

Курс лекций по дисциплине:

Технология обработки деталей электронных  
средств.

Часть 1

Допуски, посадки и технические измерения.

Глава 1. Основные понятия и определения по допускам и посадкам	<b>стр. 3</b>
§ 1.1. Поверхности, размеры, отклонения и допуски	
§ 1.2. Графическое изображение допусков и отклонений	
§ 1.3. Единица допуска и понятие о качествах	
§ 1.4. Общие сведения о посадках	
§ 1.5. Посадки в системе отверстия и в системе вала	
Глава 2. Основы технических измерений	<b>стр. 22</b>
§ 2.1. Государственная система обеспечения единства измерений	
§ 2.2. Понятия об измерениях и единицах физических величин	
§ 2.3. Классификация измерительных средств и методов измерений	
§ 2.4. Метрологические показатели средств измерения	
§ 2.5. Выбор измерительных средств	
Глава 3. Точность формы деталей. Шероховатость поверхностей	<b>стр. 34</b>
§ 3.1. Общие сведения	
§ 3.2. Отклонения формы и расположения поверхностей	
§ 3.3. Шероховатость и волнистость поверхностей	
§ 3.4. Влияние точности геометрической формы поверхностей	
§ 3.5. Контроль точности формы, расположения и шероховатости поверхностей	
Глава 4. Размерные цепи	<b>стр. 59</b>
§ 4.1. Термины, определения и обозначения	
§ 4.2. Расчет размерных цепей	

## ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПО ДОПУСКАМ И ПОСАДКАМ

### Поверхности, размеры, отклонения и допуски

СТ СЭВ 145—75 устанавливает основные определения допусков и посадок для элементов деталей и их соединений, имеющих гладкие цилиндрические или плоские параллельные поверхности. Примерами таких элементов деталей и их соединений могут служить цилиндрические поверхности диаметром 22 мм валов 14 (см. рис. 3.1), отверстий в ступицах колес 16 и 18 и соединения перечисленных деталей между собой; параллельные плоскости, определяющие размеры поперечных сечений шпонок 19 и пазов для них, а также соединения шпонок по ширине  $b = 6$  мм с пазами вала 14 и колес. Терминология, применяющаяся для допусков и посадок других типовых соединений, основана на терминологии, установленной стандартом СТ СЭВ 145—75 для гладких цилиндрических соединений.

Поверхности деталей бывают цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные, сложные (шлицевые, винтовые) и др. Кроме того, поверхности бывают сопрягаемые и несопрягаемые. *Сопрягаемые* — это поверхности, по которым детали соединяются в сборочные единицы, а сборочные единицы в механизмы. *Несопрягаемые* или *свободные* — это конструктивно необходимые поверхности, не предназначенные для соединения с поверхностями других дета-

лей. Так, на рис. 3.1 сопрягаемыми поверхностями являются цилиндрические поверхности диаметром 22 мм вала 14 и колес, шлицевые поверхности вала 1 и блока шестерен 5, эвольвентные рабочие поверхности зубьев зубчатых колес; несопрягаемыми — торцовые поверхности венцов колес 16 и 18, поверхности их дисков, наружная поверхность бурта диаметром 25 мм вала 14.

Внутренние цилиндрические поверхности, а также внутренние поверхности с параллельными плоскостями (отверстия в ступицах, шпоночные пазы и пр.) являются охватываемыми. Их условно называют отверстиями. Диаметры отверстий обозначают  $D$ . Наружные поверхности (цилиндрическая поверхность диаметром 22 мм вала 14, боковые грани шпонок) являются охватываемыми. Их условно называют *валами* и обозначают  $d$ .

Размеры выражают числовые значения линейных величин (диаметров, длин и т. д.) и делятся на номинальные, действительные и предельные. В машино- и приборостроении все размеры в технической документации задают и указывают в миллиметрах.

*Номинальный размер* (обозначают  $D$ ) — размер, относительно которого определяют предельные размеры и отсчитывают отклонения. Номинальные размеры являются основными размерами деталей или их соединений. Их назначают в результате расчетов деталей на прочность, жесткость, износостойкость и по другим критериям работоспособности, или исходя из конструктивных, технологических и эксплуатационных соображений. Сопрягаемые поверхности имеют общий номинальный размер. Значения номинальных размеров округляют обычно в большую сторону (ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77).

Допустим, из расчета на прочность получено, что диаметр вала 14 под колесом 16 равен 20,6 мм. Округляя вычисленное значение по ряду  $Ka10$  (ГОСТ 6636—69 или СТ СЭВ 514—77), принимаем номинальный диаметр вала в расчетном сечении  $D = 22$  мм. Этот размер является также номинальным диаметром отверстия в ступице колеса 16 и соединения этих деталей. Диаметры остальных поверхностей вала намечаем конструктивно с учетом требований прочности, технологичности конструкции и сборки вала с другими деталями.

*Действительный размер* ( $D_n$ ,  $d_n$ ) — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Погрешность измерения, а следовательно, и выбор измерительных средств необходимо согласовывать с точностью, которая требуется для данного размера. Это объясняется тем,

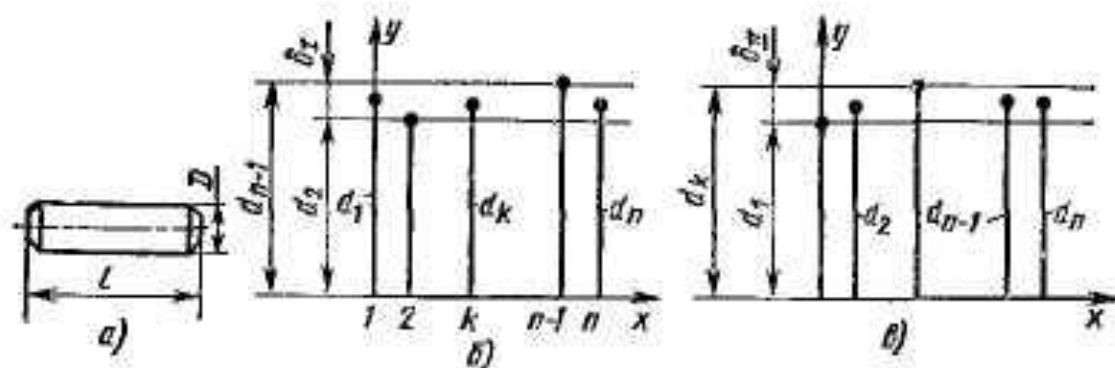


Рис. 4.1

что измерения высокой точности, с малыми погрешностями, выполняются сложными приборами, обходятся дорого и не всегда технически целесообразны. Например, поверхность буртика диаметром 25 мм вала 14 может быть обработана и измерена со значительно меньшей точностью, чем сопрягаемые поверхности диаметром 22 мм того же вала.

*Предельные размеры* — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер. Большой из двух предельных размеров называют *наибольшим предельным размером* ( $D_{\max}$ ,  $d_{\max}$ ), а меньший — *наименьшим предельным размером* ( $D_{\min}$ ,  $d_{\min}$ ).

Предельные размеры позволяют оценивать точность обработки деталей.

Допустим, производится обточка двух партий штифтов (по  $n$  штифтов в каждой) по размеру  $D = 20$  мм (рис. 4.1, а). В результате влияния случайных факторов действительные размеры отличаются от заданного значения. На рис. 4.1, б показан разброс действительных размеров в первой партии. По оси абсцисс отложены номера штифтов в порядке измерений 1, 2, ...,  $k$ , ...,  $n-1$ ,  $n$ , а по оси ординат — действительные значения диаметров  $d_1, d_2, \dots, d_n$ . Действительные размеры колеблются в пределах от некоторого наименьшего размера  $d_2$  до наибольшего  $d_{n-1}$ . Разность этих размеров  $\delta_I = d_{n-1} - d_2$  определяет разброс действительных размеров или погрешность обработки деталей в первой партии. По результатам измерений штифтов второй партии построена аналогичная диаграмма (рис. 4.1, в). Погрешность обработки деталей в этой партии меньше, чем в первой:  $\delta_{II} = d_k - d_1 < \delta_I$ .

Сопоставление диаграмм позволяет сделать следующие выводы. С уменьшением разброса  $\delta$  действительные размеры приближаются к заданному, поэтому разность предельных действительных размеров характеризует точность обработки деталей. Так как  $\delta_{II} < \delta_I$ , то во второй партии штифты обработаны точнее, чем в первой.

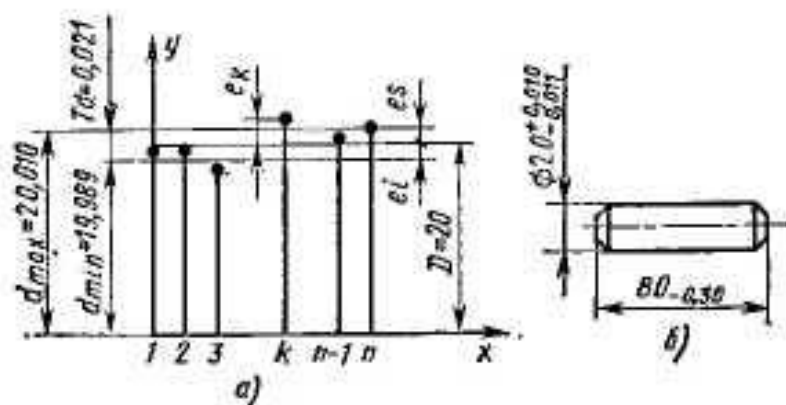


Рис. 4.2

Если предельные значения действительных размеров намечены (предписаны) заранее исходя из назначения и условий работы детали, то они являются наибольшим и наименьшим предельными размерами. Пользуясь ими, можно отбраковывать детали.

Пусть из условий работоспособности штифтов при номинальном диаметре  $D = 20$  мм установлены предельные размеры (рис 4.2, а):  $d_{\max} = 20,010$  и  $d_{\min} = 19,989$  мм. Тогда все штифты, имеющие  $d_{\max} > 20,010$  мм и  $d_{\min} < 19,989$  мм, отбраковываются. Штифты, у которых  $d_{\max} > 20,010$  мм, относятся к исправимому браку, а штифты, у которых  $d_{\min} < 19,989$  мм, — к неисправимому.

Отклонением называют алгебраическую разность между размером (действительным, предельным) и соответствующим номинальным размером. Отклонения отверстий обозначают  $E$ , валов  $e$ .

