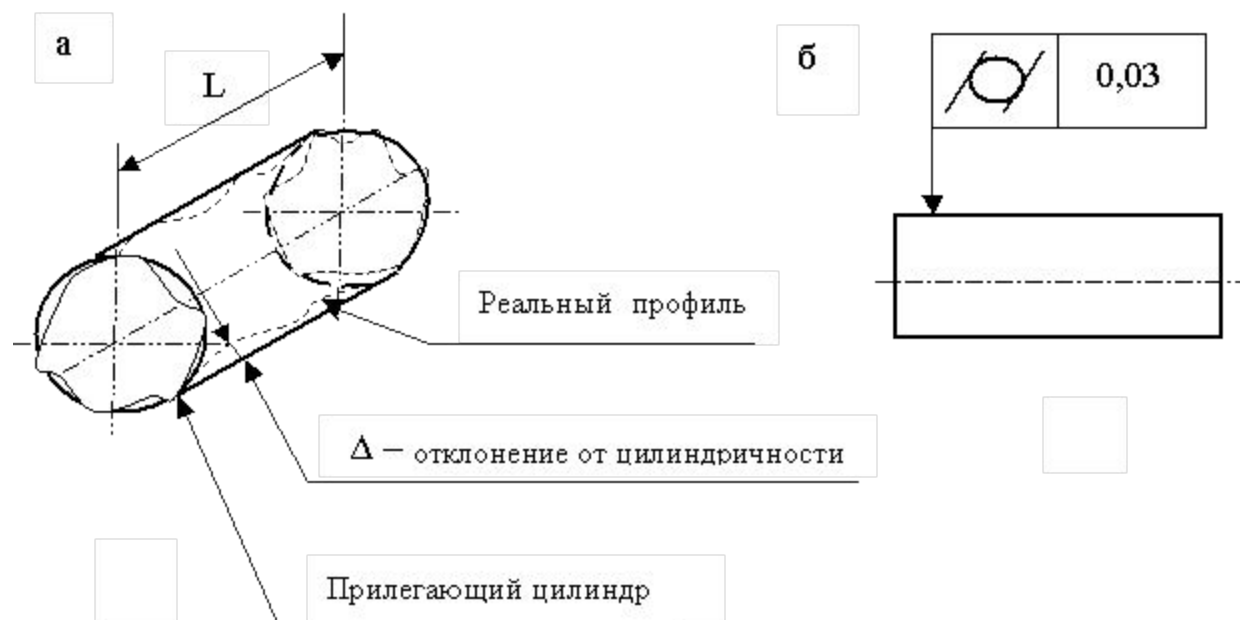


Рис. 3.3. Отклонение от цилиндричности:
а — прилегающий цилиндр; б — обозначение на чертеже

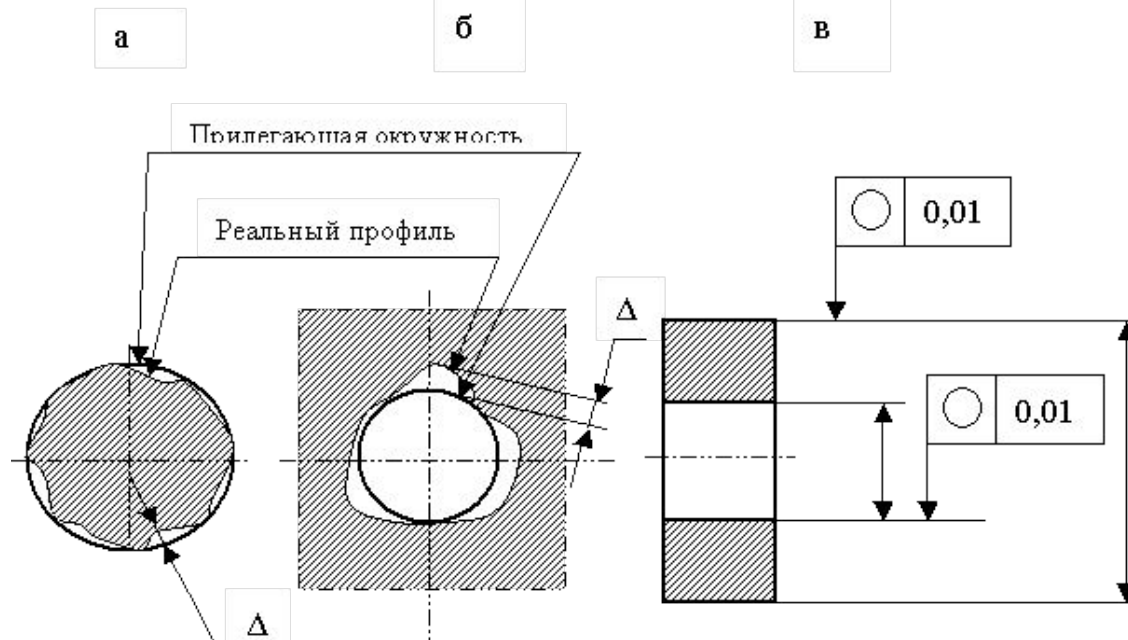


Рис. 3.4. Отклонение от круглости поверхностей:
а – наружных; б – внутренних; в – обозначение на чертеже

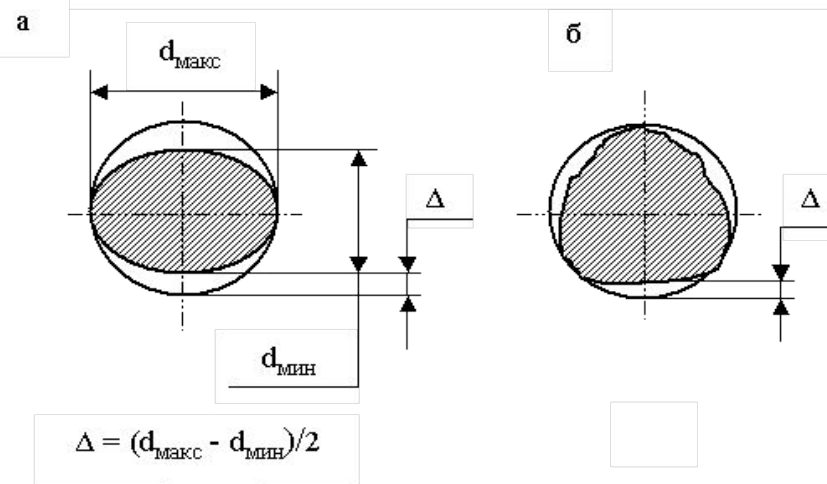


Рис. 3.5. Частные виды отклонений от круглости:
а – овальность; б - огранка

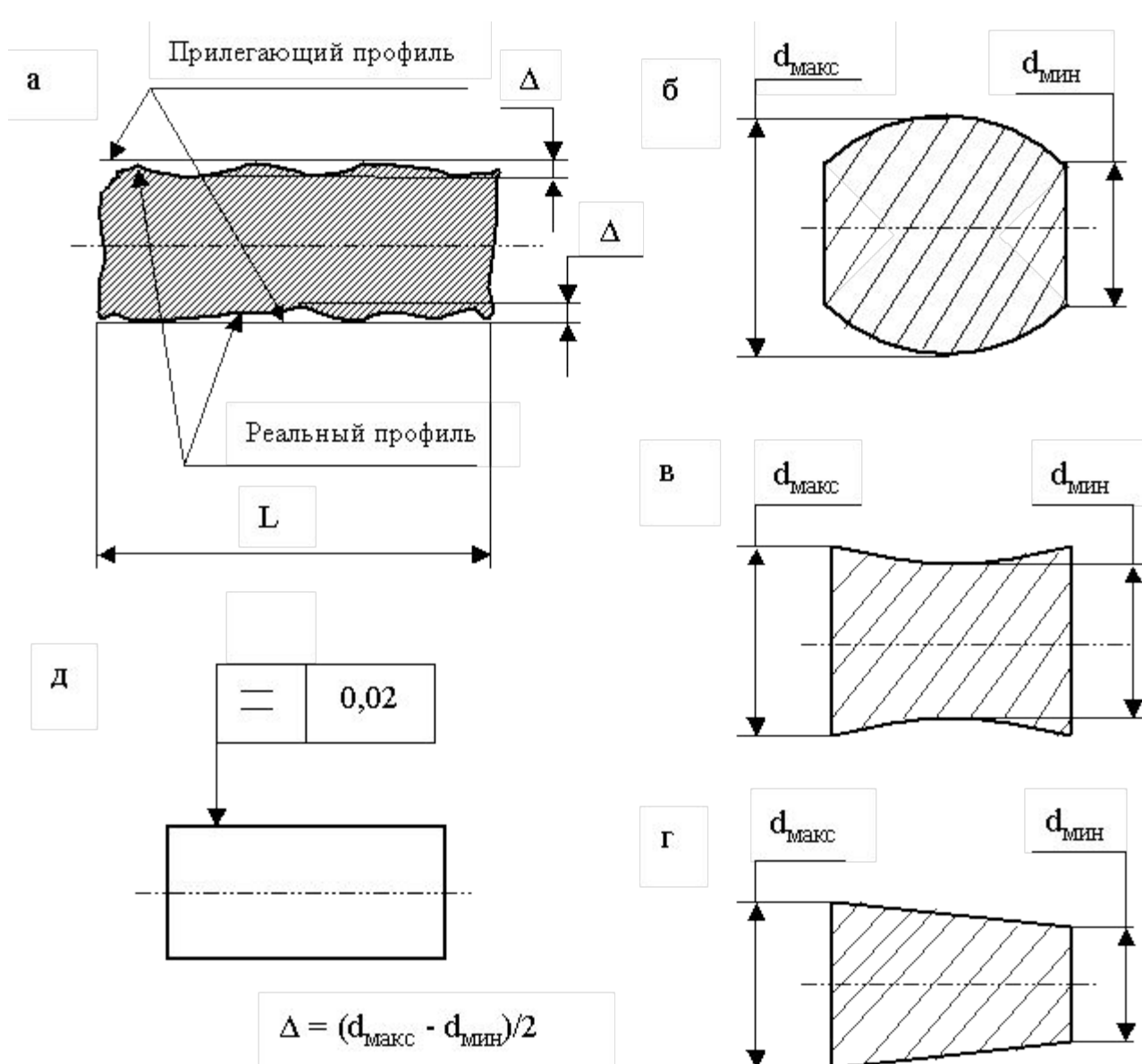


Рис. 3.6. Отклонение профиля продольного сечения:
 а – прилегающий профиль; б – бочкообразность; в – седлообразность;
 г – конусообразность; д – обозначение на чертеже

Таким образом, **отклонение от прямолинейности в плоскости** - это наибольшее расстояние Δ (Е) от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка.

Отклонение от плоскостности - это наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости.

Отклонение от цилиндричности - это максимальное расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра.

Отклонение от круглости - это максимальное расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности. Этим показателем определяется отклонение формы цилиндрических деталей в плоскости, перпендикулярной оси симметрии.

Отклонение профиля продольного сечения - это максимальное расстояние от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящих через ее ось симметрии, до соответствующей стороны прилегающего профиля.

Отклонения расположения поверхностей

Отклонение расположения поверхности или **профиля** детали - это отклонение их реального положения от выбранной **базы**, которой могут быть поверхность, линия или точка той же детали. **Базой** называется элемент детали, по отношению к которому задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента.

Таблица 3.2

Наименование нормируемого параметра	Знак допуска
Отклонение от параллельности	
Отклонение от перпендикулярности	
Отклонение наклона	
Отклонение от соосности	
Отклонение от симметричности	
Позиционное отклонение	
Отклонение от пересечения осей	

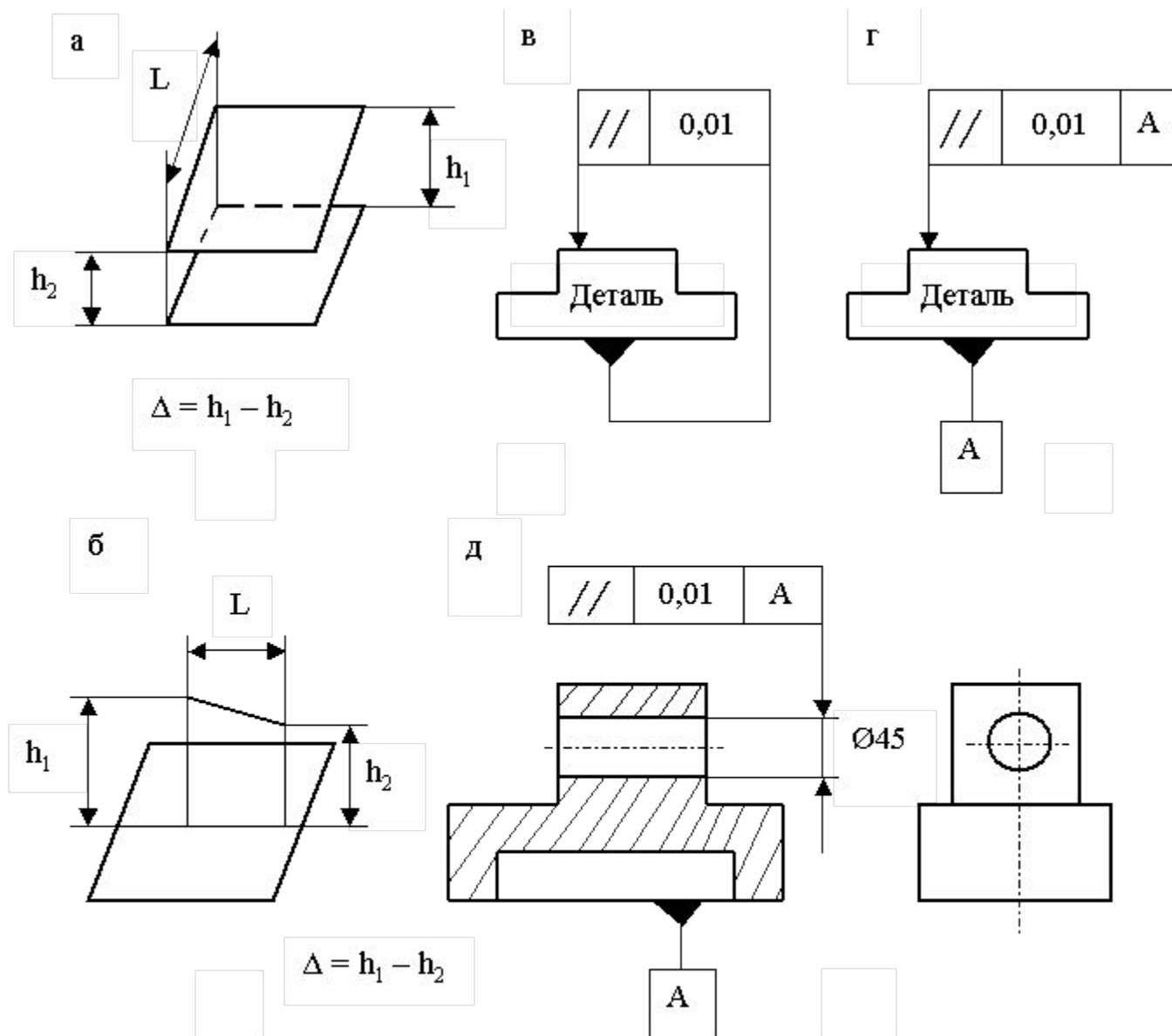


Рис. 3.7. Отклонение от параллельности:
а – плоскостей; б – прямой и плоскости; в, г, д – варианты условных обозначений