Действительное отклонение ( $E$ ,  $e$ ) равно алгебраической разности действительного и номинального размеров (например, отклонение  $k$ -го штифта  $e_k$ , рис. 4.2, а):

$$E_k = D_k - D; e_k = d_k - d. \quad (4.1)$$

Предельное отклонение равно алгебраической разности предельного и номинального размеров. Различают верхнее, нижнее и среднее отклонения. Верхнее отклонение ( $ES$ ,  $es$ ) равно алгебраической разности наибольшего предельного и номинального размеров:

$$ES = D_{\max} - D; es = d_{\max} - D. \quad (4.2)$$

Нижнее отклонение ( $EI$ ,  $ei$ ) равно алгебраической разности наименьшего предельного и номинального размеров:

$$EI = D_{\min} - D; ei = d_{\min} - D. \quad (4.3)$$



Среднее отклонение ( $E_m, e_m$ ) равно полусумме верхнего и нижнего отклонений:

$$E_m = 0,5(ES + EI); e_m = 0,5(es + ei). \quad (4.4)$$

Отклонения являются алгебраическими величинами и могут быть положительными, если предельный или действительный размер больше номинального; отрицательными, если предельный или действительный размер меньше номинального, и равными нулю — при равенстве указанных размеров. Поэтому всегда следует учитывать знак отклонения, и в формулах (4.1)—(4.4) не допускается перестановка вычитаемых. В справочниках, как правило, отклонения указаны в микрометрах; на чертежах их следует давать в миллиметрах. При выполнении расчетов в качестве единицы отклонения удобно использовать микрометр.

**Пример 4.1.** Определить предельные и средние отклонения для штифтов, у которых  $D = 20$  мм,  $d_{\max} = 20,010$  мм и  $d_{\min} = 19,989$  мм.

*Решение.* По формулам (4.2)—(4.4) находим  $es = d_{\max} - D = 20,010 - 20 = 0,010$  мм;  $ei = d_{\min} - D = 19,989 - 20 = -0,011$  мм;  $e_m = 0,5(es + ei) = 0,5 [0,010 + (-0,011)] = -0,0005$  мм.

Значения верхних и нижних предельных отклонений на чертежах и в других технических документах проставляют в миллиметрах с их знаками непосредственно после номинального размера. Если отклонения имеют разные абсолютные значения, то их помещают одно над другим (верхнее над нижним) и пишут меньшими цифрами, чем те, которые приняты для номинальных размеров. Так, размер штифта  $D = 20$  мм с отклонениями, вычисленными в примере 4.1, на чертеже запишем следующим образом:  $\varnothing 20_{-0,011}^{+0,010}$  (см. рис. 4.2, б). Число знаков в обоих отклонениях обязательно выравнивают (запись  $\varnothing 20_{-0,011}^{+0,01}$  не правильная).

Если отклонения имеют одинаковые абсолютные значения, но разные знаки, то указывают только одно отклонение со знаком  $\pm$ , например  $\varnothing 10 \pm 0,011$ . Отклонения, равные нулю, можно не указывать. Например, записи  $80_{-0,03}^0$  и  $80_{-0,03}$  (рис. 4.2, б) обе правильные и означают, что верхнее отклонение равно нулю, а нижнее — отрицательное. Если диаметр отверстия  $D = 22$  имеет отклонения  $ES = 21$  мкм и  $EI = 0$ , то на чертеже следует записать  $\varnothing 22_{-0,021}^{+0,021}$  или  $\varnothing 22_{-0,021}$ .

Предельные отклонения, как и предельные размеры, характеризуют точность действительных размеров и погрешности обработки деталей.

**Пример 4.2** Для партии штифтов  $D = 20$  мм установлены предельные размеры  $d_{\max} = 20,010$  и  $d_{\min} = 19,989$  мм, при которых предельные отклонения равны  $es = 0,010$  и  $ei = -0,011$  мм. При отбраковке попались штифты с действительными размерами  $d_1 = 20,016$  и  $d_2 = 19,982$  мм. Определить годность этих штифтов.

*Решение* Сравнивая действительные размеры с предельными, находим, что для первого штифта  $d_1$  больше  $d_{\max}$  на  $0,006$  мм ( $d_1 - d_{\max} = 20,016 - 20,010 = 0,006$ ); для второго —  $d_2$  меньше  $d_{\min}$  на  $0,007$  мм ( $d_2 - d_{\min} = 19,982 - 19,989 = -0,007$ ). Вычисляем действительные отклонения по формуле (4.1) и сравниваем их с предельными.  $e_1 = d_1 - D = 20,016 - 20 = 0,016$  мм;  $e_2 = d_2 - D = 19,982 - 20 = -0,018$  мм. Для первого штифта  $e_1$  больше  $es$  на  $0,006$  ( $e_1 - es = 0,016 - 0,010$ ), а для второго —  $e_2$  меньше  $ei$  на  $0,007$  мм [ $e_2 - ei = -0,018 - (-0,011) = -0,007$ ].

Таким образом, независимо от способа расчета оба штифта оказались бракованными, так как у первого штифта действительный размер и действительное отклонение больше предельных на  $0,006$  мм, а у второго меньше на  $0,007$  мм.

Следовательно, для обработки деталей и оценки точности их изготовления должны быть заданы или предельные размеры, или предельные отклонения. Для составления стандартных таблиц по допускам и посадкам, при выполнении ряда расчетов и проведении многих измерений гораздо удобнее пользоваться предельными отклонениями, а не предельными размерами, поэтому в стандартных таблицах допусков и посадок приведены числовые значения верхних и нижних отклонений. В таблицах отклонения приводят, как правило, в микрометрах и обязательно со знаками.

**Понятие о допуске размера.** Разброс действительных размеров неизбежен, но при этом не должна нарушаться работоспособность деталей и их соединений, т. е. действительные размеры годных деталей должны находиться в допустимых пределах, которые в каждом конкретном случае определяются предельными размерами или предельными отклонениями. Отсюда и происходит такое понятие как допуск размера.

*Допуск* ( $T$  — общее обозначение,  $TD$  — отверстия,  $Td$  — вала) равен разности наибольшего и наименьшего предельных размеров

$$TD = D_{\max} - D_{\min}; \quad (4.5)$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} \quad (4.6)$$

□



или абсолютной величине алгебраической разности верхнего и нижнего отклонений

$$TD = ES - EI; \quad (4.7)$$

$$Td = es - ei. \quad (4.8)$$

Указание к выводу формул (4.7) и (4.8). Как следует из формул (4.2), (4.3) и рис. 4.2, а, наибольший и наименьший предельные размеры равны суммам номинального размера и соответствующего предельного отклонения

$$D_{\max} = D + ES; \quad D_{\min} = D + EI. \quad (4.9)$$

$$d_{\max} = D + es; \quad d_{\min} = D + ei. \quad (4.10)$$

Подставив в формулу (4.5) значения предельных размеров из формул (4.9), получим  $TD = D + ES - (D + EI)$ . Сократив подобные члены, получим формулу (4.7) для определения допуска отверстия через предельные отклонения. Аналогично выводится формула (4.8).

Допуск всегда является положительной величиной независимо от способа его вычисления. На чертежах допуск указывают только через предельные отклонения, например  $\varnothing 10^{+0,025}_{-0,005}$ .

**Пример 4.3.** Вычислить допуск по предельным размерам и отклонениям. Дано:  $d_{\max} = 20,010$  мм;  $d_{\min} = 19,989$  мм;  $es = 10$  мкм;  $ei = -11$  мкм.

**Решение 1.** Вычисляем допуск через предельные размеры по формуле (4.6):  $Td = 20,010 - 19,989 = 0,021$  мм. 2. Вычисляем допуск по предельным отклонениям по формуле (4.8):  $Td = 10 - (-11) = 21$  мкм =  $0,021$  мм.

**Пример 4.4.** По заданным условным обозначениям вала и отверстия (приведены в решении) определить номинальный и предельные размеры, отклонения и допуски (в мм и мкм).

**Решение 1.** Вал  $\varnothing 22^{+0,015}_{-0,002}$ . Поскольку на чертежах номинальные размеры с отклонениями всегда указывают в мм, то  $D = 22$  мм;  $es = -0,015$  мм =  $15$  мкм;  $ei = 0,002$  мм =  $2$  мкм. По формулам (4.10)  $d_{\max} = 20,000 + 0,015 = 20,015$ ;  $d_{\min} = 20,000 - 0,002 = 20,002$  мм. Допуск вала по формулам (4.6) и (4.8):  $Td = 20,015 - 20,002 = 0,013$  мм;  $Td = 15 - 2 = 13$  мкм.

2. Отверстие  $\varnothing 20^{+0,021}$ ;  $D = 20$  мм;  $ES = 0,021$  мм =  $21$  мкм;  $EI = 0$ ; по формулам (4.9)  $D_{\max} = 20,021$ ;  $D_{\min} = 20$  мм; по формулам (4.5) (4.7)  $TD = 20,021 - 20 = 0,021$  мм;  $TD = 21 - 0 = 21$  мкм.

3. Вал  $\varnothing 80_{-0,03}$ ;  $D = 80$  мм;  $es = 0$ ;  $ei = -0,03$  мм =  $-30$  мкм; по формулам (4.10)  $d_{\max} = 80$ ;  $d_{\min} = 80 - 0,03 = 79,97$  мм; по формулам (4.6) и (4.8)  $Td = 80 - 79,97 = 0,03$  мм;  $Td = 0 - (-30) = 30$  мкм.

### Графическое изображение допусков и отклонений

Графический способ изображения допусков и отклонений, которые устанавливают на размеры деталей и их соединений, обладает высокой наглядностью. Этот метод

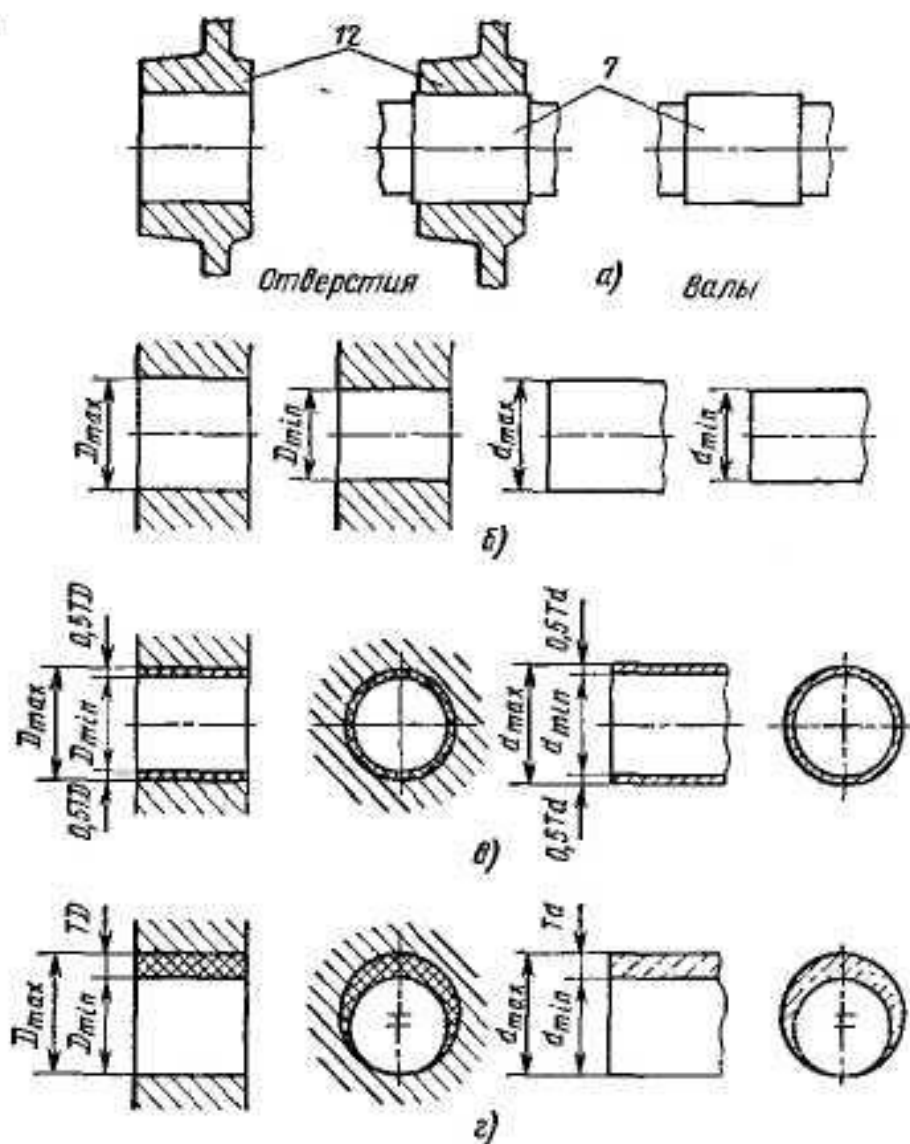


Рис. 4.3

позволяет быстро определить характер соединения деталей и облегчает выполнение различных расчетов, связанных с точностью деталей и соединений. Рассмотрим принцип графического изображения допусков отдельных деталей (рис. 4.3).

На рис. 4.3, а показано сопряжение оси 7 с корпусом 12 (см. рис. 3.1). У всех годных деталей, поступающих на сборку, размеры сопрягаемых поверхностей (рис. 43, б) находятся в пределах от  $D_{max}$  до  $D_{min}$  для отверстия (корпус 12) и от  $d_{max}$  до  $d_{min}$  для вала (вал 7). При графическом изображении допусков детали, для которых строятся схемы допусков, не вычерчивают, вместо деталей на схе-

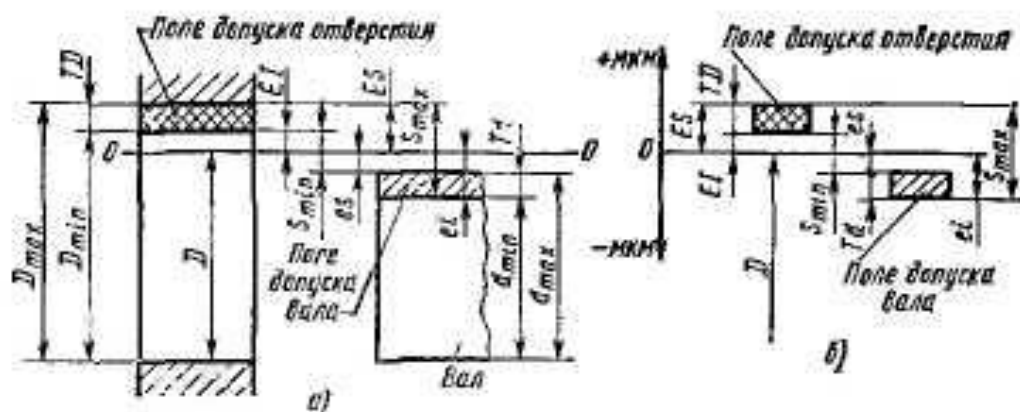


Рис. 4.4

мах дают условные изображения отверстий и валов без соблюдения масштаба (рис. 4.3, б, в и г)

Совместим контуры отверстий и валов (отдельно), изготовленных по предельным размерам, так, чтобы совпали их осевые линии (рис. 4.3, в). Тогда действительные размеры всех годных деталей окажутся в зонах, ограниченных предельными размерами. Сумма этих зон, расположенных симметрично относительно оси, выражает допуски отверстия  $TD$  и вала  $Td$  ( $0,5T \cdot 2 = T$ ). Однако такое изображение допусков неудобно. Для упрощения и повышения наглядности эскизов удобнее изображать зоны допусков отверстий и валов целиком (рис. 4.3, г). Для этого предельные контуры отверстий и валов совместим нижними образующими. Тогда при тех же размерах допуски можно изобразить зонами, расположенными между верхними образующими совмещенных контуров.

Типовые примеры графического изображения допусков, отклонений, номинальных и предельных размеров и других параметров точности отверстий и вала показаны на рис. 4.4, а. Эти схемы построены на основе изложенного принципа. Масштаб при построении таких схем выдерживать нельзя, так как допуски на обработку деталей в сотни и тысячи раз меньше номинальных размеров. В примере 4.4 для  $D = 22$  мм  $TD = 21$  мкм, что составляет менее  $1/1000D$ . Поэтому горизонтальные линии, определяющие предельные размеры  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$  и  $d_{\min}$ , проводят на произвольных расстояниях от нижней линии, являющейся нижней образующей совмещенных контуров отверстий или валов. Кроме того, проводят горизонтальную линию  $00$ , называемую нулевой. Нулевая линия — линия, положение которой соответствует номинальному размеру. От нее откладывают отклонения при графическом

изображении допусков и посадок; положительные — в одну сторону (например, вверх), а отрицательные — в другую (вниз).

На схемах указывают номинальный  $D$  и предельные ( $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$ ,  $d_{\min}$ ) размеры, предельные отклонения ( $ES$ ,  $EI$ ,  $es$ ,  $ei$ ) поля допусков и другие параметры.

*Поле допуска* — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поля допусков показывают зонами, которые ограничены двумя линиями, проведенными на расстояниях, соответствующих верхнему и нижнему отклонениям (см. рис. 4.4, а).

Положение поля допуска относительно номинального размера или нулевой линии определяется одним из двух отклонений — верхним или нижним, которое называют *основным*. В системе допусков и посадок СЭВ за основное отклонение принято меньшее из двух отклонений по абсолютному значению, т. е. ближайшее к нулевой линии. Для схемы, показанной на рис. 4.4, а, основными отклонениями являются: для поля допуска — отверстия — нижнее отклонение  $EI$ ; для поля допуска вала — верхнее отклонение  $es$ .

Предельные отклонения откладывают от нулевой линии, а их численные значения вполне определяют величину и положение поля допуска относительно этой же линии. Это обстоятельство позволяет применить более простой способ графического изображения полей допусков — через одни отклонения (рис. 4.4, б). На таких упрощенных схемах не указывают номинальные и предельные размеры. Положение нулевых линий всегда соответствует концу вектора номинального размера, который условно направляют снизу вверх. Благодаря этому упрощенные схемы можно вычерчивать в масштабе; они получаются более наглядными, простыми и компактными, чем схемы на рис. 4.4, а.

**Пример 4.5.** Даны размеры соединения оси 7 с корпусом 12 (см. рис. 3.1): диаметры оси (вала)  $\varnothing 10_{-0,014}^{-0,005}$  и отверстия в корпусе  $\varnothing 10_{+0,015}^{+0,015}$ . Построить схему полей допусков через предельные размеры.

**Решение.** 1. Определим параметры отверстия и вала по формулам (4.7)–(4.10):  $D = 10$  мм;  $EI = 0$ ;  $ES = TD = 0,015$  мм = 15 мкм;  $D_{\max} = 10,015$  и  $D_{\min} = 10$  мм. 2. Определим параметры вала:  $D = 10$  мм;  $es = -0,005$  мм = -5 мкм;  $ei = -0,014$  мм = -14 мкм;  $Td = 9$  мкм;  $d_{\max} = 9,995$  и  $d_{\min} = 9,986$  мм. 3. Определим



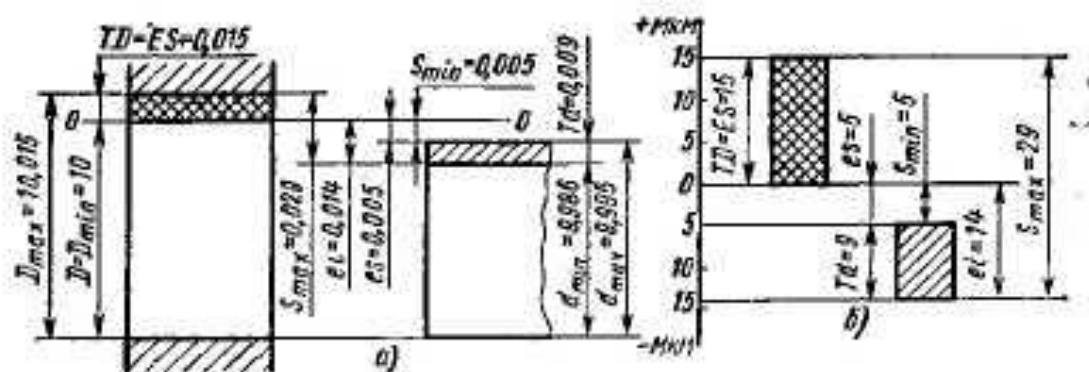


Рис. 4.5

основные отклонения: для отверстия  $EI = 0$ ; для вала  $es = -0,005$  мм. 4. Строим схему графического изображения полей допусков (рис. 4.5, а), указывая значения расчетных параметров.

**Пример 4.6.** По данным примера 4.5. построить упрощенную схему расположения полей допусков в масштабе.

**Решение.** Для построения схемы находим предельные отклонения:  $ES = 15$ ;  $EI = 0$ ;  $es = -5$ ;  $ei = -14$  мкм. Намечаем масштаб отклонений  $M_E = E(e)/l$  ( $E$  или  $e$  — значение отклонения, мкм;  $l$  — единица длины чертежа, см). Масштаб выбирают с учетом заданных отклонений и желаемых размеров чертежа. В данном примере, учитывая величину отклонений, принимаем  $M_E = 5$  мкм/см.