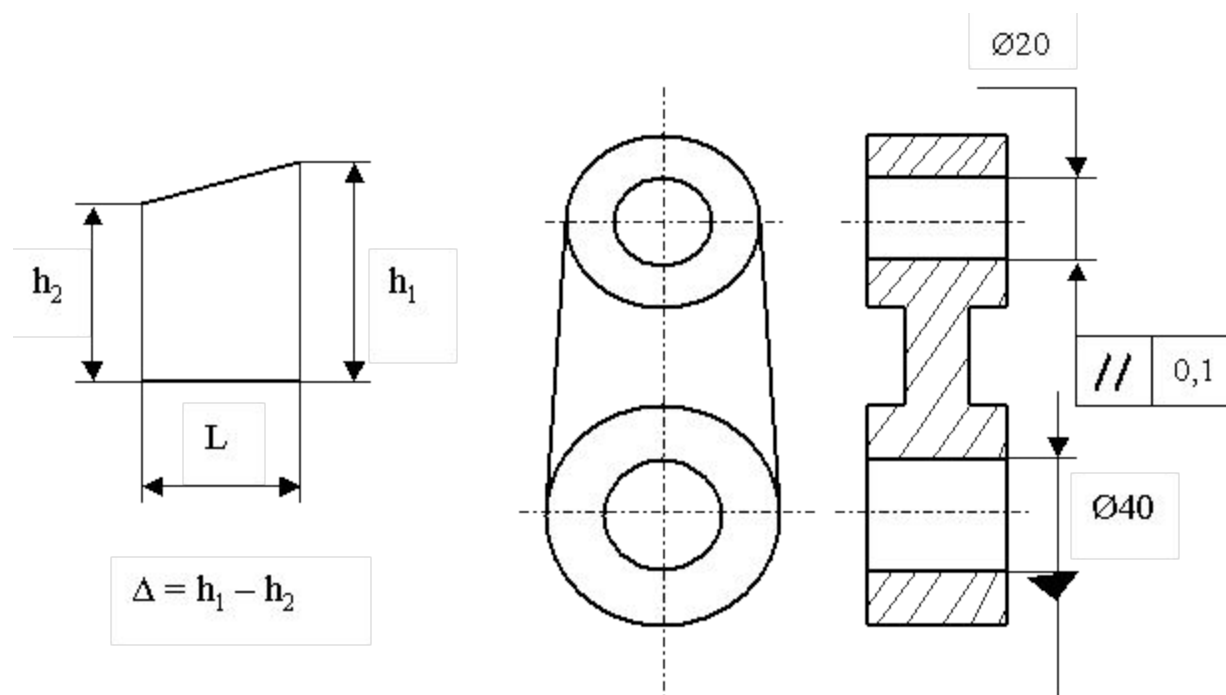


Рис. 3.8. Отклонение от параллельности осей в плоскости

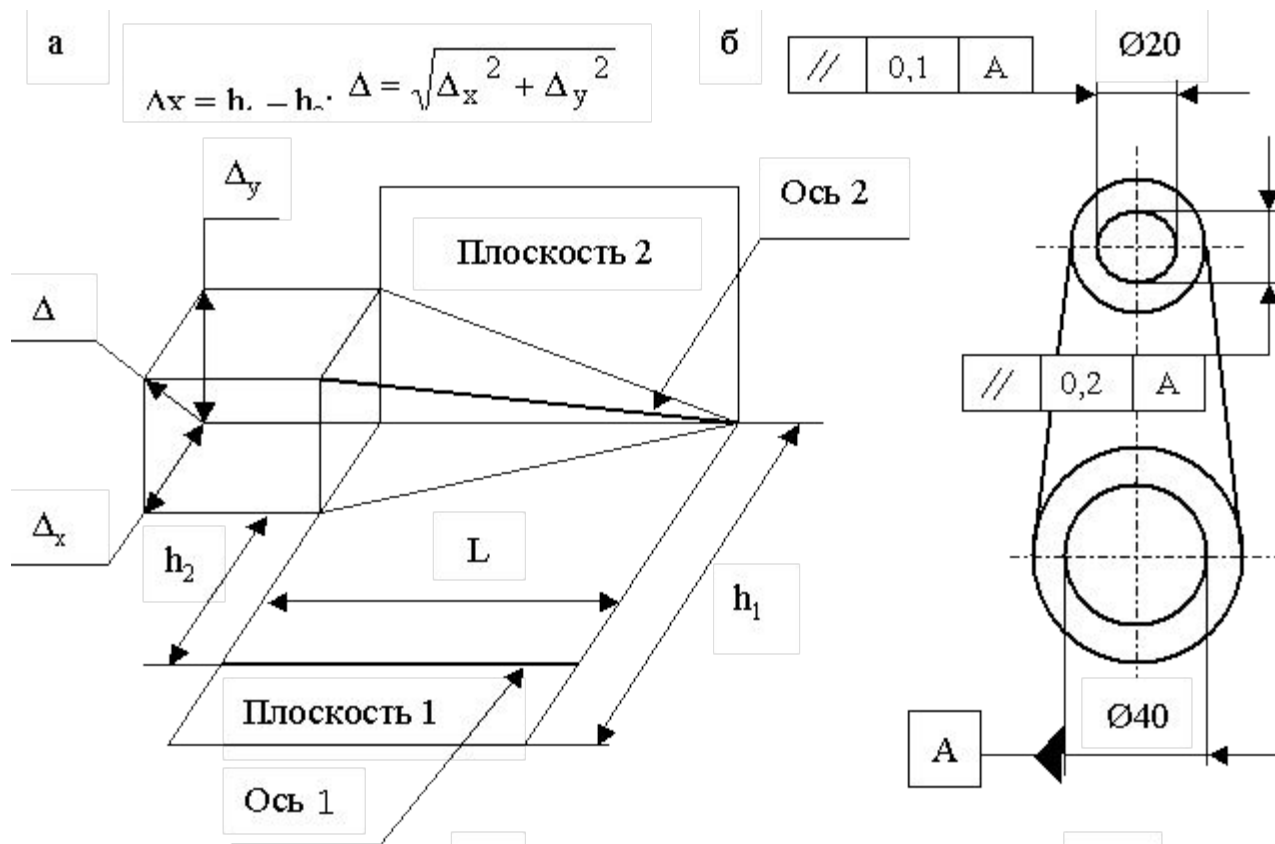


Рис. 3.9. Отклонение от параллельности осей в пространстве:
а – отклонение от параллельности; б – условное обозначение

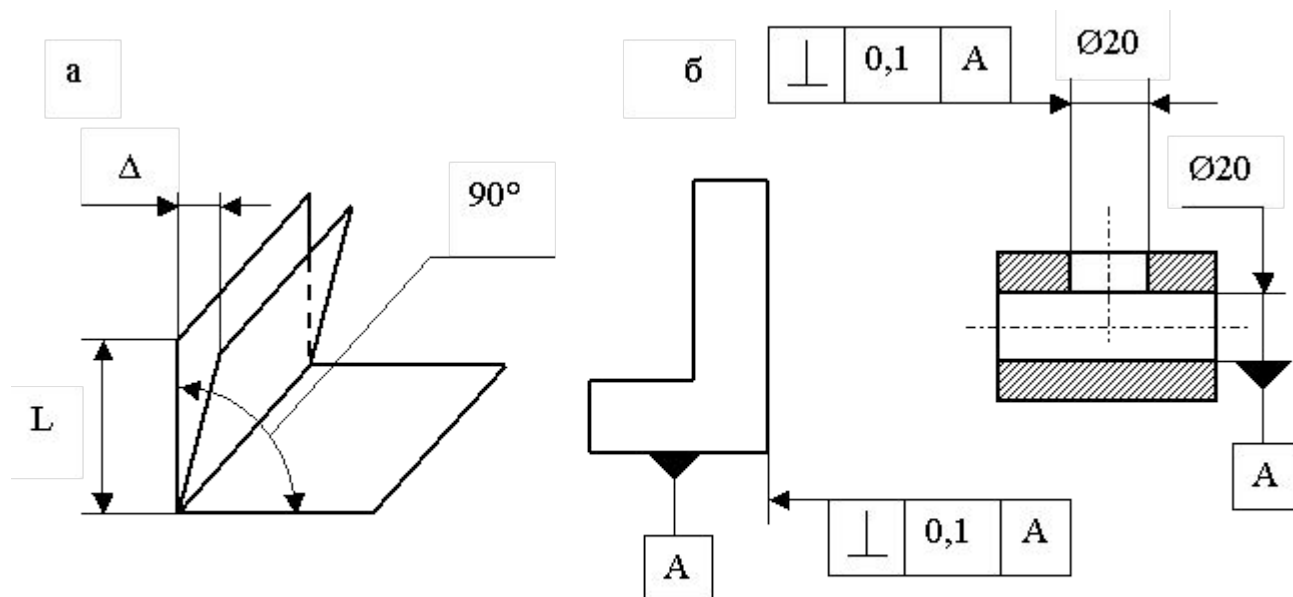


Рис. 3.10. Отклонение от перпендикулярности: а – плоскостей; б - осей

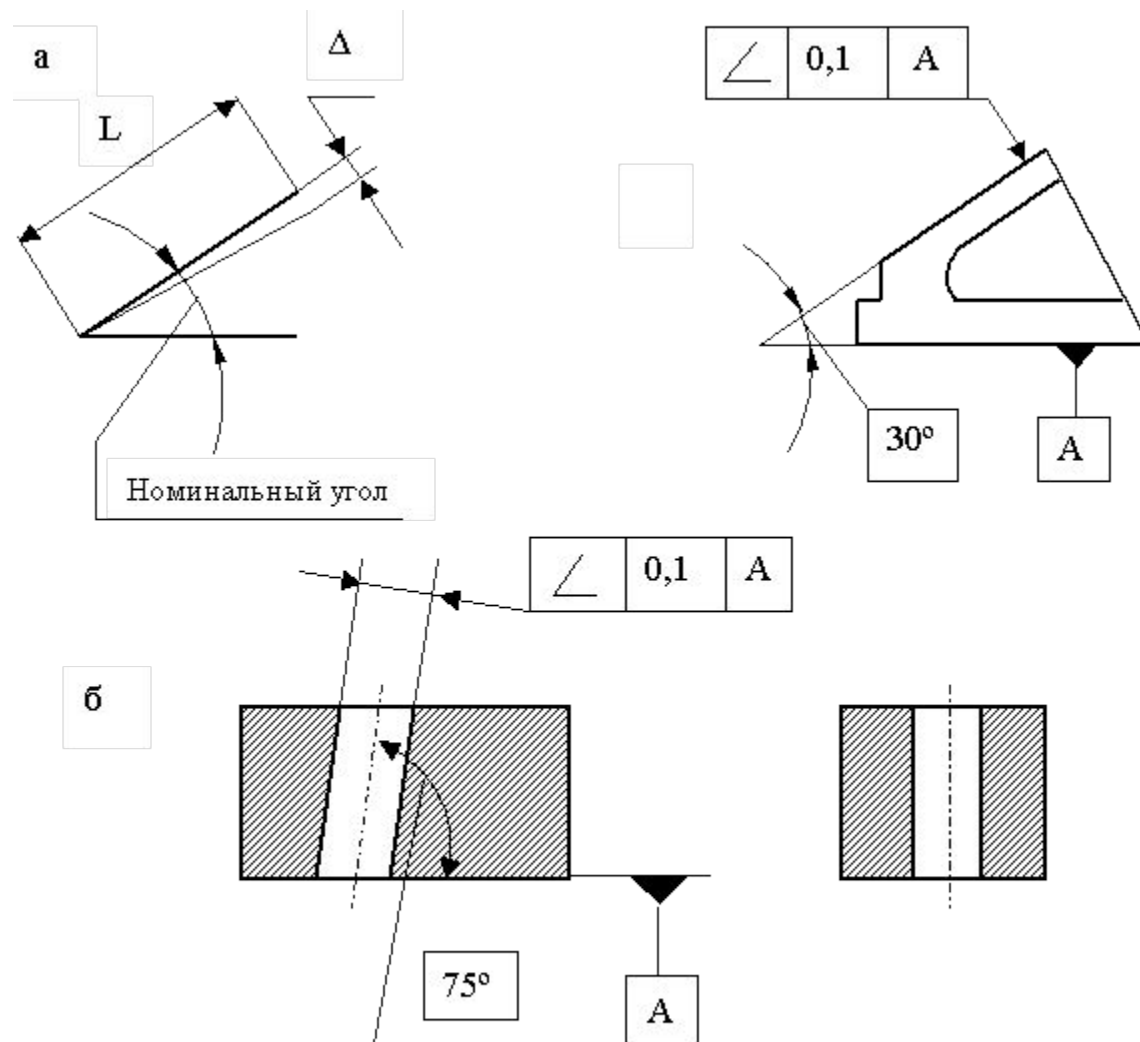


Рис. 3.11. Отклонение наклона:
а – угла между плоскостями; б – угла между осью и плоскостью

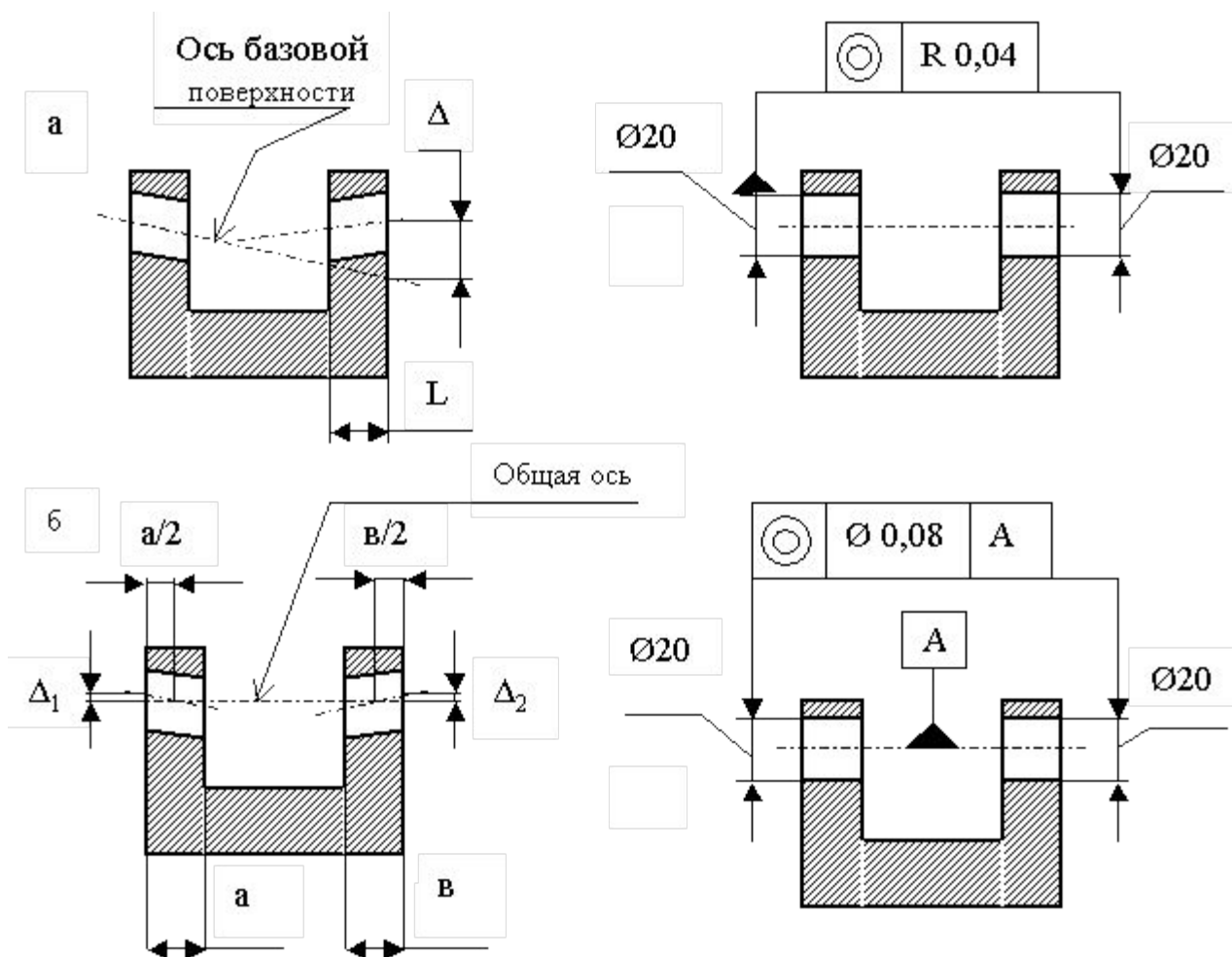


Рис. 3.12. Отклонение от соосности: а – от базовой оси; б – от общей оси

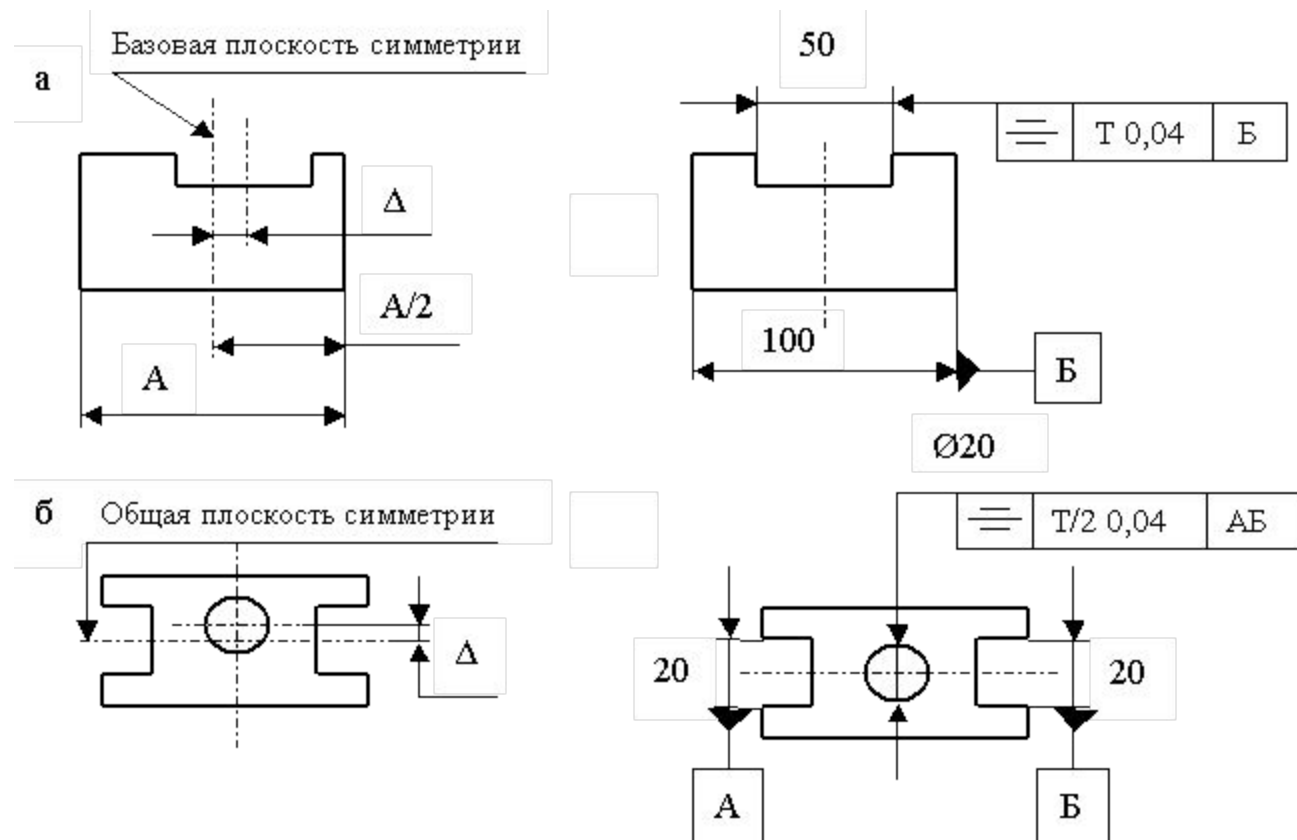


Рис. 3.13. Отклонение от симметричности:
 а – относительно базовой плоскости симметрии; б – относительно общей
 плоскости симметрии