Для построения схемы на чертеже проводим нулевую линию и перпендикулярно к ней ось ординат (рис. 4.5, б), на которой наносим деления, указывающие, сколько микрометров содержится в 1 см. В соответствии с принятым масштабом в 1 см содержится 5 мкм. После этого изображаем поля допусков, наносим все условные обозначения, их значения и выполняем необходимые вычисления (протяженность схем вдоль нулевой линии произвольна, но должна обеспечивать наглядность чертежа).

### Единица допуска и понятие о квалитетах

*Точность размеров определяется допуском — с уменьшением допуска точность повышается, и наоборот. Однако значение допуска без учета величины и характера размера, назначения и условий работы детали не может служить мерой точности. Это объясняется следующим.*

1. Каждый технологический метод обработки деталей характеризуется своей экономически обоснованной оптимальной точностью, но практика показывает, что с увеличением размеров возрастают технологические трудности обработки деталей с малыми допусками и оптимальные допуски при неизменных условиях обработки несколько увеличиваются. Обобщение опыта обработки деталей на металлорежущем оборудовании позволило выразить взаи-

связь между экономически достижимой точностью и размерами с помощью условной величины, называемой *единицей допуска*.

*Единица допуска  $i$  ( $I$ )* выражает зависимость допуска от номинального размера и служит базой для определения стандартных допусков. В системе допусков и посадок СЭВ единицу допуска, мкм, вычисляют по формулам:

для размеров до 500 мм

$$i = 0,45\sqrt[5]{D_m} + 0,001D_m; \quad \text{мкм} \quad (4.11)$$

для размеров свыше 500 до 10 000 мм

$$I = 0,004D_m + 2,1, \quad \text{мкм} \quad (4.12)$$

где  $D_m$  — средний диаметр интервала в мм.

В формулах (4.11) и (4.12) первое слагаемое учитывает влияние погрешностей обработки, а второе — влияние погрешностей измерения и температурных погрешностей.

К размерам, даже имеющим одинаковые значения, могут предъявляться различные требования в отношении точности. Это объясняется большим разнообразием механизмов, а также узлов и деталей, отличающихся конструкциями, назначением и условиями работы. Поэтому стандартные системы допусков и посадок содержат ряд *квалитетов*.

*Квалитетом* называют совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Допуск для квалитетов за некоторым исключением устанавливают по формуле

$$T = ai(I), \quad (4.13)$$

где  $a$  — число единиц допуска.

В пределах одного и того же квалитета  $a$  постоянно, поэтому все номинальные размеры в каждом квалитете имеют одинаковую степень точности. Однако допуски в одном и том же квалитете для разных размеров все же изменяются, так как с увеличением размеров увеличивается единица допуска [см. формулы (4.11) и (4.12)]. При переходе от квалитетов высокой точности к квалитетам грубой точности допуски увеличиваются вследствие увеличения числа единиц допуска, поэтому в разных ква-



литетах изменяется точность одних и тех же номинальных размеров (см. табл. 5.2).

**Пример 4.7.** На размер  $\varnothing 23$  установлен допуск  $T = 52$  мкм. На размер  $\varnothing 280$  установлены допуски, в первом случае — 81, во втором — 130 и в третьем — 210 мкм. Определить, в каком случае на размер  $\varnothing 280$  установлен более точный и в каком менее точный допуск, чем на размер  $\varnothing 23$ .

**Решение.** 1. Вычисляем единицы допуска. В формулу (4.11) подставляем заданные размеры, весьма близкие к средним размерам интервалов: для  $\varnothing 23$   $i = 0,45 \sqrt[3]{23} + 0,001 \cdot 23 \approx 1,31$ ; для  $\varnothing 280$   $i = 0,45 \sqrt[3]{280} + 0,001 \cdot 280 \approx 3,23$  мкм. 2. Находим число единиц допуска для размера  $\varnothing 23$  при  $T = 52$  мкм:  $a_{23} = T/i = 52/1,31 \approx 40$ . 3. Находим числа единиц допусков, установленных на размер  $\varnothing 280$ , сопоставляем их с числом единиц допуска для размера  $\varnothing 23$  и определяем точность допусков в трех заданных случаях: 1)  $T = 81$  мкм;  $a_{280} = 81/3,23 \approx 25,1 < a_{23}$ , следовательно, допуск на  $\varnothing 280$  точнее, чем допуск на  $\varnothing 23$  мм; 2)  $T = 130$ ,  $a_{280} = 130/3,23 \approx 40 = a_{23}$  — допуски обоих размеров имеют одинаковую точность; 3)  $T = 210$ ,  $a_{280} = 210/3,23 \approx 65,1 > a_{23}$  допуск на размер  $\varnothing 280$  грубее, чем допуск на размер  $\varnothing 23$ .

**Выводы.** 1. Единица допуска зависит только от размера и не зависит от назначения, условий работы и способов обработки деталей, т. е. единица допуска позволяет оценивать точность различных размеров и является общей мерой точности или масштабом допусков разных качеств.

2. Допуски одинаковых размеров в разных качествах различны, так как зависят от числа единиц допуска  $a$ , т. е. качества определяют точность одинаковых номинальных размеров.

3. Различные способы обработки деталей обладают определенной экономически достижимой точностью: черновое точение позволяет обрабатывать детали с грубыми допусками; для обработки с весьма малыми допусками применяют тонкое шлифование и т. д., поэтому качества фактически определяют технологию обработки деталей.

### Общие сведения о посадках

Механизмы всех машин и приборов состоят из взаимосоединяемых деталей и сборочных единиц. Характер соединений должен обеспечивать точность положения или перемещения деталей и сборочных единиц, надежность эксплуатации, простоту ремонта машин и приборов, поэтому конструкции соединений могут быть различными и к их характеру могут предъявляться различные требования.

В одних случаях необходимо получить подвижное соединение с зазором (соединение оси 7 с корпусом 12 на рис. 3.1), в других — неподвижное соединение с натягом (соединение той же оси с рычагом б).

*Зазором  $S$*  называют разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала, т. е.  $S = D - d$  (рис. 4.6, а).

*Натягом  $N$*  называют разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия (рис. 4.6, б). При подобном соотношении диаметров  $d$  и  $D$  натяг можно считать отрицательным зазором, т. е.

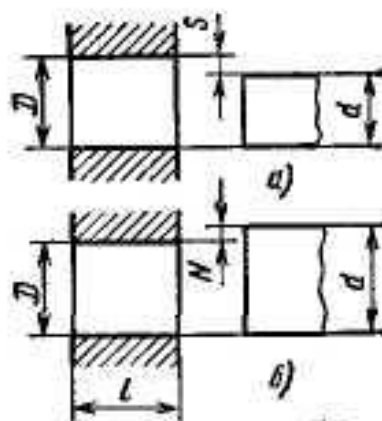


Рис. 4.6

$$N = -S = -(D - d) = d - D. \quad (4.14)$$

Зазоры и натяги обеспечиваются не только точностью размеров отдельно взятых деталей, но главным образом соотношением размеров сопрягаемых поверхностей — посадкой.

*Посадкой* называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадки характеризуют свободу относительного перемещения соединенных деталей или их способность сопротивляться взаимному смещению. В зависимости от расположения полей допусков отверстия и вала посадки подразделяют на три группы:

*посадки с зазором* обеспечивают зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала, см. рис. 4.5);

*посадки с натягом* обеспечивают натяг в соединении (поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия, см. рис. 4.8);

*переходные посадки* дают возможность получать в соединении как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются, см. рис. 4.9).

Посадки с зазором характеризуются предельными зазорами — наибольшим и наименьшим (см. рис. 4.5). *Наибольший зазор  $S_{\max}$*  равен разности наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}. \quad (4.15)$$

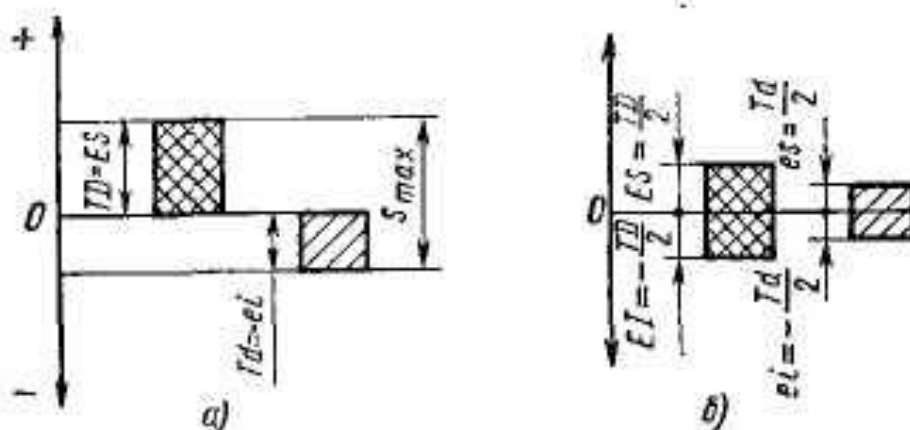


Рис. 4.7

Наименьший зазор  $S_{\min}$  равен разности наименьшего предельного размера отверстия и наибольшего предельного размера вала

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (4.16)$$

Формулы (4.15) и (4.16) можно преобразовать для вычисления  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  через отклонения, для чего подставим в формулу (4.15) значения  $D_{\max}$  и  $d_{\min}$  из формул (4.9) и (4.10):

$$S_{\max} = ES - ei \quad (4.17)$$

Аналогично найдем

$$S_{\min} = EI - es \quad (4.18)$$

Формулами (4.17) и (4.18) удобно пользоваться, так как при этом отклонения выбирают по справочникам и не нужно предварительно находить предельные размеры.

К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала (рис. 4.7, а). У этих посадок, как у всех посадок с зазором поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала, но  $S_{\min} = 0$ .

**Пример 4.8.** Заданы диаметры отверстия в корпусе  $I2$  (см. рис. 3.1)  $\varnothing 10^{+0,015}$  и оси 7  $\varnothing 10_{-0,014}^{-0,005}$  (см. пример 4.6). Определить предельные зазоры в соединении оси 7 с корпусом  $I2$  по формулам (4.15)–(4.18). Обозначить  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  на рис. 4.5

**Решение.** 1. Вычисляем зазоры по формулам (4.15) и (4.16), используя предельные размеры  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$  и  $d_{\min}$ , вычисленные в примере 4.6:  $S_{\max} = 10,015 - 9,986 = 0,029$  мм;  $S_{\min} = 10 - 9,995 = 0,005$  мм. 2. Вычисляем зазоры по формулам (4.17) и (4.18):  $S_{\max} = 15 - (-14) = 29$  мкм = 0,029 мм;  $S_{\min} = 0 - (-5) = 5$  мкм = 0,005 мм. 3. Указываем на схемах полей допусков условные обозначения и значения зазоров (см. рис. 4.5).

**Посадки с натягом.** Для образования натяга диаметр вала до сборки обязательно должен быть больше диаметра отверстия. В собранном состоянии диаметры обеих деталей в зоне сопряжения уравниваются. Это означает, что сборка осуществляется в результате упругих деформаций материала, и детали соединяются неподвижно. Способы сборки деталей, условия работы, методы проектирования соединений с натягом рассматриваются в курсах технической механики и деталей машин. Посадки с натягом характеризуются предельными натягами. *Наибольший натяг*  $N_{\max}$  (рис. 4.8) равен разности наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия; *наименьший натяг*  $N_{\min}$  равен разности наименьшего предельного размера вала и наибольшего предельного размера отверстия:

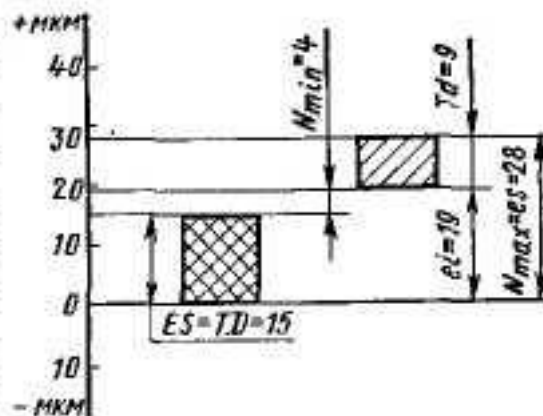


Рис. 4.8

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}. \quad (4.19)$$

Предельные натяги, как и предельные зазоры, удобно вычислять через предельные отклонения:

$$N_{\max} = es - EI; N_{\min} = ei - ES. \quad (4.20)$$

**Пример 4.9.** Заданы размеры соединения оси 7 с рычагом 6 (см. рис. 3.1): отверстие (деталь 6)  $\varnothing 8^{+0,015}$ ; вал (деталь 7)  $\varnothing 8^{+0,028}_{+0,019}$ . Определить предельные натяги и построить схему полей допусков.

*Решение.* 1. Натяги вычисляем через предельные отклонения, которые по условию задачи равны:  $es = 28$  мкм;  $ei = 19$  мкм;  $ES = 15$  мкм и  $EI = 0$ . 2. По формулам (4.20) определяем  $N_{\max} = 28 - 0 = 28$  мкм = 0,028 мм;  $N_{\min} = 19 - 15 = 4$  мкм = 0,004 мм. 3. Строим схему полей допусков (см. рис. 4.8).

**Переходные посадки.** Основной особенностью переходных посадок является то, что в соединениях деталей, относящихся к одним и тем же партиям, могут получаться или зазоры, или натяги. Переходные посадки характеризуются наибольшими зазорами и наибольшими натягами (рис. 4.9).



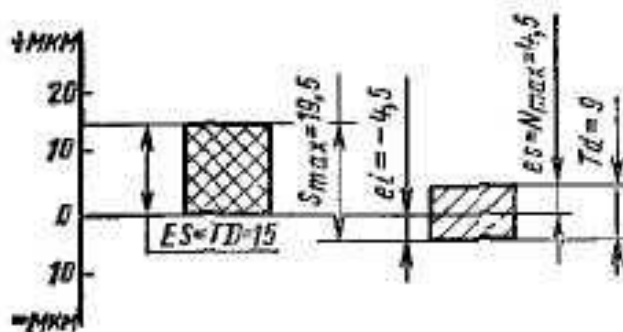


Рис. 4.9

**Пример 4.10.** Заданы размеры соединения ось 7 с рукояткой 11 (см. рис. 3.1): отверстие (деталь 11)  $\varnothing 8^{+0.015}$ ; вал (деталь 7)  $\varnothing 8 \pm 0,0045$ . Определить предельные размеры, натяги и зазоры, построить схему полей допусков.

**Решение.** 1. По условию задачи предельные отклонения равны:  $ES = 15$ ,  $EI = 0$ ,  $es = 4,5$ ;  $ei = -4,5$  мкм.

2. По формулам (4.20) вычисляем предельные натяги:  $N_{\min} = 4,5 - 0 = 4,5$  мкм;  $N_{\max} = -4,5 - 15 = -19,5$  мкм. Так как наименьший натяг оказался отрицательным, то в данном случае сочетание наименьшего предельного размера вала с наибольшим предельным размером отверстия дает наибольший зазор  $S_{\max} = 19,5$  мкм. 3. Для проверки вычислим предельные зазоры по формулам (4.17) и (4.18):  $S_{\max} = 15 - (-4,5) = 19,5$  мкм;  $S_{\min} = 0 - (+4,5) = -4,5$  мкм. Проверка показала, что при заданных отклонениях сочетание наибольшего отверстия с наименьшим валом дает  $S_{\max}$ , а сочетание наименьшего отверстия с наибольшим валом дает  $N_{\max}$ . 4. Строим схемы полей допусков (см. рис. 4.9).

На основании расчетов, выполненных в примере 4.10, сделаем следующие выводы: так как отрицательные зазоры равны положительным натягам и наоборот, то для определения в переходной посадке значений  $S_{\max}$  и  $N_{\max}$  достаточно вычислить оба предельных зазора или оба предельных натяга; при правильном вычислении  $S_{\min}$  или  $N_{\min}$  обязательно окажутся отрицательными, и по абсолютным значениям будут равняться соответственно  $N_{\max}$  или  $S_{\max}$ .

Допуск посадки  $ТП$  равен сумме допусков отверстия и вала, составляющих соединение:

$$ТП = TD + Td. \quad (4.21)$$

Из схемы полей допусков посадки с зазором (рис. 4.5) следует, что  $S_{\max} = S_{\min} + TD + Td$ . Из этой же схемы следует, что зазоры изменяются в пределах от  $S_{\min}$  до  $S_{\max}$ . Известно, что разность предельных значений размера равна его же допуску. Таким образом, разность предельных зазоров равна допуску зазора  $TS$ , т. е.  $S_{\max} - S_{\min} = TS$ .

Следовательно, можно доказать, что для посадок с зазором допуск посадки равен допуску зазора или разности предельных зазоров:

$$TP = TS = S_{\max} - S_{\min} \quad (4.22)$$

Пользуясь рис. 4.8, аналогично можно доказать, что для посадок с натягом допуск посадки равен допуску натяга или разности натягов:

$$TP = TN = N_{\max} - N_{\min} \quad (4.23)$$

При вычислении допуска переходных посадок в формулы (4.22) или (4.23) подставляют предельные зазоры или натяги с их знаками. Иначе говоря, допуск переходной посадки

$$TP = S_{\max} + N_{\max} \quad (4.24)$$

**Пример 4.11.** По данным примеров 4.9 и 4.10 определить допуски посадок с натягом и переходной по формулам (4.21), (4.23) и (4.24).

**Решение.** Для посадки с натягом  $TP = 15 + 9 = 24$ ;  $TN = 28 - 4 = 24$  мкм. Для переходной посадки  $TP = 15 + 9 = 24$  мкм; по алгебраической разности зазоров  $TP = S_{\max} - S_{\min} = 19,5 - (-4,5) = 24$  мкм; по сумме  $S_{\max}$  и  $N_{\max}$   $TP = 19,5 + 4,5 = 24$  мкм.

### Посадки в системе отверстия и в системе вала

Посадки всех трех групп с различными зазорами и натягами можно получить, изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей (рис. 4.10, а). Однако удобнее в технологическом и эксплуатационном отношении получать разнообразные посадки, изменяя положения поля допуска только вала (рис. 4.10, б) или только отверстия (рис. 4.10, в). Например, все посадки, рассмотренные в примерах 4.8—4.10 (см. рис. 4.5, 4.8 и 4.9), образованы изменением положения полей допусков вала при постоянных полях допусков отверстий ( $ES = 15$  мкм;  $EI = 0$ ). Деталь, у которой положение поля допуска не зависит от вида посадки, называют основной деталью системы. Это может быть отверстие или вал, имеющие любое основное отклонение. В системе допусков и посадок



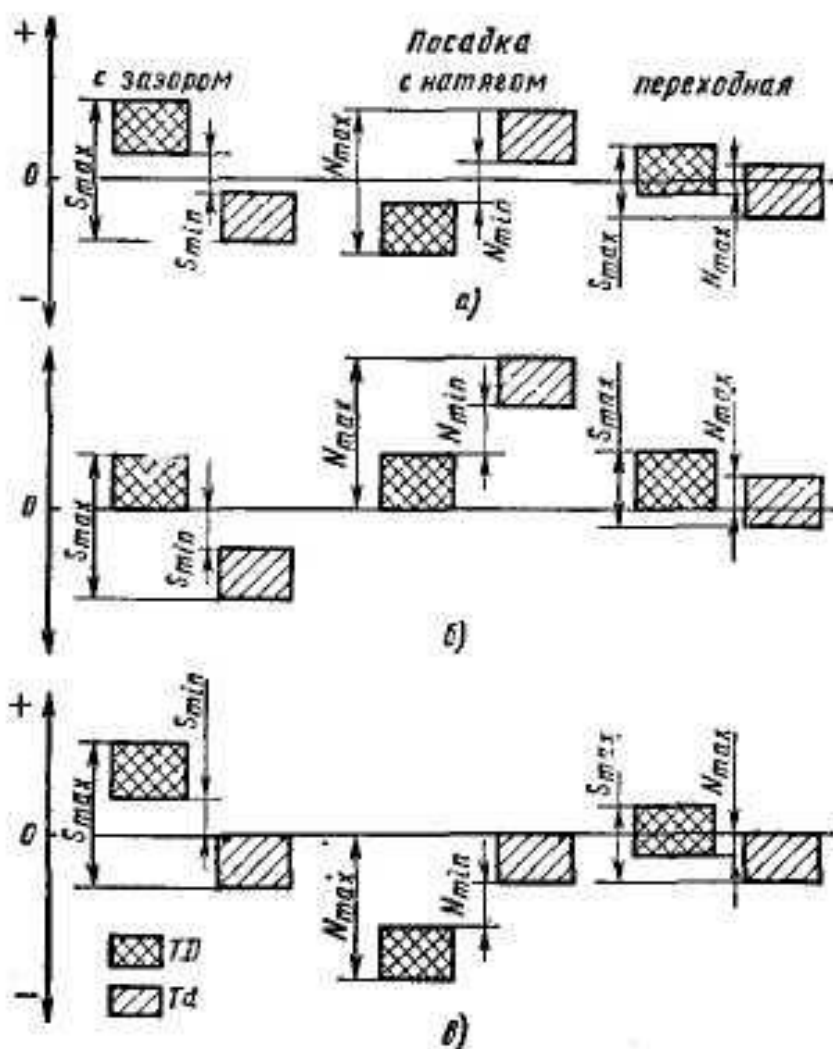


Рис 4.10

СЭВ основными деталями служат отверстия или валы, имеющие основное отклонение, равное нулю.