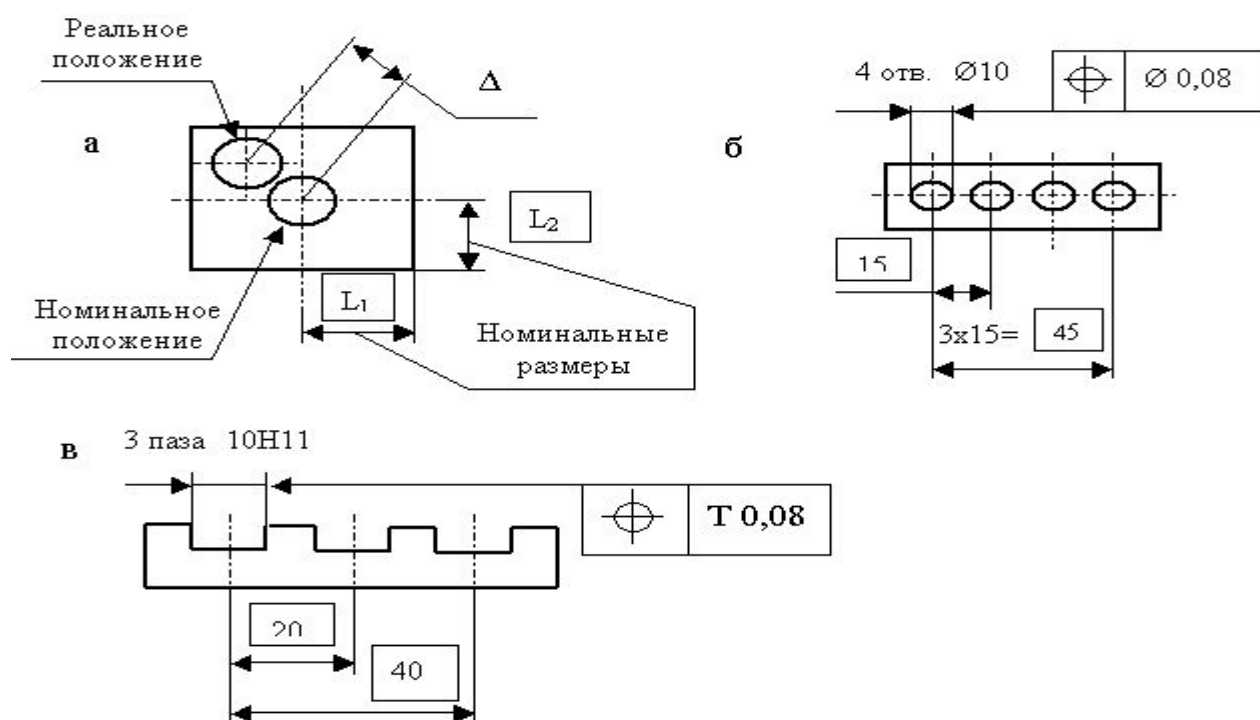


Рис. 3.14. Позиционное отклонение: а - позиционное отклонение; б, в – обозначение позиционного отклонения

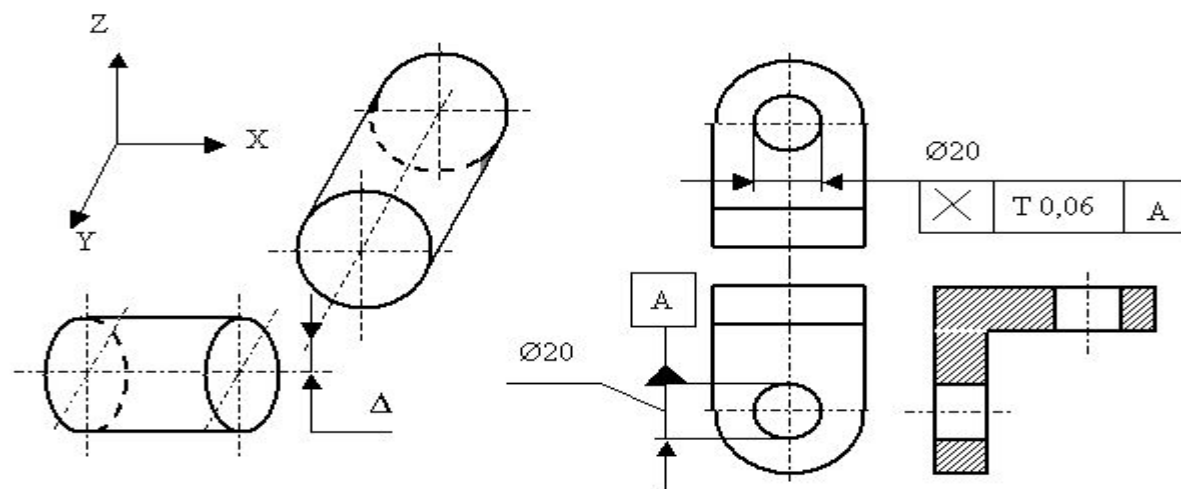


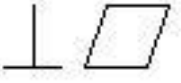
Рис. 3.15. Отклонение от пересечения осей

Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей

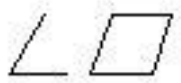
Допускается использовать любые сочетания отклонений формы и

	0,01	A
--	------	---

- суммарное отклонение от параллельности и плоскостности.

	0,01	A
--	------	---

- суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности.

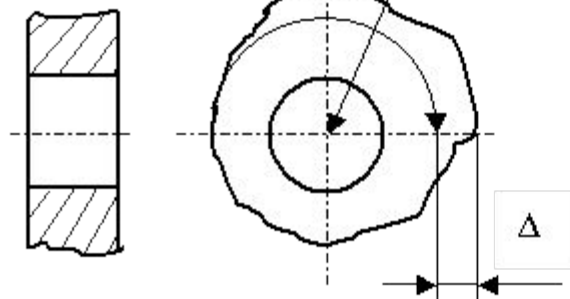
	0,01	A
--	------	---

- суммарное отклонение от наклона и плоскостности.

Однако есть такие сочетания отклонений, которые постоянно используются при нормировании точности деталей цилиндрической формы.

Для этих сочетаний установлены специальные знаки. Эти отклонения и знаки, которыми они обозначены, рассмотрены ниже.

а



б

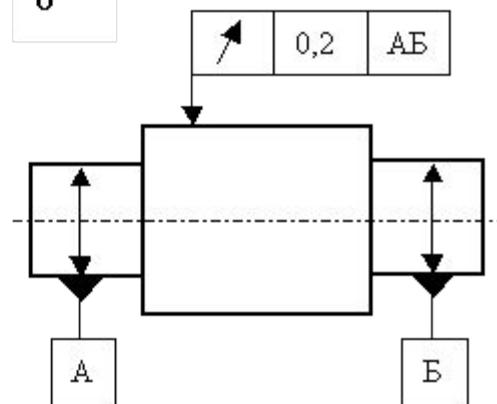
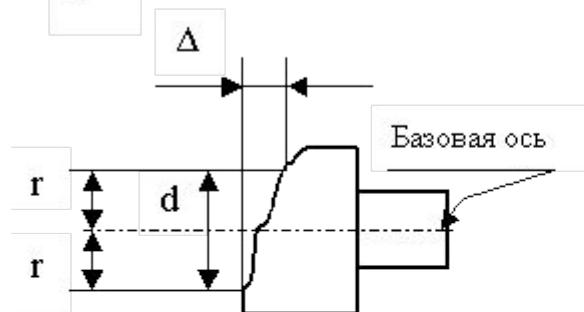


Рис. 3.16. Радиальное биение:
а – радиальное биение; б – обозначение радиального биения

а



б

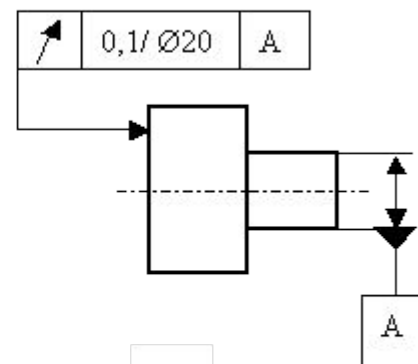


Рис. 3.17. Торцевое биение:
а – торцевое биение; б – обозначение торцевого биения

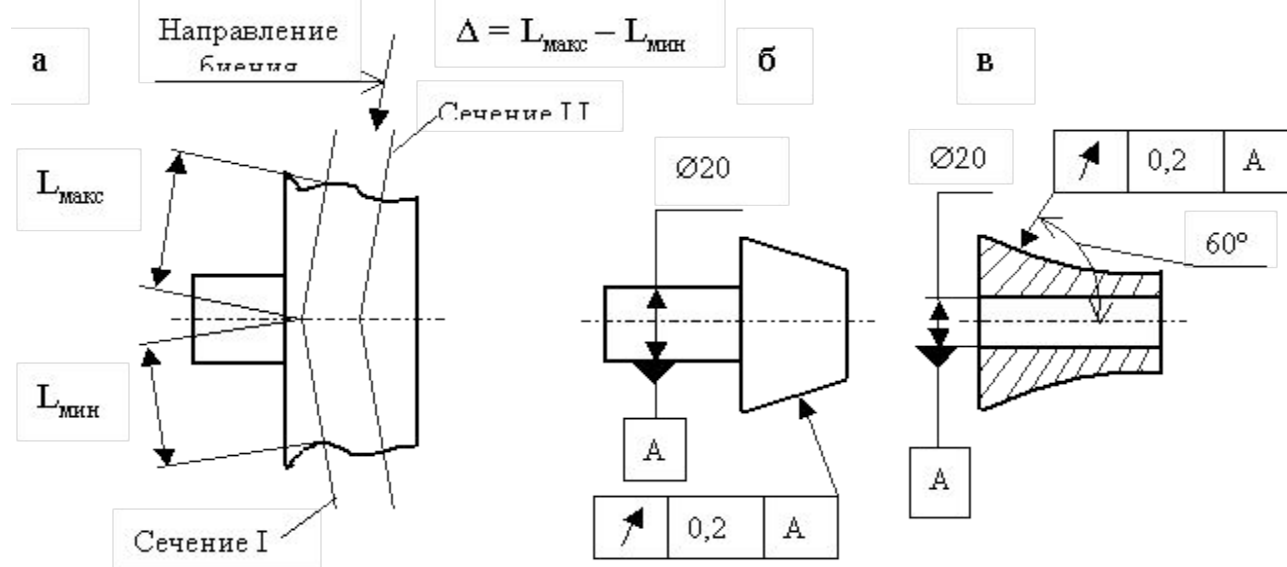


Рис. 3.18. Биение в заданном направлении:
а - биение в заданном направлении; б, в – обозначение биения в заданном направлении

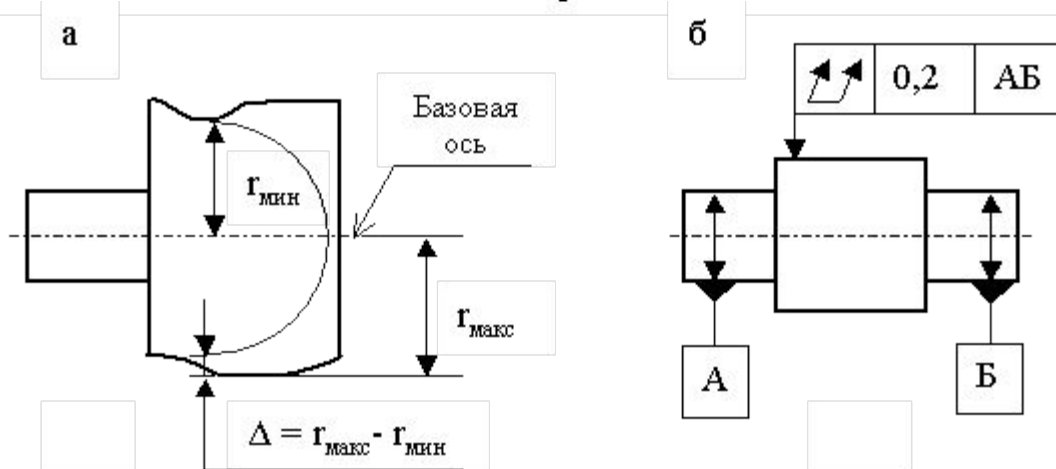


Рис. 3.19. Полное радиальное биение:
а – полное радиальное биения; б – обозначение полного радиального биения

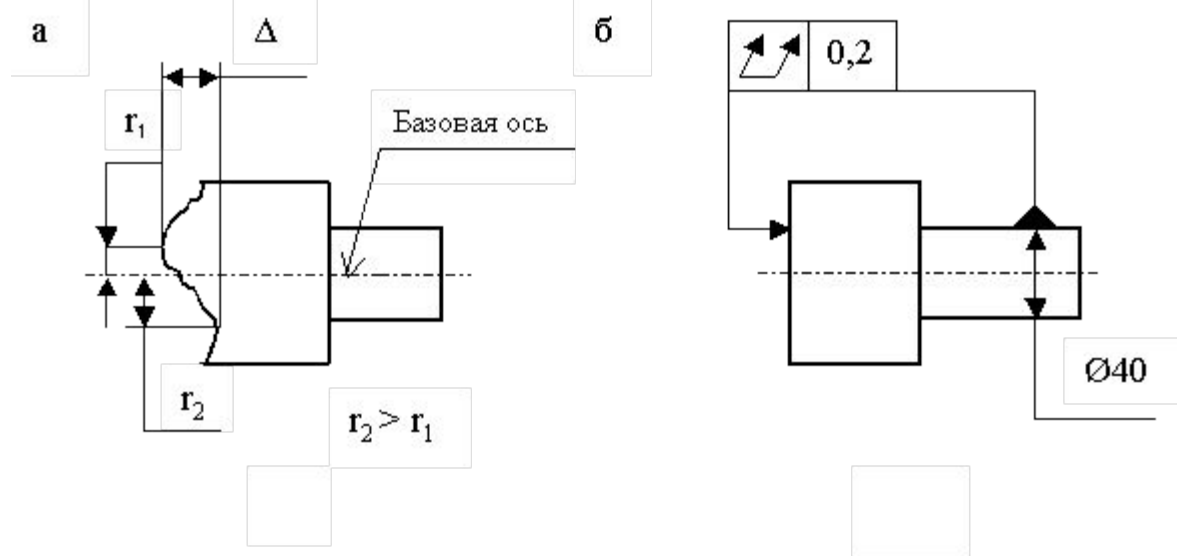


Рис. 3.20. Полное торцевое биение:
а – полное торцевое биение; б – обозначение полного торцевого биения

Полное радиальное биение - это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной цилиндрической поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси (рис.3.19, а).

Полное торцевое биение - это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис.3.20, а).

Отклонение формы заданного профиля или поверхности - это наибольшее отклонение точек реального профиля или поверхности от номинального, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка (рис.3.21, а).