Таким образом, *основная деталь* — это деталь, поле допуска которой является базовым для образования посадок, установленных в данной системе допусков и посадок. *Основное отверстие* — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю  $EI = 0$  (см. рис. 4.7, а и 4.10, б). У основного отверстия верхнее отклонение всегда положительное и равно допуску  $ES - 0 = TD$ ; поле допуска расположено выше нулевой линии и направлено в сторону увеличения номинального размера. *Основной вал* — вал, верхнее отклонение которого равно нулю  $es = 0$  (см. рис. 4.7, а и 4.10, в). У основного вала  $Td = 0 - (-ei) = |ei|$ , поле допуска расположено ниже нулевой линии и направлено в сторону уменьшения номинального размера.

В зависимости от того, какая из двух сопрягаемых деталей является основной, системы допусков и посадок включают два ряда посадок: *посадки в системе отверстия* — различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (см. рис. 4.10, б); *посадки в системе вала* — различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (см. рис. 4.10, в).

Нужные зазоры и натяги получают, изменяя основные отклонения несосиновых деталей: валов в системе отверстия и отверстий в системе вала. Основные отклонения несосиновых деталей системы изменяются по абсолютной величине и могут быть положительными, отрицательными и равными нулю. В последнем случае (см. рис. 4.7, а) получается посадка с зазором, образованная основным отверстием и основным валом.

Валы различной точности (даже высокой) можно обрабатывать и измерять универсальными инструментами — резцами, шлифовальными кругами, микрометрами и т. д. Для обработки и измерения точных отверстий применяют специальные, дорогостоящие инструменты (зенкеры, развертки, протяжки, калибры-пробки). Число комплектов таких инструментов, необходимых для обработки отверстий с одинаковым номинальным размером, зависит от разнообразия предельных отклонений, которые могут быть назначены. Допустим, требуется изготовить три комплекта деталей одинаковых номинальных размеров и одинаковой точности для получения посадок с зазором, натягом и переходной. В системе отверстия предельные размеры отверстий одинаковы для всех трех посадок (см. рис. 4.10, б), и для обработки потребуется только один комплект специальных инструментов. В системе вала предельные размеры отверстий для каждой посадки различны (см. рис. 4.10, в), и для обработки потребуется три комплекта специальных инструментов.

Благодаря тому, что для получения разнообразных посадок в системе отверстия требуется значительно меньше специальных инструментов для обработки отверстий, эта система в машиностроении имеет преимущественное применение.

# ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

## Государственная система обеспечения единства измерений

Метрология — наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности. К основным задачам метрологии относятся: установление единиц физических величин и государственных эталонов единиц физических величин; создание образцовых средств измерений; определение физических констант и физико-химических свойств веществ и материалов, а также получение стандартных образцов этих свойств; разработка стандартных методов и средств испытания и контроля; разработка теории измерений и методов оценки погрешностей; надзор за приборостроением и эксплуатацией средств измерений; систематические поверки мер и измерительных приборов; ревизии состояния измерений на предприятиях и организациях.

## Понятия об измерениях и единицах физических величин

Измерение — нахождение значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, например измерение размеров вала микрометром. За единицу физической величины принимают единицу измерения, определяемую установленным числовым значением, которое принято за исходную (основную или производную) единицу (например, метр — единица длины и т. п.).

Основное уравнение измерения имеет вид  $Q = qU$ , где  $Q$  и  $q$  — измеряемая физическая величина и ее числовое значение в принятых единицах;  $U$  — единица физической величины.

Измерения производят для установления действительных размеров изделий и соответствия их требованиям чертежа, а также для проверки точности технологической системы и подналадки ее для предупреждения брака.

Вместо определения значения физической величины часто проверяют, находится ли действительное значение этой величины (например, размер детали) в установленных пределах. Процесс получения и обработки информации об объекте (параметре детали, механизма, процесса и т. д.) с целью определения его годности или необходимости введения управляющих воздействий на факторы, влияющие на объект, называют контролем. При контроле деталей проверяют только соответствие действительных значе-

ний геометрических, механических, электрических и других параметров нормирования допускаемым значениям этих параметров, например, с помощью калибров (см. гл. 6).

Для введения единообразия в единицах измерения во всем мире на XI Генеральной конференции по мерам и весам в 1960 г. была принята Международная система единиц (СИ). В соответствии с СИ разработан СТ СЭВ 1052—78, который с 1 января 1980 г. введен в действие в качестве государственного стандарта СССР. СТ СЭВ 1052—78 устанавливает обязательное применение единиц СИ во всей разрабатываемой или пересматриваемой нормативно-технической документации.

В СИ установлены семь основных единиц, используя которые, можно измерять все механические, электрические, магнитные, акустические и световые параметры, а также характеристики ионизирующих излучений и параметры в области химии. Основными единицами СИ являются: метр (м) — для измерения длины; килограмм (кг) — для измерения массы; секунда (с) — для измерения времени; ампер (А) — для измерения силы электрического тока; кельвин (К) — для измерения температуры; моль (моль) — для измерения количества вещества и кандела (кд) — для измерения силы света.

В СИ принято новое определение единицы длины — метра. До введения СИ в качестве международного и национальных эталонов метра использовали штриховые меры, изготовленные из платино-иридиевого сплава и имеющие в поперечном сечении X-образную форму. Метр определяли как расстояние при температуре 0 °С между осями двух средних штрихов меры. В СССР в качестве Государственного эталона был утвержден штриховой метр № 28. В СИ метр определяется длиной световых волн: «метр — это длина, равная  $1\,650\,763,73$  длин в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями  $2p_{10}$  и  $5d_5$  атома криптона 86».

Новое определение единицы длины дало возможность значительно повысить точность воспроизведения единицы длины и использовать для ее воспроизведения естественный (природный) процесс, отличающийся высокой стабильностью.

Кроме семи основных единиц, СИ устанавливает производные единицы, образованные с помощью простейших уравнений связи между физическими величинами. Так,



единицу скорости образуют с помощью уравнения, определяющего скорость прямолинейно и равномерно движущейся точки:  $v = S/t$ , где  $v$  — скорость;  $S$  — длина пройденного пути;  $t$  — время движения точки. Подстановка вместо  $S$  и  $t$  их единицы СИ дает  $[v] = [S]/[t] = 1 \text{ м/с}$ . Поэтому за единицу скорости СИ принят метр в секунду (м/с), равный скорости прямолинейно и равномерно движущейся точки, при которой она за время 1 с проходит путь длиной в 1 м.

### Классификация измерительных средств и методов измерений

*Средство измерения* — это техническое устройство, используемое при измерениях и имеющее нормированные метрологические свойства. К средствам измерений относятся, например, различные измерительные приборы и инструменты: штангенинструменты, микрометры и др.

*Принцип действия средства измерения* — физический принцип, положенный в основу построения данного средства измерения. Часто принцип действия отражен непосредственно в названии средства измерения, например *оптиметр*.

Средство измерения, предназначенное для воспроизведения физической величины заданного размера, называют *мерой*. Различают *однозначные* меры, воспроизводящие физическую величину одного размера (например, *концевые меры длины, гири, конденсаторы постоянной емкости* и т. д.), и *многозначные* меры, воспроизводящие ряд одноименных величин различного размера (например, *рулетки, разделенные на миллиметры, конденсаторы переменной емкости*).

*Эталон единицы физической величины* — средство измерения (или комплекс средств измерений), официально утвержденное эталоном для воспроизведения единицы физических величин с наивысшей достижимой точностью и ее хранения (например, комплекс средств измерений для воспроизведения метра через длину световой волны). Примером точности эталонов может служить государственный эталон времени, погрешность которого за 30 тыс. лет не превысит 1 с.

*Образцовые средства измерения* — это меры, измерительные приборы или преобразователи, утвержденные в качестве образцовых. Они служат для контроля ниже-



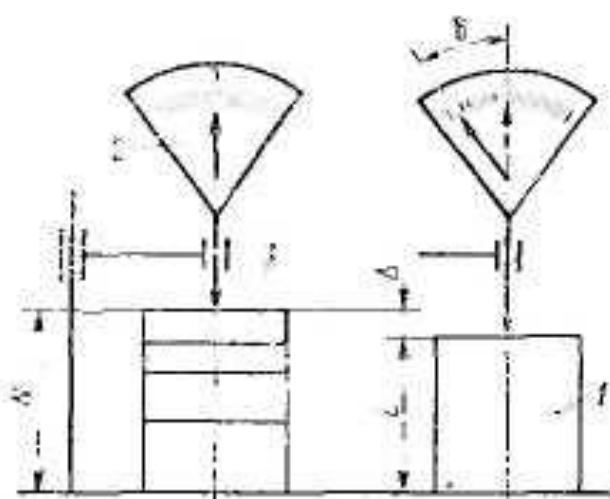


Рис. 7.1

получения значений измеряемых величин различают два основных метода измерений: метод непосредственной оценки и метод сравнения с мерой.

*Метод непосредственной оценки* — метод измерения, при котором значение величины определяют непосредственно по отсчетному устройству измерительного прибора прямого действия, например измерение длины с помощью линейки, размеров деталей микрометром, угломером и т. д.

*Метод сравнения с мерой* — метод измерения, при котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой. Например, для измерения высоты  $L$  детали 1 (рис. 7.1) миниметр 2 закрепляют в стойке. Стрелку миниметра устанавливают на нуль по какому-либо образцу (набору концевых мер 3), имеющему высоту  $N$ , равную номинальной высоте  $L$  измеряемой детали. Затем приступают к измерению партии деталей. О точности размеров  $L$  судят по отклонению  $\pm \Delta$  стрелки миниметра относительно нулевого положения. При измерении линейных величин независимо от рассмотренных методов различают *контактный* и *бесконтактный* методы измерений. Примером первого является измерение размера вала штангенциркулем, а второго — измерение того же вала с помощью проекционных приборов, например микроскопа.

В зависимости от взаимосвязи показаний прибора с измеряемой физической величиной измерения подразделяют на *прямые* и *косвенные*, *абсолютные* и *относительные*.

стоящих по поверочной схеме измерительных средств и в то же время сами периодически подвергаются проверке по эталонам. Их точность имеет большое значение для обеспечения единства и правильности измерений.

Измерительное средство и приемы его использования в совокупности образуют *метод измерения*. По способу

При *прямом* измерении искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных, например измерение угла угломером, диаметра — штангенциркулем.

При *косвенном* измерении искомое значение величины определяют на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям, например определение среднего диаметра резьбы с помощью трех проволок на вертикальном длиннотере, угла с помощью синусной линейки и т. д.

*Абсолютное* измерение основано на прямых измерениях величины и (или) использовании значений физических констант, например измерение размеров деталей штангенциркулем или микрометром. *Относительное* измерение основано на сравнении измеряемой величины с известным значением меры, например измерение отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерения величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную. Размер в этом случае определяется алгебраическим суммированием размера установочной меры и показаний прибора. Например, высоту  $L$  детали  $I$  (см. рис. 7.1) находят по отклонению  $\Delta$  от размера  $N$ , по которому построен микрометр:  $L = N \pm \Delta$ .

### Метрологические показатели средств измерения

При выборе средства измерения в зависимости от заданной точности изготовления деталей необходимо учитывать их метрологические показатели (рис. 7.2): цену деления шкалы, диапазоны показаний и измерений, пределы измерения, измерительное усилие и др. Основным элементом отсчетного устройства является шкала, по которой снимается отсчет. *Цена деления шкалы* — разность значений величин, соответствующих двум соседним отметкам шкалы, например 0,002 мм при длине (интервале) деления шкалы прибора, равной 1 мм (под интервалом деления шкалы понимаем расстояние между осями двух соседних отметок шкалы). *Начальное и конечные значения шкалы* — соответственно наименьшее и наибольшее значения измеряемой величины, указанные на шкале, характеризующие возможности шкалы измерительного средства и определяющие диапазон показаний.

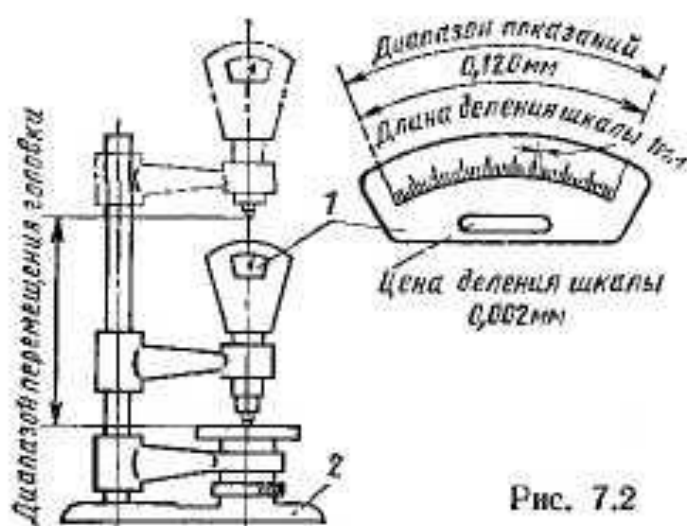


Рис. 7.2

*Диапазон показаний* — область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы. *Диапазон измерений*, состоящий из диапазонов показаний и перемещения измерительной головки по стойке прибора, — это область значений измеряемой величины, для которой нормированы допускаемые погрешности средства измерений. *Предел измерений* — наибольшее или наименьшее значение диапазона измерений.

Одной из основных характеристик контактных средств измерения линейных и угловых величин контактным методом является *измерительное усилие*, которое возникает в зоне контакта чувствительного элемента средства измерений с деталью или другим исследуемым объектом.

Основные метрологические показатели некоторых средств измерения приведены в табл. 7.1.

При анализе измерений сравнивают истинные значения физических величин с результатами измерений. Отклонение  $\Delta$  результата измерения  $X$  от истинного значения  $Q$  измеряемой величины называют *погрешностью измерения*

$$\Delta = X - Q.$$

Под *точностью измерений* понимают качество измерений, отражающее близость их результатов к истинному значению измеряемой величины (высокая точность измерений соответствует малым погрешностям).

Погрешности измерений обычно классифицируют по причине их возникновения и по виду погрешностей.

В зависимости от причины возникновения выделяют следующие погрешности измерений.

Таблица 7.1

## Основные метрологические показатели средств измерения

Измерительное средство	Метрологические показатели			
	Цена деления шкалы	Диапазон по-казаний шкалы	Пределы изме-рения инстру-мента, прибора	Сила изме-рения, Н
Штангенциркуль (тип ШЦ-1)	0,1	125	0—125	—
Штангенциркули (тип ШЦ-11)	0,05	200	0—200 10—210 *	— —
		320	0—320 10—330 *	— —
Микрометры гладкие (тип МК для измерения наружных раз-меров)	0,01	25	0—25	9
		25	25—50	9
		25	50—75	9
		25	75—100 и т. д.	9
Индикаторы часового типа (тип 1)	0,01	10	**	1,8
		5	**	1,6
		2	**	1,4
Головка измерительная пружин-ная (микрометр типа ИИГП)	0,001	0,06	**	1,5
Оптиметр вертикальный (тип ОВО-1)	0,001	0,200 (±0,1)	До 150 (диаметр) До 180 (длина)	2,7
Длиномер вертикальный (тип ИЗВ-1)	0,001	100	До 250	Пере-менная
Большой микроскоп инстру-ментальный (тип БМИ)	0,005	25	0—150 (ось X) 0—75 (ось Y)	—

Продолжение табл. 7.1

Измерительное средство	Метры и индикаторные приборы			Сила измерения, Н
	Цена деления шкалы	Диапазон показаний шкалы	Пределы измерения инструмента, прибора	
Микроскоп измерительный универсальный (тип УИМ-21)	0,001	100	0—100 (ось Y)	—
		200	0—200 (ось X)	—
Нутромер индикаторный	0,01	4 8	6—10 10—18 и др.	4,5
Нутромер микрометрический	0,01	13 25 25	50—75 75—175 75—600 и др.	—

\* При измерении внутренних размеров.  
 \*\* Предел измерения данным средством зависит от применяемой стойки, в которой закрепляется прибор

*Погрешность метода* — это составляющая погрешности измерения, являющаяся следствием несовершенства метода измерений. Суммарная погрешность метода измерения определяется совокупностью погрешностей отдельных его составляющих (погрешности показаний прибора и блока концевых мер, погрешности, вызванной изменением температурных условий и т. п.).

*Погрешность отсчета* — это составляющая погрешности измерения, являющаяся следствием недостаточно точного отсчета показаний средства измерений и зависящая от индивидуальных способностей наблюдателя.

*Инструментальная погрешность* — составляющая погрешности измерения, зависящая от погрешностей при-



меняемых средств измерений. Различают *основную* и *дополнительную погрешность средства измерений*. За основную погрешность принимают погрешность средства измерений, используемого в нормальных условиях. Дополнительная погрешность складывается из дополнительных погрешностей измерительного преобразователя и меры, вызванных отклонением от нормальных условий. Например, если при настройке прибора для измерения методом сравнения с мерой температура меры отличается от нормальной, то это приведет к погрешности настройки прибора на нуль и соответственно к погрешности измерений. Погрешности средств измерений нормируют установленным пределом допускаемой погрешности.

*Предел допускаемой погрешности средства измерения* — наибольшая (без учета знака) погрешность средства измерения, при которой оно может быть признано годным и допущено к применению.

Все перечисленные погрешности измерения подразделяют по виду на *систематические, случайные и грубые*.

Под *систематическими* понимают погрешности, постоянные или закономерно изменяющиеся при повторных измерениях одной и той же величины. Выявленные систематические погрешности могут быть исключены из результатов измерения путем введения соответствующих поправок. Примером таких погрешностей являются погрешности показания прибора при неправильной градуировке шкалы; погрешности мер, по которым производят установку на нуль прибора.

*Случайные погрешности* — составляющие погрешности измерения, изменяющиеся случайным образом при повторных измерениях одной и той же величины. Случайными являются погрешности, возникающие вследствие нестабильности показаний измерительного прибора, колебания температурного режима в процессе измерения и т. д. Случайные погрешности нельзя установить заранее, но можно учесть в результате математической обработки данных многократных измерений.

К *грубым погрешностям* относятся случайные погрешности, значительно превосходящие погрешности, ожидаемые при данных условиях измерения. Причинами, вызывающими грубые погрешности, являются, например, неправильный отсчет по шкале прибора, неправильная установка измерительной детали в процессе измерения и т. д.



## § 7.5. Выбор измерительных средств

Выбор измерительных средств зависит от принятых организационно-технических форм контроля, масштабов производства, конструктивных особенностей контролируемых деталей, точности их изготовления, экономических и других факторов.

При выборе измерительных средств необходимо оценить допускаемую погрешность измерения, а также определить положение приемочных границ, т. е. определить значения размеров деталей, по которым следует производить их приемку.

Допускаемая погрешность  $\Delta$  измерения зависит от допуска на изготовление изделия, который связан с номинальным размером. Для линейных размеров до 500 мм СТ СЭВ 303—76 в качествах 2—17 устанавливает 16 рядов допускаемых погрешностей измерения. Эти погрешности составляют примерно от 20 (для грубых качеств) до 35 % допусков на изготовление деталей. Допускаемые погрешности измерения для качеств 5—13 приведены в табл. 7.2.

Если допуск на изготовление не совпадает с допуском ЕСДП СЭВ, погрешность измерения следует выбирать по

Таблица 7.2

Допускаемые погрешности измерения линейных размеров с допусками, назначенными по качествам 5—13 ЕСДП СЭВ

Номиналь- ные раз- меры, мм		Допускаемые погрешности $\Delta$ , мм, в качествах								
		5	6	7	8	9	10	11	12	13
Св	До									
	3	1,4	1,8	3	3	6	8	12	20	30
3	6	1,6	2,0	3	4	8	10	16	30	40
6	10	2,0	2,0	4	5	9	12	18	30	50
10	18	2,8	3,0	5	7	10	14	30	40	60
18	30	3,0	4,0	6	8	12	18	30	50	70
30	50	4,0	5,0	7	10	16	20	40	50	80
50	80	4,0	5,0	9	12	18	30	40	60	100
80	120	5,0	6,0	10	12	20	30	50	70	120
120	180	6,0	7,0	12	16	30	40	50	80	140
180	250	7,0	8,0	12	18	30	40	60	100	160
250	315	8,0	10,0	14	20	30	50	70	120	180
315	400	9,0	10,0	16	24	40	50	80	120	180
400	500	9,0	12,0	18	26	40	50	80	140	200

---

ряду погрешностей, установленному для ближайшего более точного качества.

Допускаемые погрешности измерения нормируют независимо от способа измерения при приемочном контроле. Однако при измерении автоматическими и полуавтоматическими измерительными средствами изделий с допуском по качеству 4 и грубее рекомендуется принимать допускаемую погрешность измерения на один ряд точнее.