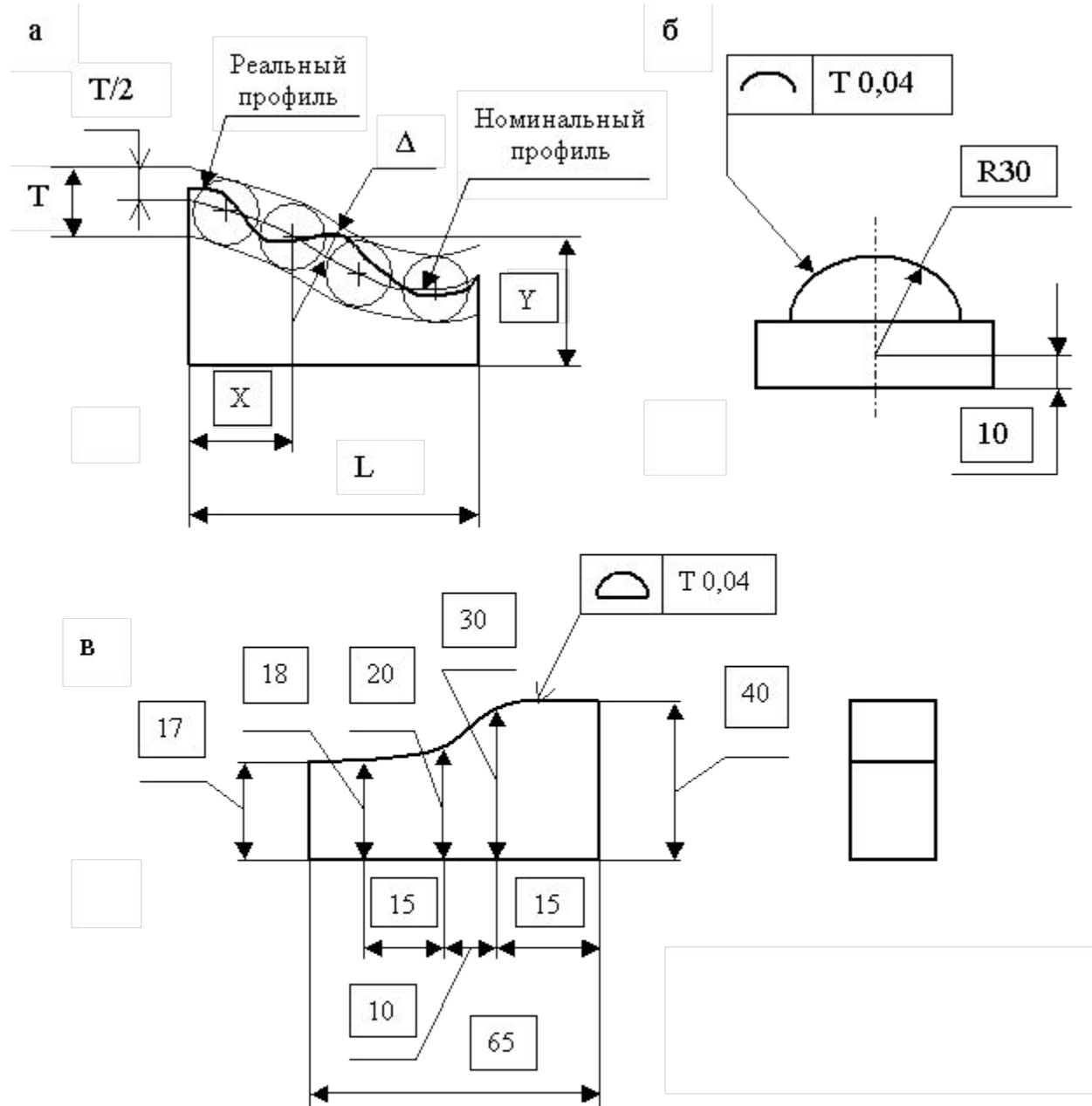


Рис. 3.21. Отклонения формы заданного профиля (а, б) или поверхности (в)

Радиальное биение - это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис.3.16, б).

Радиальное биение является суммой отклонений от круглости и соосности.

Торцевое биение - это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости перпендикулярной базовой оси, измеренной на определенном (заданном) диаметре (рис.3.17, а).

Торцевое биение является суммой отклонений от плоскостности и перпендикулярности.

Биение в заданном направлении - это разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении этой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая параллельна направлению биения (рис.3.18, а).

Биение в заданном направлении является суммой отклонений от круглости и соосности.

Для того чтобы определить полное торцевое биение, надо найти в пределах всей нормируемой торцевой поверхности наибольшее и наименьшее расстояния до плоскости, перпендикулярной базовой оси и взять их разность. В то время как торцевое биение определяется как разность наибольшего и наименьшего расстояний до вышеуказанной плоскости для той окружности в пределах нормируемой торцевой поверхности, где эта разность имеет максимальное значение. Полное торцевое биение является суммой отклонений от плоскостности и перпендикулярности.

Зависимые отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

Отклонения формы и расположения поверхностей могут зависеть от действительных размеров соединяемых элементов.

Зависимый допуск расположения или формы - допуск, указываемый на чертеже или других технических документах в виде значения, которое допускается превышать на значение, зависящее от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента или базы от наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия.

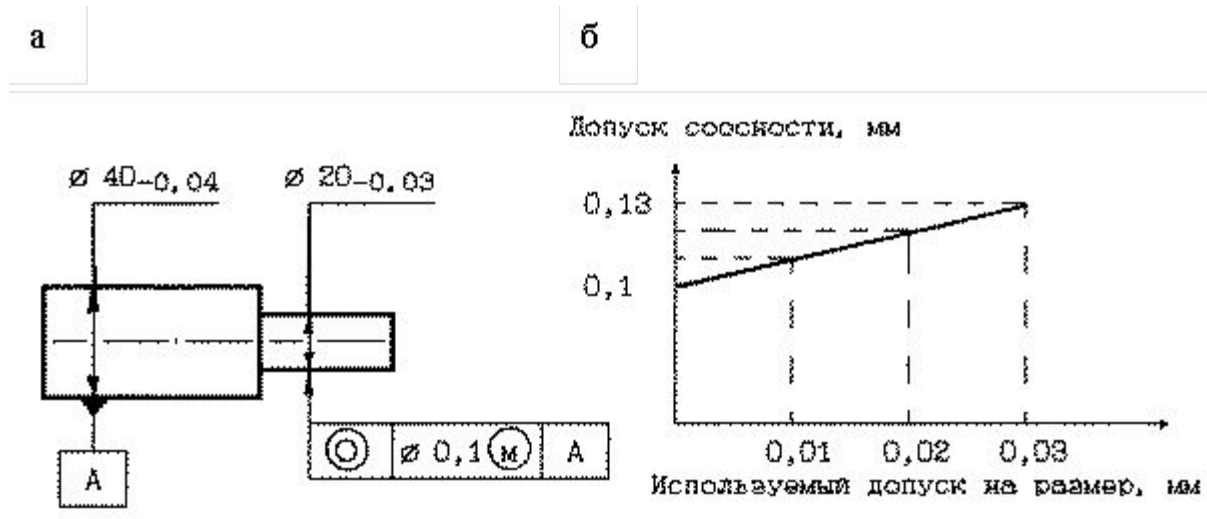
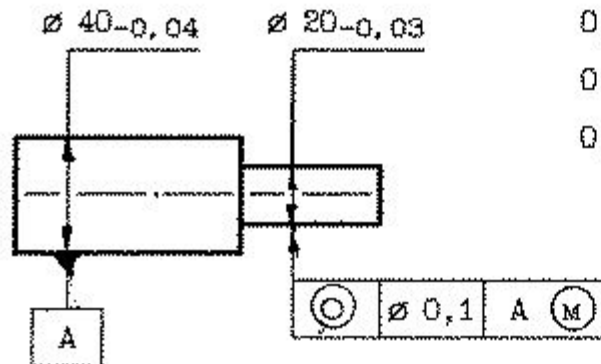


Рис. 3.22. Допуск отклонения от соосности, зависящий от действительного размера (а) и значения допуска при разных значениях действительного размера (б)

Итак, **зависимое отклонение (допуск) формы и расположения поверхностей** - это отклонение (допуск), зависящее от действительных размеров поверхности, минимальная величина которого назначается конструктором и указывается на чертеже и которое допускается превышать на величину отклонения действительного размера от наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия.

Так, если диаметры вала сделаны по наименьшим предельным размерам, т.е. 19,97 мм и 39,96 мм, то допуск на соосность будет равен:
 $0,1 \text{ (заданный)} + 0,03 \text{ (при } \varnothing 19,97) + 0,04 \text{ (при } \varnothing 39,96) = 0,17 \text{ мм.}$

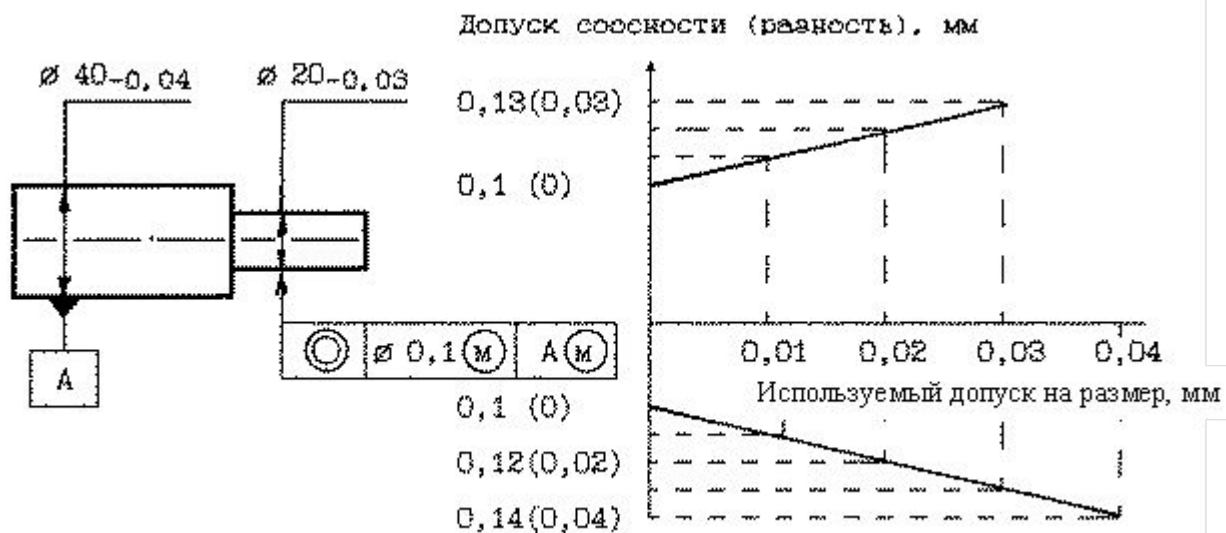
а



б



Рис. 3.23. Допуск отклонения от соосности, зависящий от действительного размера (а) и значения допуска при разных значениях действительного размера (б)



Числовые значения отклонений (допусков) формы и расположения поверхностей

Согласно ГОСТ 24643 (Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски расположения. Числовые значения), для каждого вида отклонений формы и расположения поверхностей установлено 16 степеней точности. В данном случае термин "квалитет" заменен на термин "степень точности".

Установлено три уровня зависимости отклонений от допуска размера в процентах; А - нормальная точность, когда отклонение составляет примерно 60% от допуска размера; В - повышенная точность, когда отклонение составляет примерно 40% от допуска размера; С - высокая точность, когда отклонение составляет 25% от допуска размера.

Отклонения от формы цилиндрической поверхности (отклонение от круглости, радиальное биение и полное радиальное биение), соответствующие указанным уровням, составляют примерно 30, 20 и 12% допуска размера, т.к. в данном случае нормируется отклонение радиуса цилиндрической поверхности.

НОРМИРОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К НЕРОВНОСТЯМ НА ПОВЕРХНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ (ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ)

Шероховатостью поверхности называется совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная на определенной (базовой) длине.

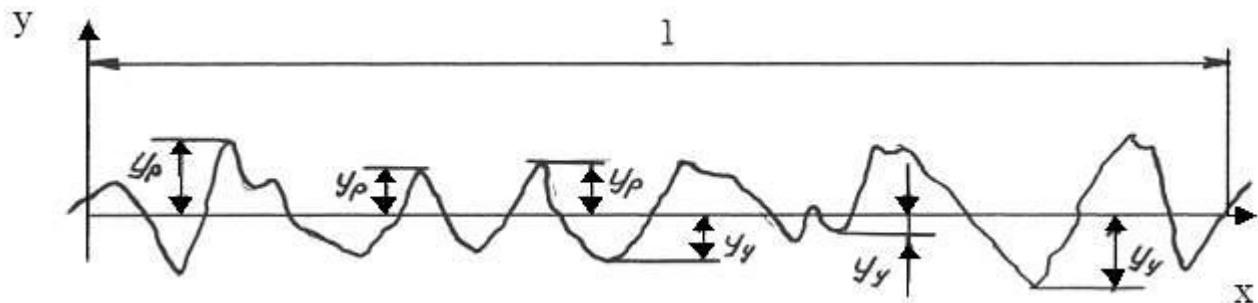


Рис. 4.1. Поверхностные неровности

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra - это среднее арифметическое абсолютное значение отклонений профиля в пределах базовой длины (рис.4.2).

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y|$$
 где l - базовая длина;
n - число выбранных точек профиля на базовой длине.

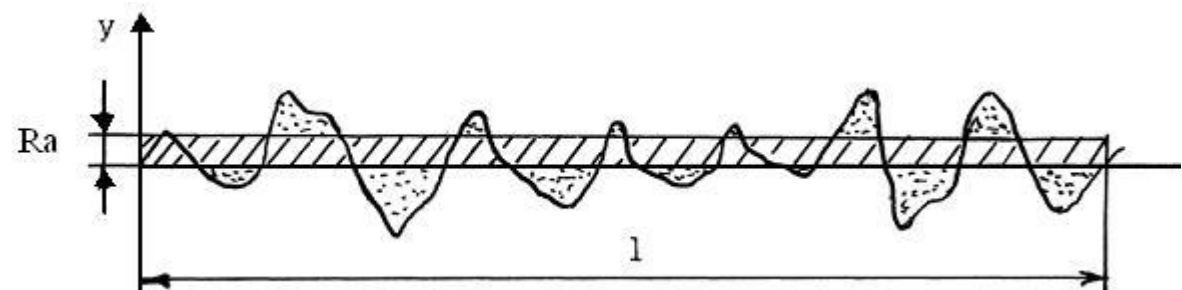


Рис. 4.2. Среднее арифметическое отклонение профиля (Ra)

Высота неровностей по десяти точкам

Высота неровностей по десяти точкам R_z - это сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины (рис.4.3).

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{yi}|}{5}$$

где U_{pi} - высота i -го наибольшего профиля выступа;
 U_{yi} - глубина i -й наибольшей впадины профиля.

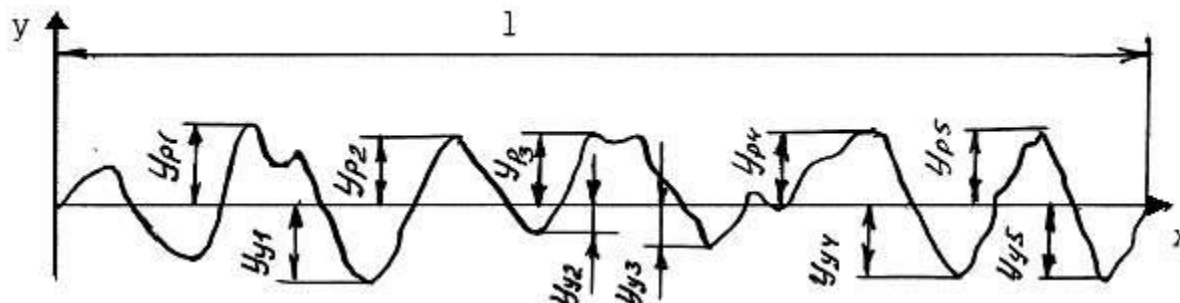
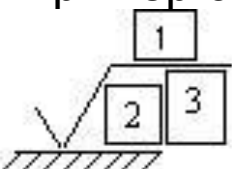


Рис. 4.3. Высоты неровностей профиля по десяти точкам (R_z)

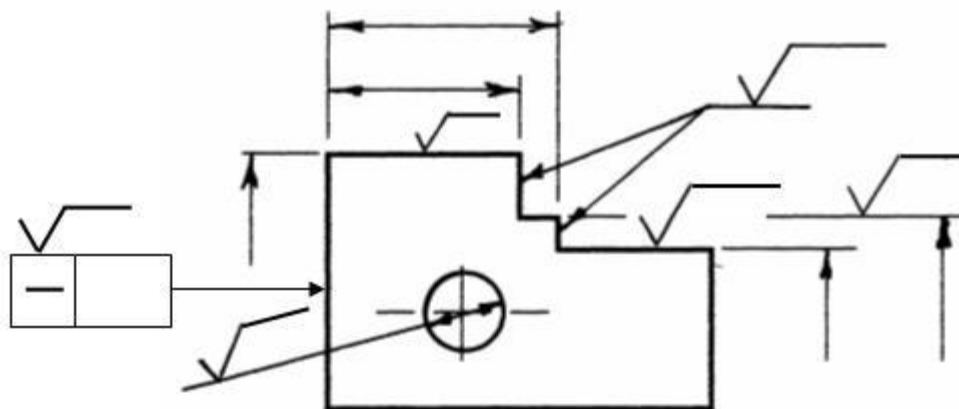
Пример структуры обозначений шероховатости:



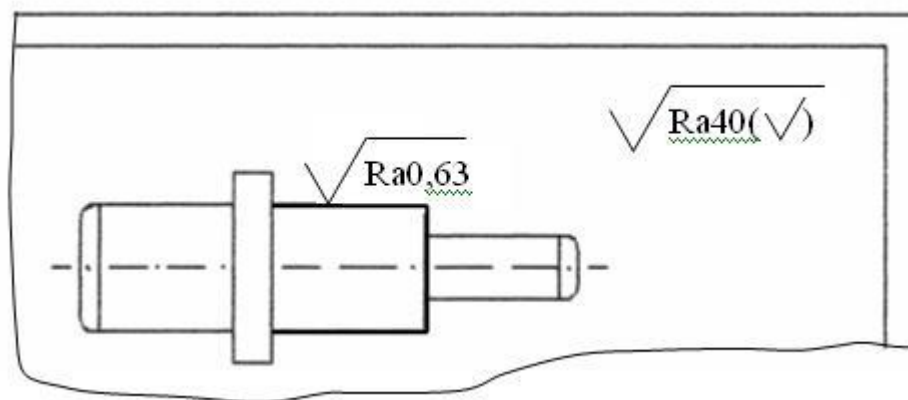
1 - способ обработки поверхности.

2 - условное обозначение направления неровностей.

3 - базовая длина по ГОСТ 2789/ параметр (параметры) шероховатости по ГОСТ 278



Расположение знаков на чертеже детали с требованиями к поверхностным неровностям



Указание требований к поверхностным неровностям, одинаковым для нескольких элементов детали

Таблица 4.1 Соотношение между параметрами шероховатости

Ra, мкм	80	40	20	10	5	2.5	1.25	0.63	0.32	0.16	0.08	0.04	0.02	0.01
Rz, мкм	320	160	80	40	20	10	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05
	▽1	▽2	▽3	▽4	▽5	▽6	▽7	▽8	▽9	▽10	▽11	▽12	▽13	▽14

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ, СОПРЯГАЕМЫХ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

Подшипник - это деталь или узел механизма, являющийся опорой для вращающихся валов.

По принципу работы подшипники разделяются на подшипники скольжения и качения. Подшипники скольжения образуют комплект цилиндрических или сферических поверхностей и работают в условиях жидкостного, смешанного или сухого трения. Подшипники качения изготавливаются специализированной отраслью промышленности, в которой имеются отличия от других отраслей машиностроения в отношении некоторых вопросов нормирования точности.

Подшипник качения - это стандартный узел, обладающий внешней взаимозаменяемостью своими присоединительными поверхностями; D - наружный диаметр наружного кольца (рис.5.1), d - внутренний диаметр внутреннего кольца, B - ширина (высота) колец подшипника при одинаковой ширине наружного и внутреннего колец.

Установлено несколько классов точности подшипников (ГОСТ 520) в зависимости от используемых тел качения и от направления воспринимаемой нагрузки:

классы 0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых.

классы 0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

классы 0, 6Х, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Наиболее грубым является класс 0, а наиболее точными - классы 2 и Т. Помимо этих классов, нормируются дополнительные, более грубые классы 8 и 7, по точности ниже, чем класс 0. Эти классы поставляются по заказам потребителей.

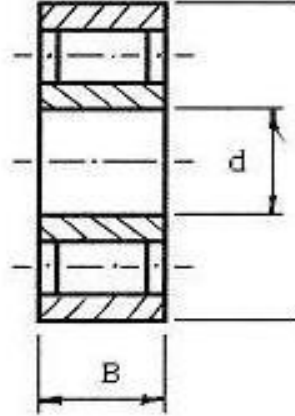


Рис. 5.1. Общий вид подшипника качения (роликовый)

Класс точности подшипника характеризуется целым комплексом точностных требований, относящихся к отклонениям размеров, формы и расположения:

1. Требования к точности присоединительных размеров D , d , B , отклонений формы и расположения поверхностей колец и тел вращения, шероховатости присоединительных поверхностей.
2. Радиальное и торцевое (осевое) биение либо подшипника в сборе, либо отдельных колец.

Помимо класса точности для подшипников качения устанавливают три категории А, В и С в зависимости от нормирования других показателей точности, являющихся дополнительными к основным точностным требованиям.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т, если к ним предъявляются дополнительные повышенные требования в отношении вибрации или в отношении волнистости и отклонения от круглости и волнистости поверхности качения и т.д.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5, для которых нормируется дополнительно одно из требований, например регламентируются требования в отношении вибрации и т.д. аналогично категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибраций, момента трения и другим требованиям.

1. Требования к точности присоединительных размеров D , d , B , отклонений формы и расположения поверхностей колец и тел вращения, шероховатости присоединительных поверхностей.

2. Радиальное и торцевое (осевое) биение либо подшипника в сборе, либо отдельных колец.

Помимо класса точности для подшипников качения устанавливают три категории А, В и С в зависимости от нормирования других показателей точности, являющихся дополнительными к основным точностным требованиям.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т, если к ним предъявляются дополнительные повышенные требования в отношении вибрации или в отношении волнистости и отклонения от круглости и волнистости поверхности качения и т.д.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5, для которых нормируется дополнительно одно из требований, например регламентируются требования в отношении вибрации и т.д. аналогично категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибраций, момента трения и другим требованиям.

Посадки подшипников качения

Поля допусков колец подшипников качения

Классы точности подшипников качения характеризуются допуском на размер. Для образования посадки необходимо нормировать основное отклонение и направление расположения допуска относительно него, т.е. нормировать поле допуска.

Основное отклонение посадочных мест колец подшипников обозначается буквой L для диаметра отверстия (внутреннего кольца подшипника), а основное отклонение вала (наружного кольца подшипника) - буквой 1.

Для среднего диаметра отверстия подшипника (внутреннего кольца подшипника) установлены поля допусков LO, L6, L5, L4, L2.

Для среднего диаметра вала (наружного кольца подшипника) установлены поля допусков 10, 16, 15, 14, 12 (рис. 5.2).

Поле допуска для среднего диаметра наружного кольца D_m расположено, как и поле допуска основного вала, в системе допусков и посадок, т.е. "в тело" вала (в минус).

Расположение поля допуска для среднего диаметра d_m кольца (внутреннего диаметра) отличается от расположения поля допуска для основного отверстия в системе допусков и посадок (поле допуска для внутреннего кольца подшипника d_m также расположено в минус, как для вала, т.е. "из тела" детали, а в системе допусков и посадок для основного отверстия поле допуска расположено со знаком плюс).

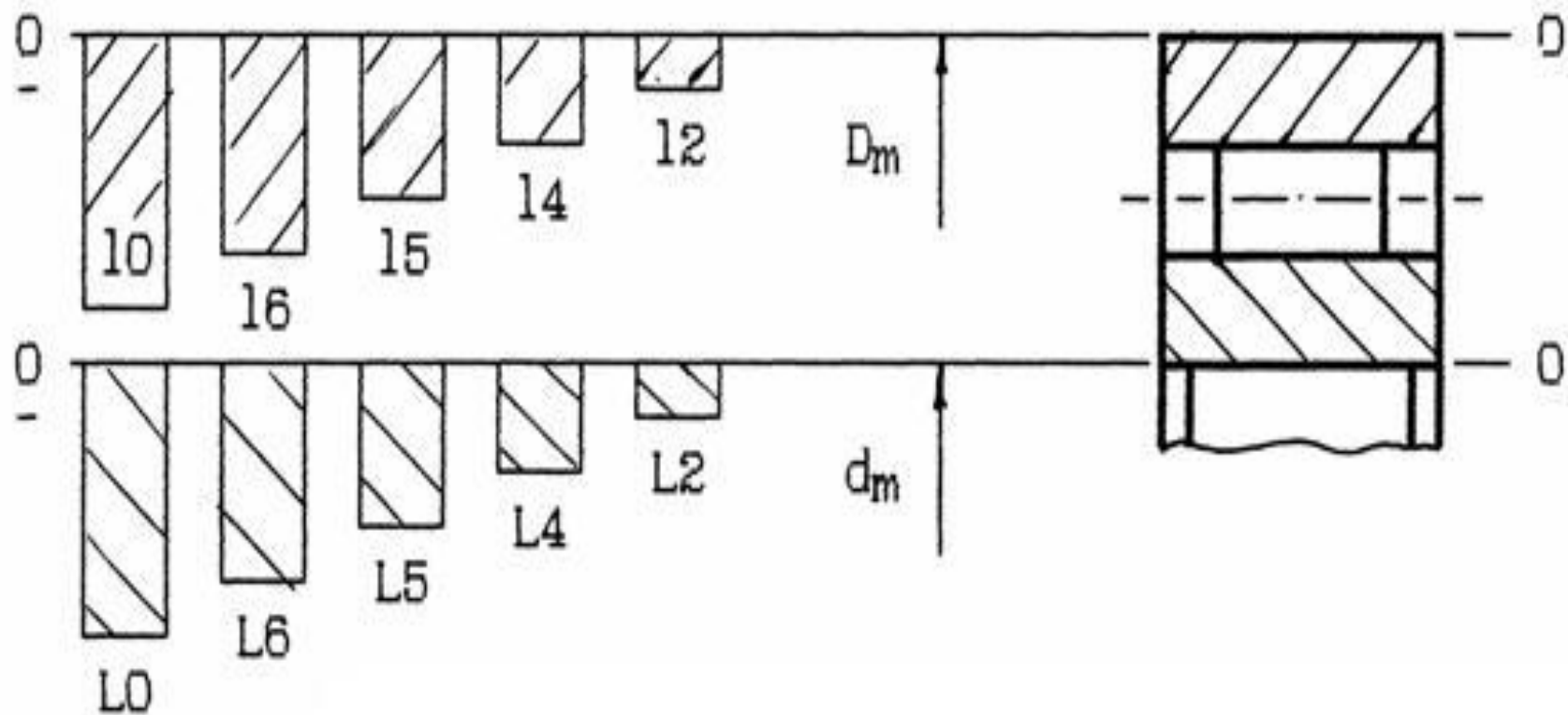


Рис. 5.2. Схема расположения полей допусков на наружный диаметр и диаметр отверстия подшипников качения

Поскольку кольца подшипника являются податливым звеном, то при их установке часто используются или переходные посадки, или посадки с небольшим натягом. При переходных посадках получаются или небольшие зазоры (обеспечивающие перемещение одного из колец подшипника в плавающей опоре) или небольшие натяги (обеспечивающие надежность крепления второго кольца подшипника), кольца подшипника при этом практически не деформируются.

Поля допусков для размеров посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Таблица 5.1 Поля допусков валов для основных видов сопряжений по внутреннему кольцу подшипника

Класс точности подшипника	Поля допусков для посадочной поверхности вала
0 и 6	f6, g6, h6, f7 (посадки с зазором) js6, k6, m6, n6 (переходные посадки)
5 и 4	g5, h5 (посадки с зазором) js5, k5, m5, n5 (переходные посадки)
2	g4, h4 (посадки с зазором) js4, k4, m4, n4 (переходные посадки)

Таблица 5.2 Поля допусков отверстий для основных видов сопряжений посадочных поверхностей по наружному кольцу подшипника

Класс точности подшипника	Поля допусков для посадочной поверхности отверстия
0 и 6	G7, H7 (посадки с зазором) JS7, K7, M7, N7 (переходные посадки) P7 (посадка с натягом)
5 и 4	G6, H6 (посадки с зазором) JS6, K6, M6, N6 (переходные посадки)
2	G5, H5 (посадки с зазором) JS5, K5, M5, N5 (переходные посадки)

Посадки подшипников качения на валы и отверстия корпусов

Посадки по наружному диаметру подшипника осуществляются в системе вала, поскольку с приобретением подшипника одновременно приобретается готовый “вал”.

Посадки по внутреннему диаметру подшипника осуществляются в системе отверстия. Как было указано выше, поля допусков отверстия подшипника расположены не в плюс, как у обычных основных отверстий, а в минус - для получения большего количества переходных посадок и посадок с небольшим натягом. В этом особенность посадок в системе отверстия по внутреннему кольцу подшипника.

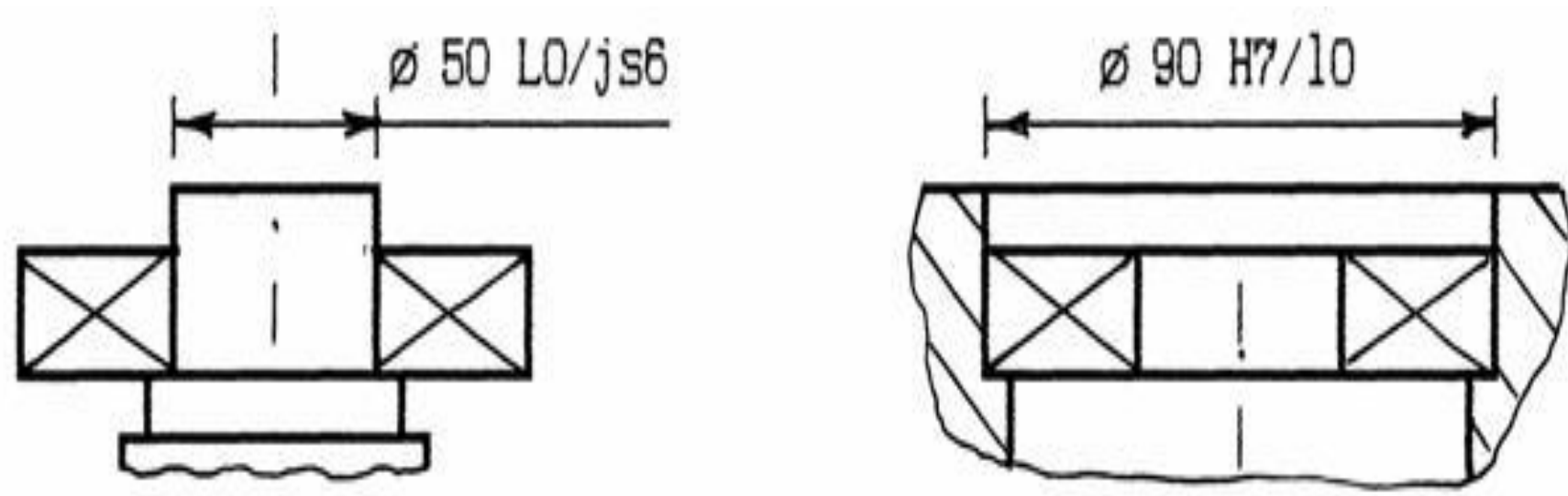


Рис. 5.3. Обозначение на сборочном чертеже посадок подшипника

Технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов под подшипники качения

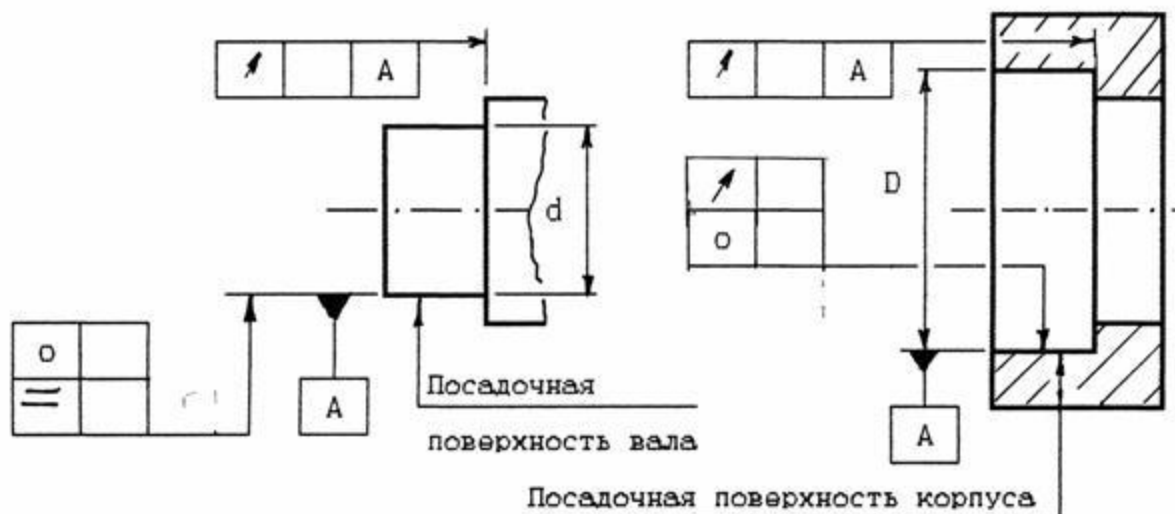


Рис. 5.4. Требования к отклонениям формы и суммарным отклонениям поверхностей под подшипник качения

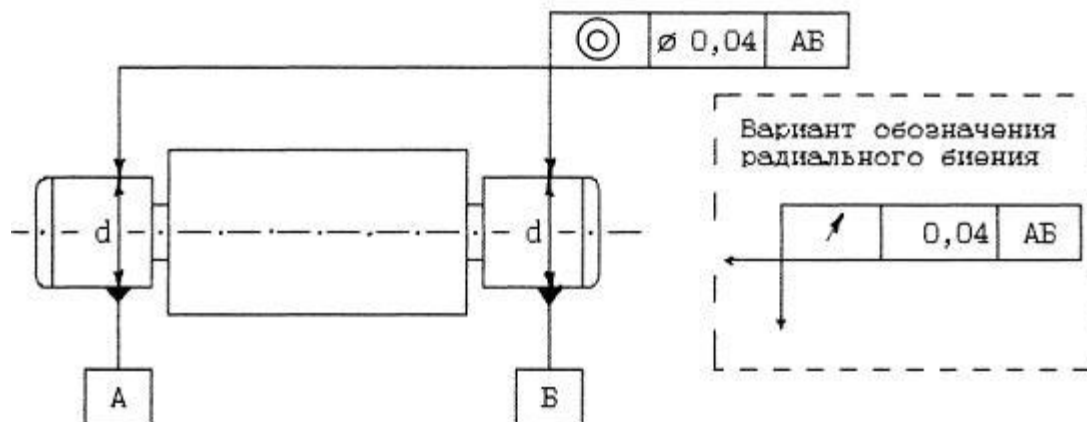


Рис. 5.5. Требования к соосности осей посадочных мест под подшипники

Выбор посадок для колец подшипников

Рекомендации при выборе посадок подшипников

Нельзя устанавливать с большим натягом наружное и внутреннее кольца, так как может произойти заклинивание тел вращения.

Вращающееся кольцо (на валу или в корпусе) должно устанавливаться с гарантированным натягом.

При двухопорном вале (два подшипника на концах вала) посадка одного из невращающихся колец должна быть с гарантированным зазором для компенсации температурных деформаций вала или корпуса.

Таблица 5.3 Шероховатость по параметру Ra для посадочных мест

Посадочная поверхность	Класс точности подшипника	Диаметры подшипника	
		до 80 мм Ra МКМ	свыше 80 до 500 мм Ra МКМ
Вал	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отверстия и корпус	0	1,25	2,5
	6,5,4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63

Кольца подшипника во время работы могут испытывать различные виды нагрузений.

Бывают следующие виды нагрузений: *местное, циркуляционное и колебательное.*

Местное нагружение - такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса (рис.5.6, а). *Кольца, которые подвергаются местному нагружению, должны устанавливаться с гарантированным зазором* или по переходной посадке при минимальном натяге.

Циркуляционным нагружением колец называется такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей длине дорожки качения, а, следовательно, и по всей посадочной поверхности вала или корпуса (рис.5.6, б).

Колебательным нагружением кольца называется такой вид нагружения, при котором неподвижное кольцо подшипника подвергается одновременно воздействию радиальной нагрузки, постоянной по направлению, и вращающейся, меньшей или равной по значению. Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно неподвижной силы, причем она периодически воспринимается и передается соответствующему участку посадочной поверхности (рис.5.6,в).

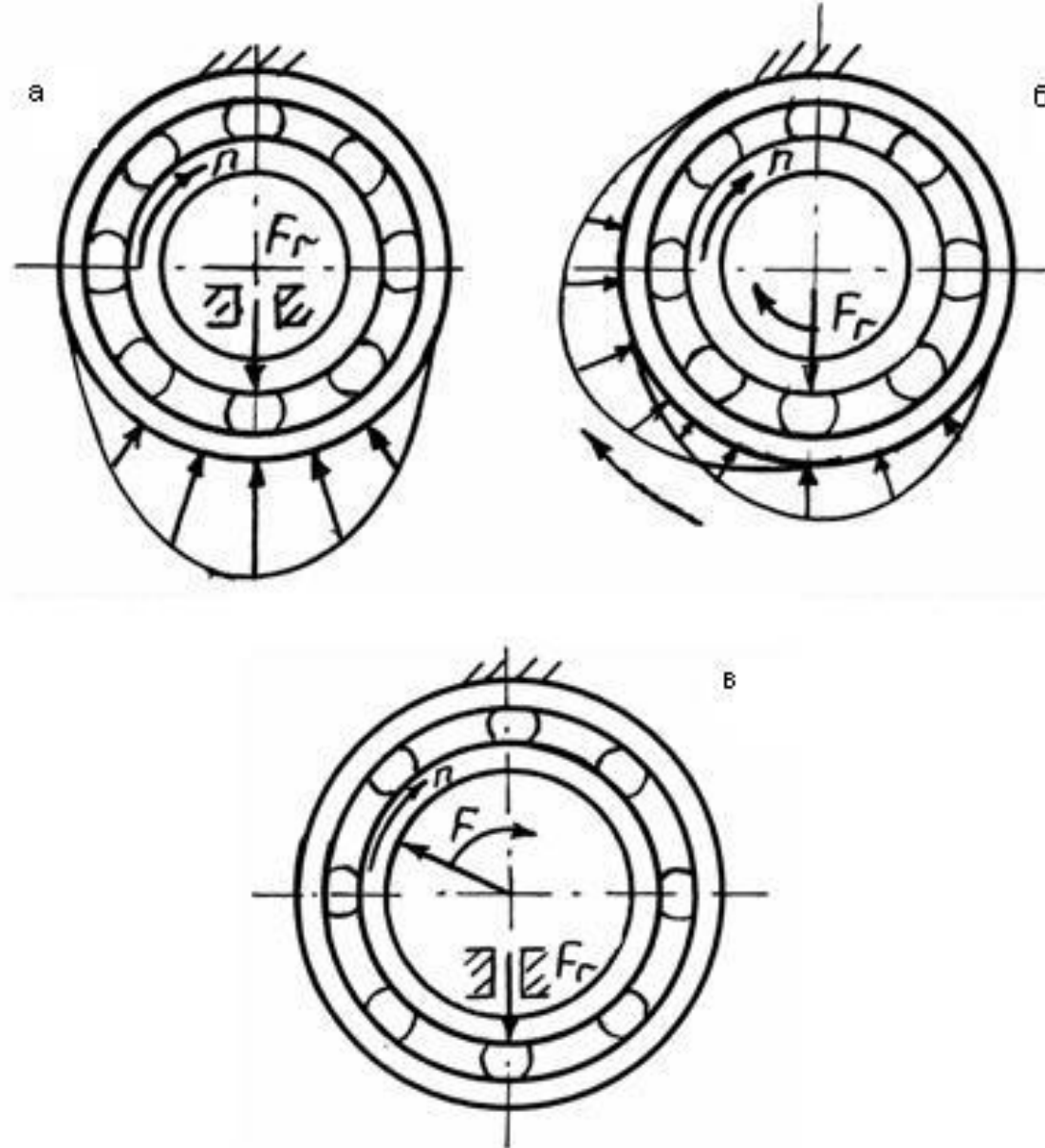


Рис. 5.6. Виды напряжений: а - местное напряжение у наружного кольца и циркуляционное у внутреннего; б - циркуляционное напряжение у наружного кольца; в - колебательное напряжение у наружного кольца и циркуляционное у внутреннего; F_r - радиальная нагрузка, F - вращающаяся радиальная нагрузка

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночное соединение вала с установленным на нем отверстием с помощью шпонки, т.е. с помощью детали, представляющей собой призматический, клинообразный или сегментный брусок.

Соединения призматическими шпонками

Эти соединения (рис.10.1) используются обычно для установки на валах диаметром от 6 до 500 мм.

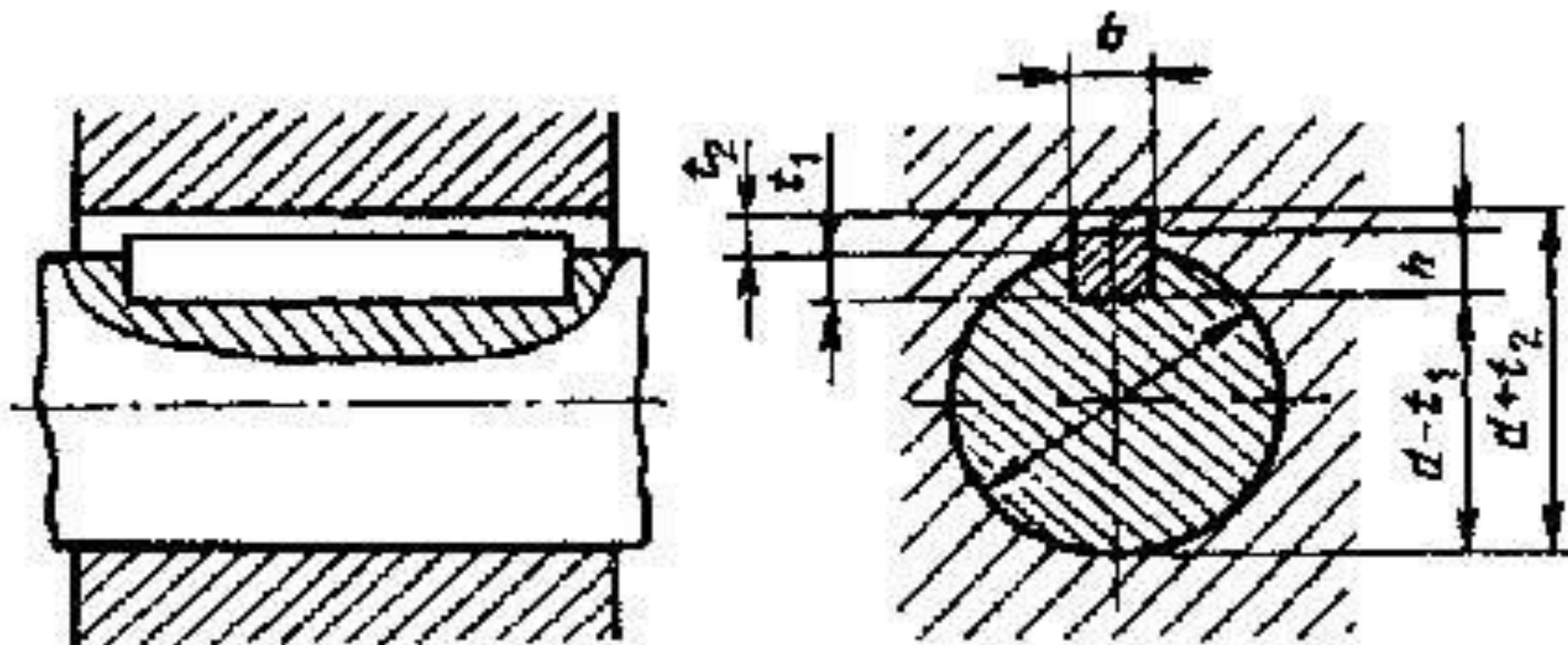


Рис. 10.1. Шпоночное соединение призматическими шпонками

Глубина пазов под шпонку у валов t_1 - от 1,2 до 31 мм, у втулок t_2 - от 1 до 19,5 мм. Для всех шпоночных соединений нормируются значение и точность размера t_1 и t_2 , но допускается на чертежах задавать размер с учетом диаметра, т.е. $d - t_1$ для вала и $d + t_2$ для отверстия. Допускаемые отклонения на размер **глубины пазов** вала и втулки нормируются одинаковыми с плюсовым отклонением, а при нормировании с учетом диаметра отклонение для вала берется со знаком "минус".

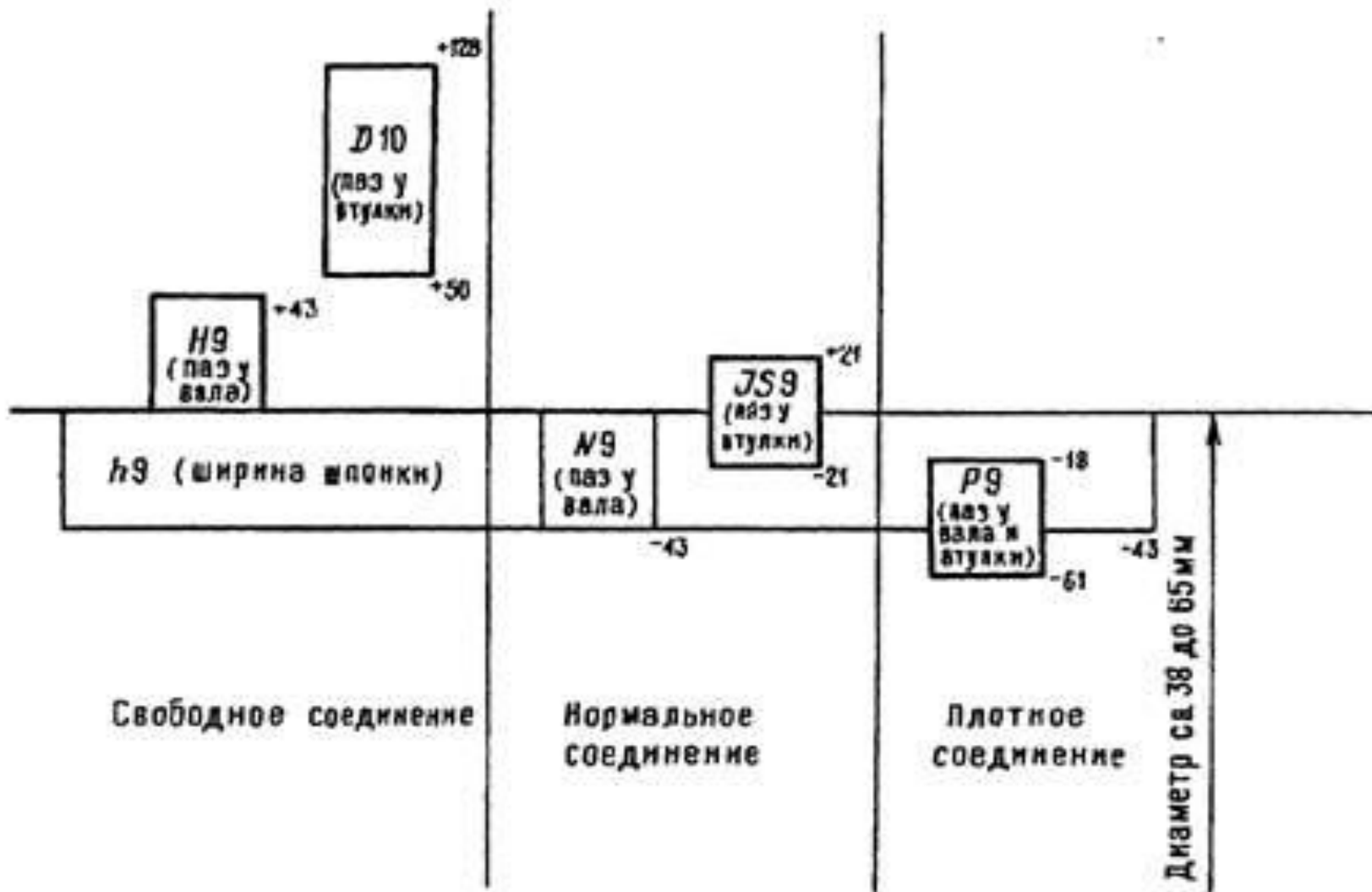
Б. Нормирование точности размеров элементов шпоночного соединения аналогично гладким сопряжениям в виде полей допусков на сопрягаемые элементы. Эти поля допусков взяты из ГОСТ 25347, соответственно для отверстий и валов.

1. Нормирование точности шпонок ("валов" - охватываемых размеров) производится в зависимости от их габаритных размеров. Для ширины шпонки b нормируется одно поле допуска h_9 , для высоты h - обычно поле допуска h_{11} и h_9 (для шпонок высотой от 2 до 6 мм соответственно) и для длины l - поле допуска h_{l4} . (Дается одно поле допуска и обозначение поля допуска как для основного вала, так как деталь (шпонка) с наружной - (охватываемой) поверхностью).

2. Нормирование точности шпоночных пазов на валу и во втулке ("отверстия") осуществляется в зависимости от вида соединений, которые разделяются на три группы с различными требованиями к размерам ширины пазов. На рис.10.2 приведены схемы полей допусков шпоночного соединения для конкретных размеров (d 38-65 мм).

Свободное соединение - соединение с гарантированным зазором. Для этих соединений задается поле допуска H_9 для ширины паза на валу и D_{10} - и на втулке.

Нормальное соединение - соединение с переходной посадкой с большей вероятностью получения зазора. Для этих соединений поле допуска N_9 задается для паза на валу и JS_9 - на втулке.



Плотное соединение - соединение с переходной посадкой с приблизительно равной вероятностью зазоров и натягов. В этих соединениях для паза вала и втулки нормируется одинаковое поле допуска P9.

Иногда шпоночные соединения разделяют на **затяжные**, когда шпонка устанавливается с затяжкой вдоль оси, т.е. с натягом на валу и во втулке (клиновые) и **незатяжные** (призматические и сегментные), которые устанавливаются относительно свободно на валу и во втулке (чаще всего с зазором). Затяжные шпонки предназначены для передачи не только вращающего момента, но и осевой нагрузки. Наибольшее применение имеют призматические и сегментные шпонки.

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

Зубчатое колесо представляет собой деталь сложной геометрической формы в виде диска с *зубьями* на внутренней или наружной цилиндрической или конической поверхности, входящими в *зацепление* с зубьями другого зубчатого колеса.

Зубчатыми передачами называются механизмы, состоящие из зубчатых колес, которые сцепляются между собой и передают вращательное движение, обычно преобразуя угловые скорости и крутящие моменты.

Наибольшее распространение имеют цилиндрические зубчатые колеса и передачи, т.е. передачи с параллельными осями.

Принцип нормирования точности зубчатых колес и передач

Называются эти нормы:

нормы кинематической точности (3 – 12);

нормы плавности работы (3 – 12);

нормы контакта зубьев (Мгновенное пятно контакта, суммарное пятно контакта);

нормы бокового зазора (a , b , c , d , h , z , y , x).

Ряды точности (допуски) для зубчатых колес и передач по параметрам зацепления

При нормировании точности зубчатых колес принято давать единые ряды точности для первых трех норм точности, характеризующих процесс зацепления, по разным параметрам. Эти ряды точности названы *степенями точности* (термин "степень точности" идентичен терминам "класс точности", "кавалитет", которые обозначают ряды точности).

Допуски" *нормируется* 12 степеней точности для зубчатых колес и передач.

Основным показателем бокового зазора в стандартах указывается **гарантированный боковой зазор** - это наименьший зазор, который получается при выполнении требований к колесу пары и обозначается $j_n \min$. При проектировании передач *гарантированный зазор является исходным значением для выбора требований к параметрам колеса и передачи, определяющим этот зазор.*

Для этих шести групп точности введены условные обозначения: Н, Е, D, С, В, А (Н - гарантированный зазор равен нулю, А - наибольший боковой зазор). Эти виды сопряжений - первый ряд (основной) точности для нормирования наименьшего (гарантированного) бокового зазора.

Установлено восемь видов допуска T_{jn} на боковой зазор, обозначенных буквами h, d, c, b, a, z, y, x в порядке возрастания допуска. Видам сопряжений Н и Е должен соответствовать вид допуска h, а видам сопряжений D, С, В и А - виды допусков d, c, b и a соответственно. Однако соответствие можно изменять и использовать виды допусков x, y, z, т.е. и эти ряды точности имеют рекомендательный характер. *Эти нормы являются третьим рядом точности нормирования бокового зазора.*

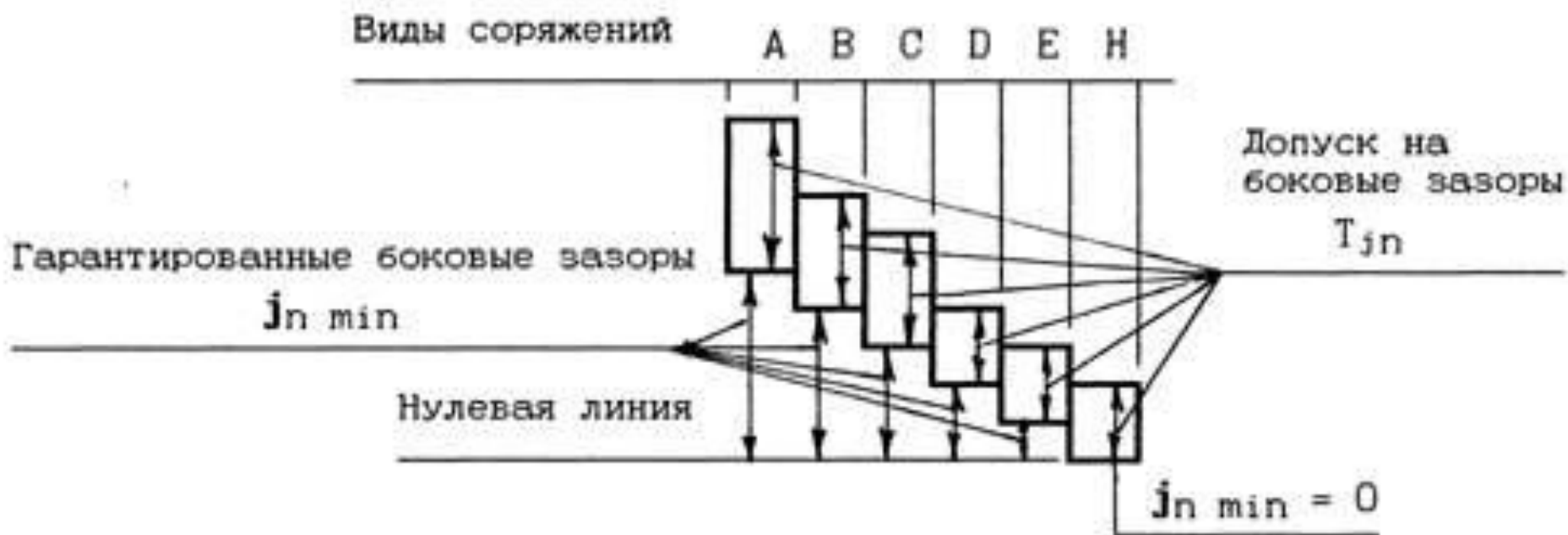


Схема расположения полей допусков T_{jn} для принятых видов сопряжений зубьев зубчатых колес

Так как на значение бокового зазора оказывает влияние межосевое расстояние передачи, а не только параметры колес, в стандарте установлены ряды точности, состоящие из *шести классов отклонений межосевого расстояния*, обозначенных римскими цифрами с I по VI в порядке убывания точности (это *второй ряд точностей* по боковому зазору). Гарантированный боковой зазор обеспечивается при соблюдении для сопряжений H и E класса II по межосевому расстоянию, а для сопряжений D, C, B и A - классов III, IV, V и VI соответственно.

Условные обозначения требований к точности зубчатых колес и передач

Таблица 11.1.

Модуль;	m	
Число зубьев	z	
Номинальный исходный контур	-	ГОСТ
Коэффициент смещения	X	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	
<i>Данные для контроля параметров зубчатого колеса (перечисляются контролируемые параметры)</i>		
Делительный диаметр	d	
Прочие справочные данные		

Чертежи колес выполняются в соответствии с требованиями ЕСКД по ГОСТ 2.403. В таблице на поле чертежа указываются следующие параметры (табл.11.1.). Запись в табл.11.1. в графе "Степень точности по ГОСТ 1643" означает, что заданы 8-я степень в отношении кинематической точности, 7-я степень в отношении плавности работы, 6-я степень в отношении контакта зубьев, вид сопряжения зубчатых колес - "С", вид допуска на боковой зазор - "а" и класс отклонений межосевого расстояния IV.

8-7-6-Са ГОСТ 1643

Нормируемые параметры (показатели), характеризующие точность зубчатых колес и передач

Показатель кинематической точности

Кинематической погрешностью передачи (F'_{ior}) называется разность между действительным (измеренным) и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи. Выражается в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности;

Показатель плавности

Местная кинематическая погрешность передачи (f'_{ior}) Наибольшая разность между местными соседними экстремальными значениями кинематической погрешности передачи за полный цикл измерения относительного положения зубчатых колес передачи

Показатель контакта зубьев

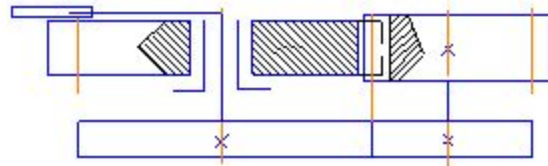
Мгновенное пятно контакта Часть активной боковой поверхности зуба колеса передачи, на которой располагаются следы его прилегания к зубьям шестерни, покрытым красителем, после поворота колеса на полный оборот

Показатель бокового зазора

Гарантированный боковой зазор $J_{n \min}$ Наименьший предписанный боковой зазор

Таблица 11.2. Показатели кинематической точности (основные)

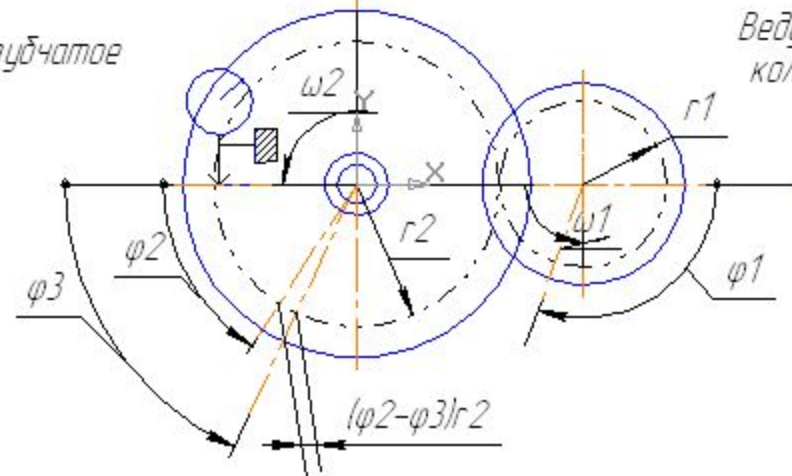
Номер п/п	Нормируемые показатели точности или комплекс показателей	Условное обозначение	Степень точности
1	Наибольшая кинематическая погрешность передачи	F'ior	3...8
2	Накопленная погрешность шага зубчатого колеса	Fpr	7...8
3	Колебание длины общей нормали и радиальное биение зубчатого венца	FuWr и Frr	3...8
4	Колебание длины общей нормали и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	FuWr и Fir	5...8
5	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса	Fir	10...12
6	Радиальное биение зубчатого венца	Frr	8...12 Колеса свыше 1600 мм
7	Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса	Fir'	3...8



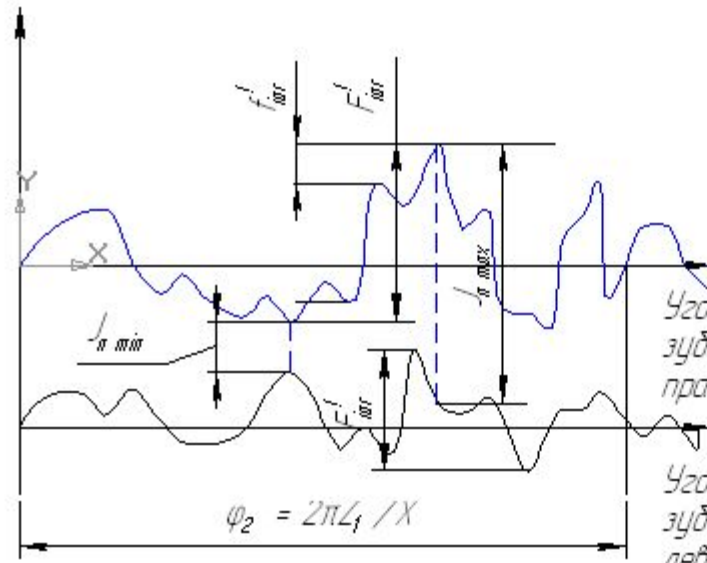
Фрикционные диски

Ведомое зубчатое колесо

Ведущее зубчатое колесо



$$(\varphi_2 - \varphi_3) r$$



Угол поворота
зубчатого колеса
правое вращение

Угол поворота
зубчатого колеса
левое вращение

Полный цикл измерения относительного
положения зубчатых колес

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

*Взаимосвязь размеров элементов детали или отдельных деталей, входящих в конструкцию сборочной единицы или целого механизма, называется **размерной цепью**. Другими словами, размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров одной или нескольких деталей, расположенных в определенной последовательности по замкнутому контуру.*

Размеры, образующие размерную цепь, называются составляющими звеньями, или просто *звеньями*, и обозначаются прописными русскими буквами с индексами (рис.6.1 - звенья A_1, A_2, A_3).

Замыкающим звеном называется размер (звено), получаемый в размерной цепи последним при обработке или сборке.

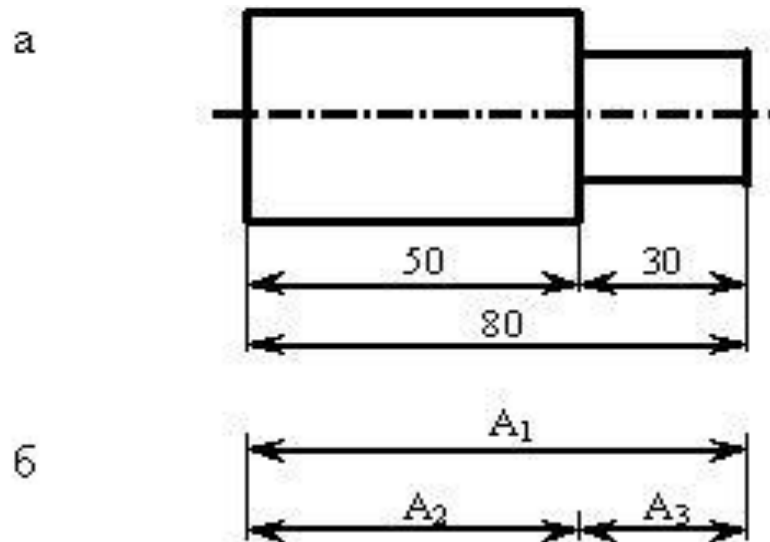
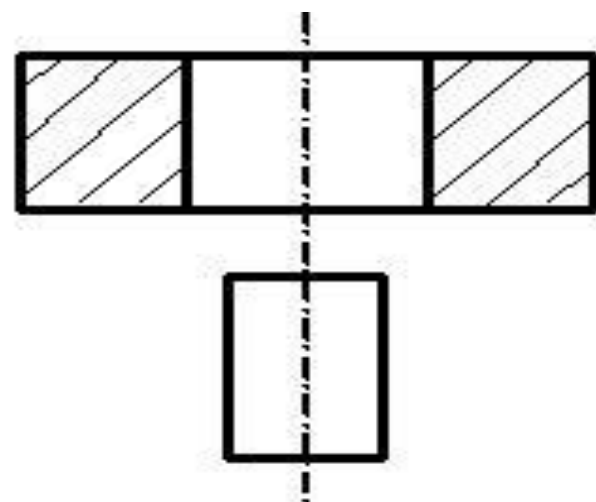


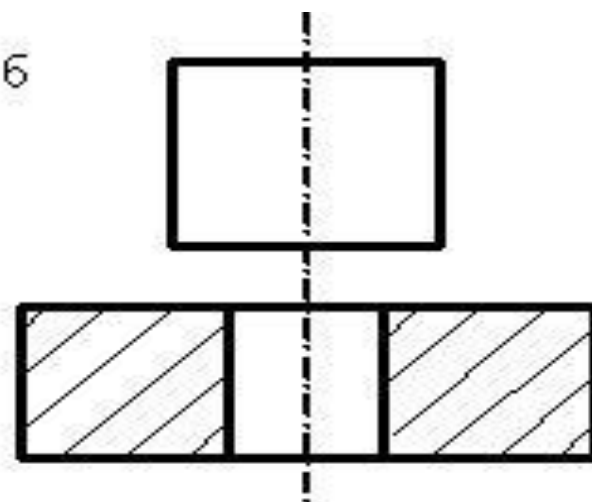
Рис. 6.1. Размерная цепь элементов детали: а – эскиз детали, б – размерная цепь

а



Отверстие
Вал
Зазор

б



Вал
Натяг
Отверстие

Рис. 6.2. Размерные цепи при образовании посадок:
а - для посадки с зазором, б - для посадки с натягом

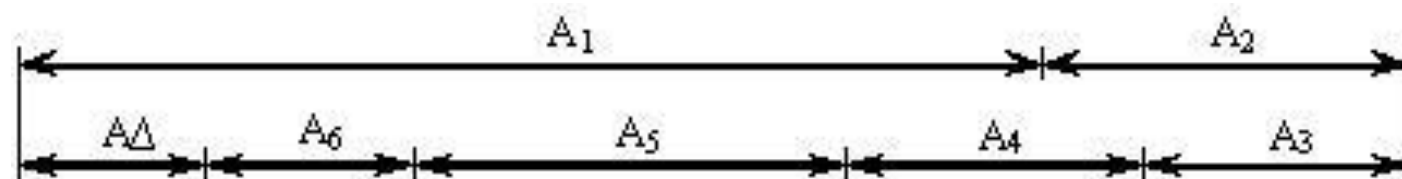


Рис. 6.3. Сложная размерная цепь с параллельными ветвями

Увеличивающим звеном размерной цепи называется звено, с увеличением которого размер замыкающего звена тоже увеличивается. На рис.6.3 звенья А1 и А2 являются увеличивающими, потому что при их увеличении звено АД будет увеличиваться.

Уменьшающим звеном размерной цепи называется звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. На рис.6.3 звенья А3, А4, А5, А6 являются уменьшающими звеньями.

Таким образом, *обеспечение точности размерной цепи заключается в нормировании точности, т.е. указании предельных значений размеров всех звеньев цепи применительно к требованиям конструкции или технологического процесса.*

Виды размерных цепей

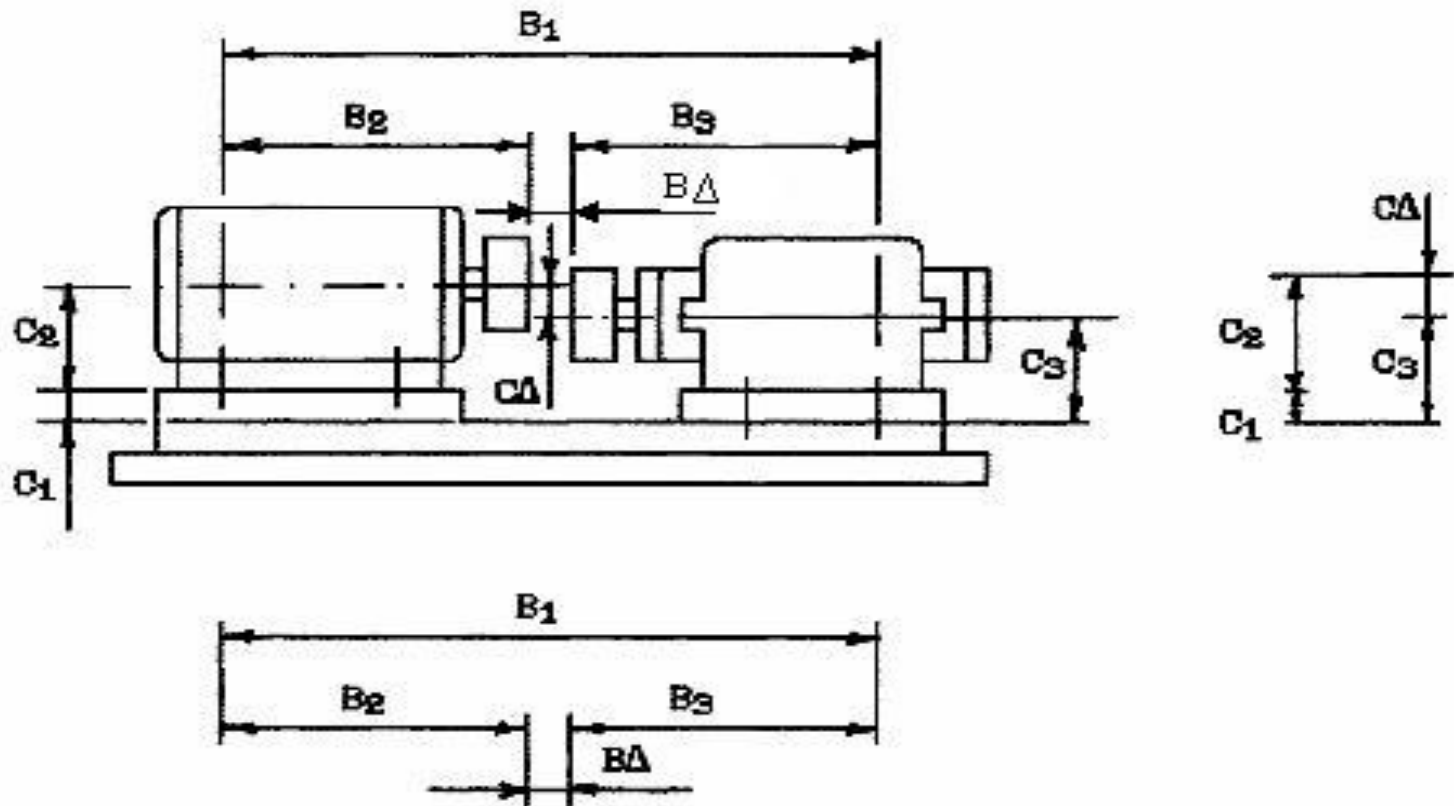


Рис. 6.4. Сборочная размерная цепь

Задачи, решаемые при обеспечении точности размерных цепей

Задача 1. Определение предельных размеров замыкающего звена размерной цепи (т.е. точность этого звена), когда известны предельные размеры остальных составляющих звеньев. Эту задачу называют "проверочной".

Задача 2. *Определение предельных размеров составляющих звеньев размерной цепи, когда известны предельные размеры замыкающего звена и номинальные значения размеров составляющих звеньев.* При решении этой задачи замыкающее звено обычно называют "исходным звеном".

Эту задачу называют "проектировочной", поскольку решать ее приходится при проектировании конструкции.

При решении этих двух задач (или иначе "решение размерной цепи") возможны два подхода. При одном подходе назначают предельные значения всех звеньев, при которых обеспечивается *полная взаимозаменяемость*.

Метод называют расчетом на "максимум - минимум".

Расчет точности размерных цепей при обеспечении полной взаимозаменяемости (расчет на "максимум – минимум")

При этом расчете необходимо нормировать точность размеров составляющих звеньев, чтобы точность замыкающего звена была обеспечена даже тогда, когда все размеры звеньев будут или максимально, или минимально допустимыми.

Задача 1 (проверочная). Известны предельные допустимые значения всех составляющих звеньев и требуется определить возможные предельные размеры замыкающего звена. Решение задачи осуществляется в следующей последовательности (рис.6.5).

1. *Определяем номинальный размер замыкающего звена:*

$$A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4),$$

$$\text{т.е. } A_{\Delta} = \sum A_{ув} - \sum A_{ум}.$$

Номинальный размер замыкающего звена равен сумме номинальных размеров увеличивающих звеньев ($\sum A_{ув}$) минус сумма размеров уменьшающих звеньев ($\sum A_{ум}$). В общем виде это выражение может быть представлено так:

(рис.3.12, а)

где ζ - коэффициент, учитывающий влияние размера составляющих звеньев на размер замыкающего звена (m – число звеньев). Этот коэффициент равен +1 для увеличивающих звеньев и -1 для уменьшающих в том случае, когда звенья размерной цепи расположены параллельно. В тех случаях, когда звенья размерной цепи расположены не параллельно, то размер составляющих звеньев берется в виде проекции на линию замыкающего звена.

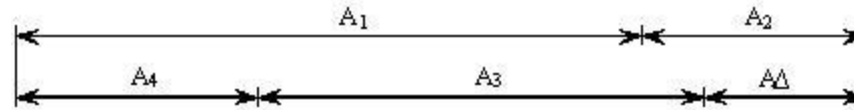


Рис. 6.5. Размерная цепь

2. Определение допуска замыкающего звена.

Из рис.6.5 определим:

$$A_{\Delta нб} = A_{1нб} + A_{2нб} - A_{3нм} - A_{4нм};$$

$$A_{\Delta нм} = A_{1нм} + A_{2нм} - A_{3нб} - A_{4нб}.$$

Разность между наибольшим и наименьшим размерами замыкающего звена равна допуску на это звено, так же как и разность размеров составляющих звеньев:

$$(A_{\Delta нб} - A_{\Delta нм}) = (A_{1нб} - A_{1нм}) + (A_{2нб} - A_{2нм}) + (A_{3нм} - A_{3нб}) + (A_{4нм} - A_{4нб})$$

$$\text{или } T_{\Delta} = T_{A1} + T_{A2} + T_{A3} + T_{A4},$$

$$T_{AД} = \sum_{i=1}^{m-1} T_{A_i}.$$

Допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев. Отсюда следует, что допуск *любого звена* может быть выявлен как *разность между допуском замыкающего звена и суммой допусков остальных звеньев*.

3. Определение предельных отклонений замыкающего звена

Из рис.6.5 может быть сделана запись с использованием понятий о верхнем и нижнем отклонениях составляющих звеньев:

$$es(ES)_{AД} = \sum_{i=1}^n es(ES)_{A_{yB}} - \sum_{i=1}^p ei(EI)_{A_{yM}};$$

$$ei(EI)_{AД} = \sum_{i=1}^n ei(EI)_{A_{yB}} - \sum_{i=1}^p es(ES)_{A_{yM}},$$

где n - общее число увеличивающих звеньев;

p - общее число уменьшающих звеньев.

$$n + p = m - 1.$$

Таким образом, выявлены все данные, необходимые для определения требований к точности замыкающего звена.

Пример. Определить номинальное, наибольшее и наименьшее значения и допуск замыкающего звена (размера A_{Δ}) - рис.6.6.

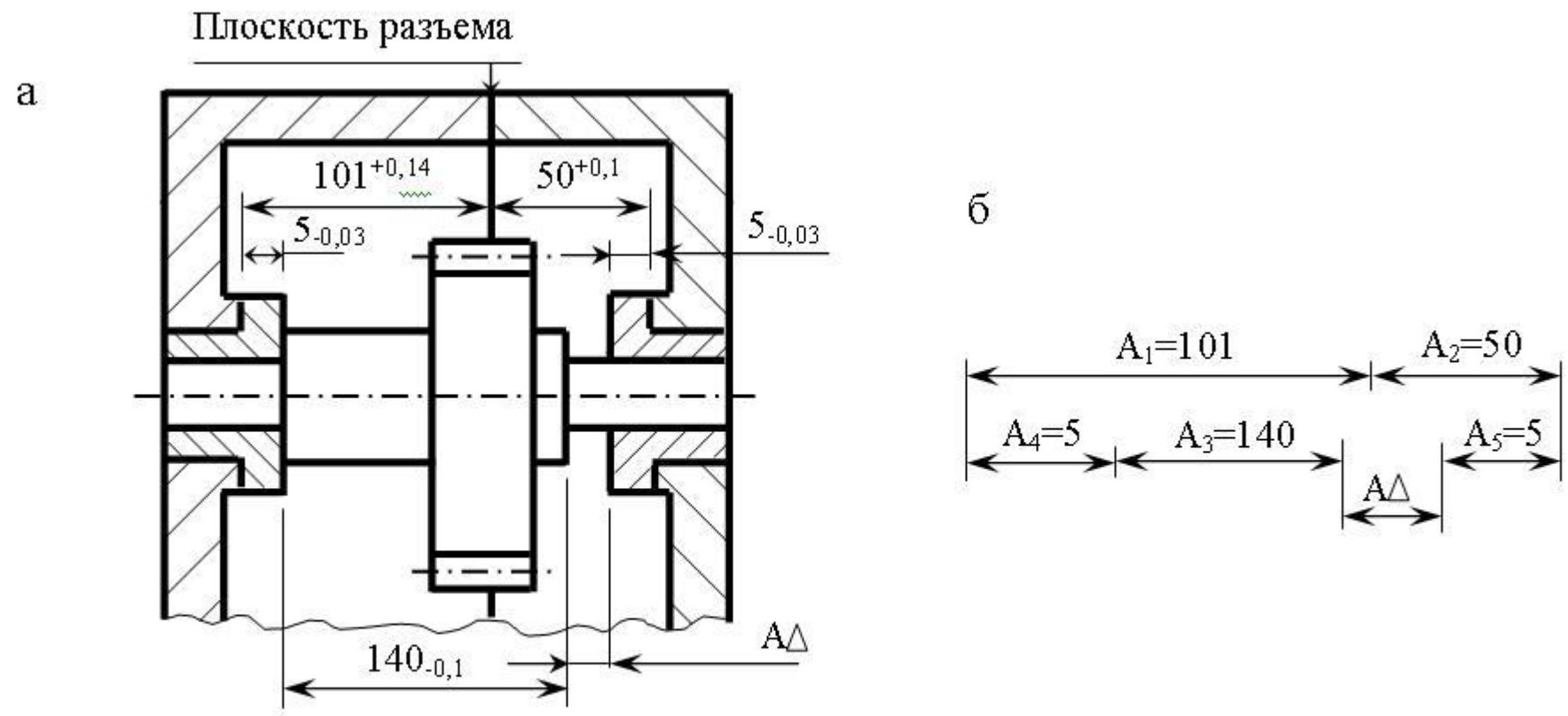


Рис. 6.6. Эскиз редуктора (а) и его размерная цепь (б)

Составляем схему размерной цепи (рис.6.6, б) и выявляем по ней увеличивающие (A_1, A_2) и уменьшающие (A_3, A_4, A_5) размеры

Определяем номинальное значение $A\Delta$ по формуле

$$A\Delta = (A1 + A2) - (A3 + A4 + A5) = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

Определяем допуск замыкающего звена по формулам

$$A\Delta_{нб} = (A1_{нб} + A2_{нб}) - (A3_{нм} + A4_{нм} + A5_{нм}) = (101,14 + 50,1) - (4,97 + 139,9 + 4,97) = 151,24 - 149,84 = 1,4 \text{ мм,}$$

$$A\Delta_{нм} = (A1_{нм} + A2_{нм}) - (A3_{нб} + A4_{нб} + A5_{нб}) = (101,0 + 50,0) - (5,0 + 140,0 + 5,0) = 151,0 - 149,0 = 1,0 \text{ мм,}$$

$$T_{A\Delta} = (A\Delta_{нб} - A\Delta_{нм}) = 1,4 - 1,0 = 0,4 \text{ мм,}$$

или второй вариант

$$\begin{aligned} T_{A\Delta} &= (A\Delta_{нб} - A\Delta_{нм}) = (A1_{нб} - A1_{нм}) + (A2_{нб} - A2_{нм}) + (A3_{нб} - A3_{нм}) + (A4_{нб} - A4_{нм}) + (A5_{нб} - A5_{нм}) \\ &= (101,14 - 101,0) + (50,1 - 50,0) + (5,0 - 4,97) + (140,0 - 139,9) + (5,0 - 4,97) = 0,14 + 0,1 + 0,03 + 0,1 + 0,03 = 0,4 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Определяем предельные отклонения замыкающего звена:

верхнее отклонение (замыкающее звено отверстие)

$$(ES) A\Delta = [(ES)A1 + (ES)A2] - [(ei)A3 + (ei)A4 + (ei)A5] = [0,14 + 0,1] - [-0,03 + (-0,1) + (-0,03)] = +0,4 \text{ мм;}$$

нижнее отклонение

$$(EI) A\Delta = [(EI)A1 + (EI)A2] - [(es)A3 + (es)A4 + (es)A5] = [0 + 0] - [0 + 0 + 0] = 0.$$

Таким образом, при заданных номинальных размерах и предельных отклонениях составляющих размеров замыкающий размер должен быть выполнен с верхним предельным отклонением 0,4 мм и нижним 0, т.е. $A\Delta = 1+0,4 \text{ мм.}$

Пример. Определить допуски составляющих размеров деталей сборочной единицы, показанной на рис.6.6. Схема размерной цепи показана на рис. 6.7.

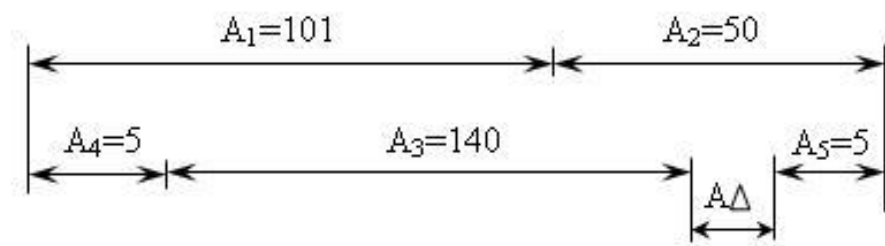


Рис. 6.7. Размерная цепь редуктора (см. рис. 6.6)

Заданы номинальные значения составляющих размеров цепи и предельные отклонения исходного размера $A_{\Delta \text{ макс}} = 1,75 \text{ мм}$; $A_{\Delta \text{ мин}} = 1 \text{ мм}$.

Находим номинальный размер исходного звена по формуле $A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5) = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм}$.

Наименьший предельный размер совпадает с номинальным, поэтому $A_{\Delta} = 1 + 0,75$, а допуск замыкающего звена равен $T_{A_{\Delta}} = 0,75 \text{ мм}$.

Среднее число единиц допуска в размерной цепи определяем по формуле

$$k = \frac{T_{A_{\Delta}}}{i_{A_1} + i_{A_2} + i_{A_3} + i_{A_4} + i_{A_5}}.$$

Значения i выбираем в зависимости от интервалов номинальных размеров из табл.2.1 ($i_{A_1} = 2,17$ мкм, $i_{A_2} = 1,56$ мкм, $i_{A_3} = 0,73$ мкм, $i_{A_4} = 2,52$ мкм, $i_{A_5} = 0,73$ мкм). Так как единица допуска i имеет размерность мкм, то допуск ТАД подставляем в мкм.

$$k = \frac{750}{2,17 + 1,56 + 0,73 + 2,52 + 0,73} \approx 97.$$

Для рассматриваемого примера найденное число единиц допуска больше принятого для качества 10 (см. табл.2.2), но немного меньше чем для качества 11 (ГОСТ 25346). Устанавливаем для всех размеров цепи, кроме размера A_3 , допуск по качеству 11. Допуск размера A_3 можно назначить несколько меньше, так как вал по этому размеру легко обработать с большой точностью. По ГОСТ 25346 находим допуски для размеров A_1 , A_2 , A_4 , и A_5 : 0,22; 0,16; 0,075 и 0,075 мм.

Определяем допуск для размера A_3
 $TA_3 = TA_{\Delta} - (TA_1 + TA_2 + TA_4 + TA_5) = 0,75 - (0,22 + 0,16 + 0,075 + 0,075) = 0,22$ мм.
 Целесообразно допуск для размера A_3 принять стандартным по качеству 10, т.е. 0,16 мм.

Таким образом, назначаем следующие предельные отклонения составляющих размеров для охватывающих поверхностей как для основных отверстий, т.е. со знаком плюс; для охватываемых - как для основных валов, т.е. со знаком минус: $A_1 = 101^{+0,22}$ мм, $A_2 = 50^{+0,16}$ мм, $A_3 = A_5 = 5_{-0,075}$ мм, $A_4 = 140_{-0,16}$ мм.

Проверяем решение размерной цепи

$$TA_{\Delta}' = TA_1 + TA_2 + TA_4 + TA_3 + TA_5 = 0,22 + 0,16 + 0,075 + 0,16 + 0,075 = 0,69 \text{ мм.}$$

Вывод - установленные отклонения удовлетворяют

(с некоторым запасом $TA_{\Delta} = 0,75$ мм) требованиям на исходный размер.