Установленные стандартом погрешности измерения являются наибольшими, которые можно допускать при измерении; они включают как случайные, так и неучтенные систематические погрешности измерения (погрешности измерительных средств, установочных мер, базирования, температурных деформаций и т. д.). Значения размеров, полученных при измерении с погрешностью, не превышающей погрешностей, указанных в табл. 7.2, принимаются за действительные. Случайная погрешность измерения не должна превышать 0,6 предела допускаемой погрешности измерения.

# ТОЧНОСТЬ ФОРМЫ ДЕТАЛЕЙ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

## Общие сведения

Любую деталь можно представить как совокупность геометрических, идеально точных объемов, имеющих цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные и другие поверхности. Например, вал 14 (см. рис. 3.1) образован сочетанием ряда цилиндров. В процессе изготовления деталей и эксплуатации машин возникают погрешности не только размеров, но также формы и расположения номинальных поверхностей. Кроме того, режущие элементы любого инструмента оставляют на обработанных поверхностях следы в виде чередующихся выступов и впадин. Эти неровности создают шероховатость и волнистость поверхностей. Таким образом, в чертежах форму деталей задают идеально точными номинальными поверхностями, плоскостями, профилями. Изготовленные детали имеют реальные поверхности, плоскости, профили, которые отличаются от номинальных отклонениями формы и расположения, а также шероховатостью и волнистостью.

## Отклонения формы и расположения поверхностей

Основные термины и определения установлены СТ СЭВ 368—76.

**Отклонением формы** поверхности или профиля называют отклонение формы реальной поверхности (реальной о профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). В общем случае в отклонение формы входит волнистость поверхности (профиля) и не входит шероховатость. Отклонения формы поверхностей (профилей) отсчитывают от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающих поверхности, прямой, профиля по нормали к ним.

*Прилегающая плоскость* (рис. 9.1, а) — плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная так, чтобы отклонение  $\Delta$  от нее до наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. *Прилега-*

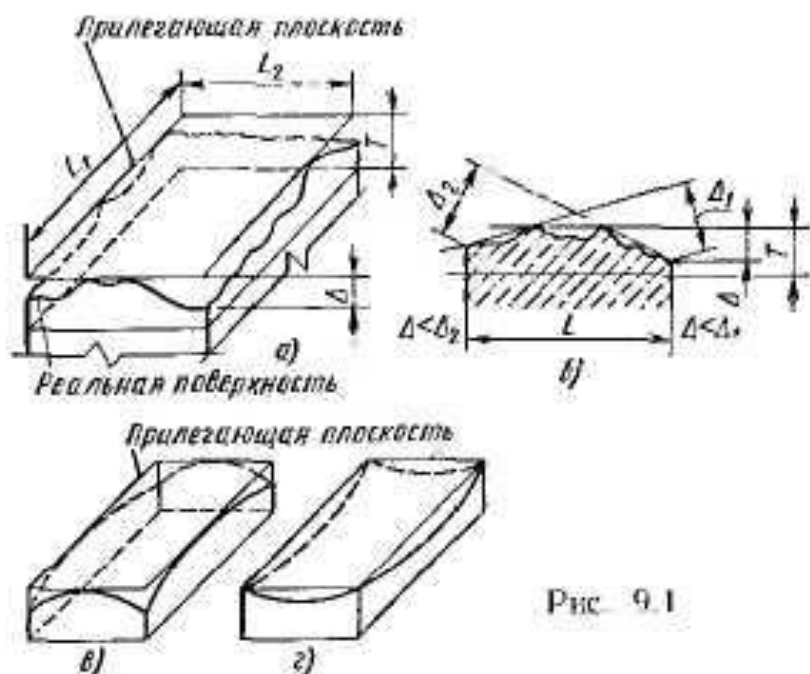


Рис. 9.1

ющая прямая (рис. 9.1, б) — прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение<sup>1</sup>. Прилегающая окружность — окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения, или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения (рис. 9.2, а, б). Прилегающий цилиндр — цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности (рис. 9.2, в), или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

Прилегающие прямые, плоскости и поверхности не используют для отчета отклонений формы и расположения, так как их положение по отношению к реальным поверхностям соответствует положению контрольных линеек, плит и пробок, и они дают наименьшие отклонения в наиболее удаленных точках реальных поверхностей и профилей. Например, отклонения  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  реального профиля от касательных больше, чем отклонения  $\Delta$  от прилегающей прямой (рис. 9.1, б).

Отклонения формы, а часто и расположения поверхностей оценивают наибольшим отклонением  $\Delta$ . При этом

<sup>1</sup> Нормируемым участком называют часть поверхности или профиля, на которых определяют отклонения формы или расположения поверхностей, например часть профиля длиной  $L$  (рис. 9.1, б).

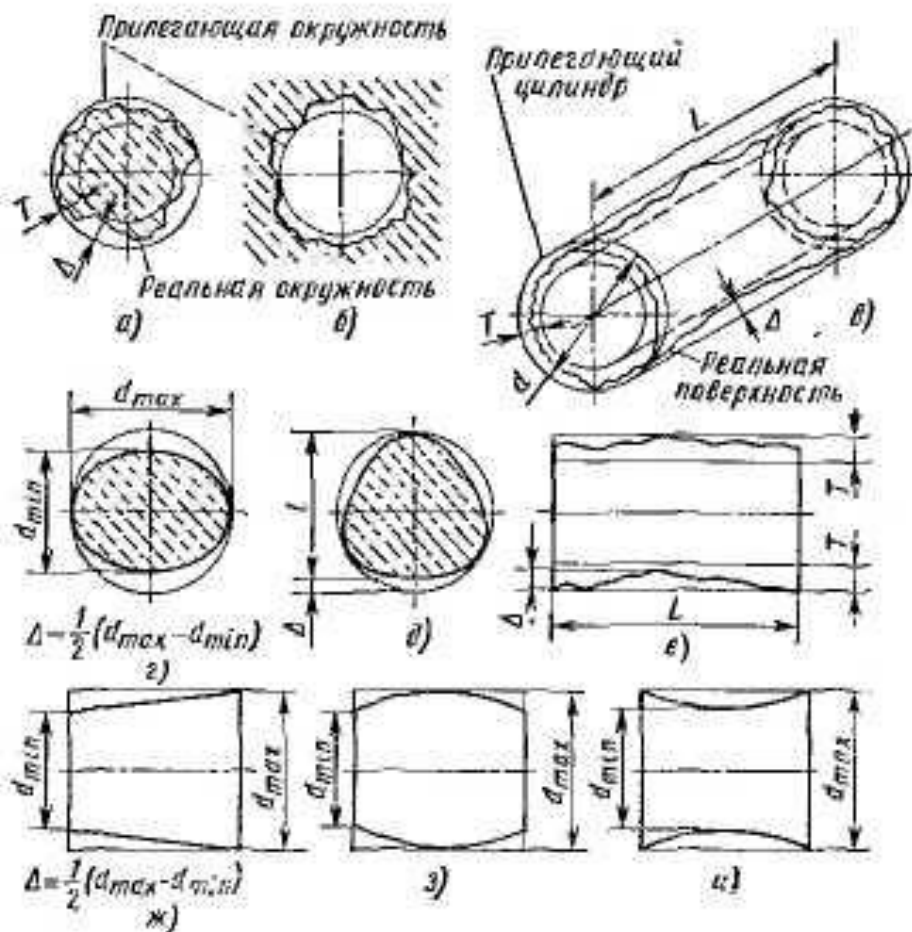


Рис. 9.2

должно обеспечиваться условие  $\Delta \leq T$ , где  $T$  — допуск формы или расположения.

Поле допуска формы представляет собой область в пространстве (рис. 9.1, а) или на плоскости (рис. 9.1, б), внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности или реального профиля. Области полей допусков формы ограничиваются допуском  $T$  и заданными размерами рассматриваемых элементов  $L_1$ ,  $L_2$  или  $L$ . Поле допуска цилиндрической поверхности (рис. 9.2, в) ограничивается торцовыми плоскостями, расположенными на расстоянии, равном  $L$ , и цилиндрическими поверхностями, имеющими диаметры  $d$  и  $d - 2T$ .

Отклонение формы плоских поверхностей (см. рис. 9.1, а). Отклонение от плоскостности равно наибольшему отклонению  $\Delta$ . Частными видами отклонений от плоскостности являются выпуклости (см. рис. 9.1, в) и вогнутость (см. рис. 9.1, з)

Отклонение формы цилиндрических поверхностей характеризуется нецилиндричностью (см. рис. 9.2, в),



которая включает отклонения от круглости поперечных сечений (см. рис. 9.2, а, б) и профиля продольного сечения (см. рис. 9.2, е). К частным видам отклонения от округлости относятся овальность (см. рис. 9.2, г) и огранка (см. рис. 9.2, д). При огранке реальный профиль представляет собой многогранную фигуру. Отклонение профиля в продольном сечении цилиндрических поверхностей характеризуется *непрямолинейностью образующих* (см. рис. 9.2, е) и делится на *конусообразность* (см. рис. 9.2, ж) *бочкообразность* (см. рис. 9.2, з) и *седлообразность* (см. рис. 9.2, и).

Основные причины появления отклонений формы цилиндрических поверхностей: овальности — биение шпинделя токарного или шлифовального станков; огранки — изменение мгновенных центров вращения детали, например при бесцентровом шлифовании; конусообразности — несоосность шпинделя и задней бабки, износ резца; бочкообразности — деформации длинных валов при обтачивании их в центрах без люнетов и т. д.

Отклонения расположения поверхностей (осей, профилей). Номинальное расположение поверхности, оси или профиля определяется номинальными линейными или угловыми размерами между рассматриваемой поверхностью (прямой, профилем) и базой.

*Базой* называют элемент детали (поверхность, ось, точку), по отношению к которому заданы допуски расположения. Например, положение паза в детали, показанной на рис. 9.3, ж, определяется отклонением  $\Delta$  относительно плоскости симметрии. Если база не задана, то номинальное положение рассматриваемых поверхностей (прямых, профилей) определяется номинальными размерами между ними, а реальное расположение тех же рассматриваемых элементов определяется действительными линейными или угловыми размерами.

*Поле допусков расположения* называют область, внутри которой должны находиться прилегающие плоскость или поверхность, ось, центр или плоскость симметрии рассматриваемого элемента в пределах нормируемого участка. Например, полем допусков расположения одной из параллельных плоскостей является область, ограниченная размерами  $T$ ,  $L_1$  и  $L_2$ , внутри которой находится прилегающая плоскость (рис. 9.3, а).

*Отклонением расположения* (рис. 9.3) называют отклонение реального расположения поверхности, оси или

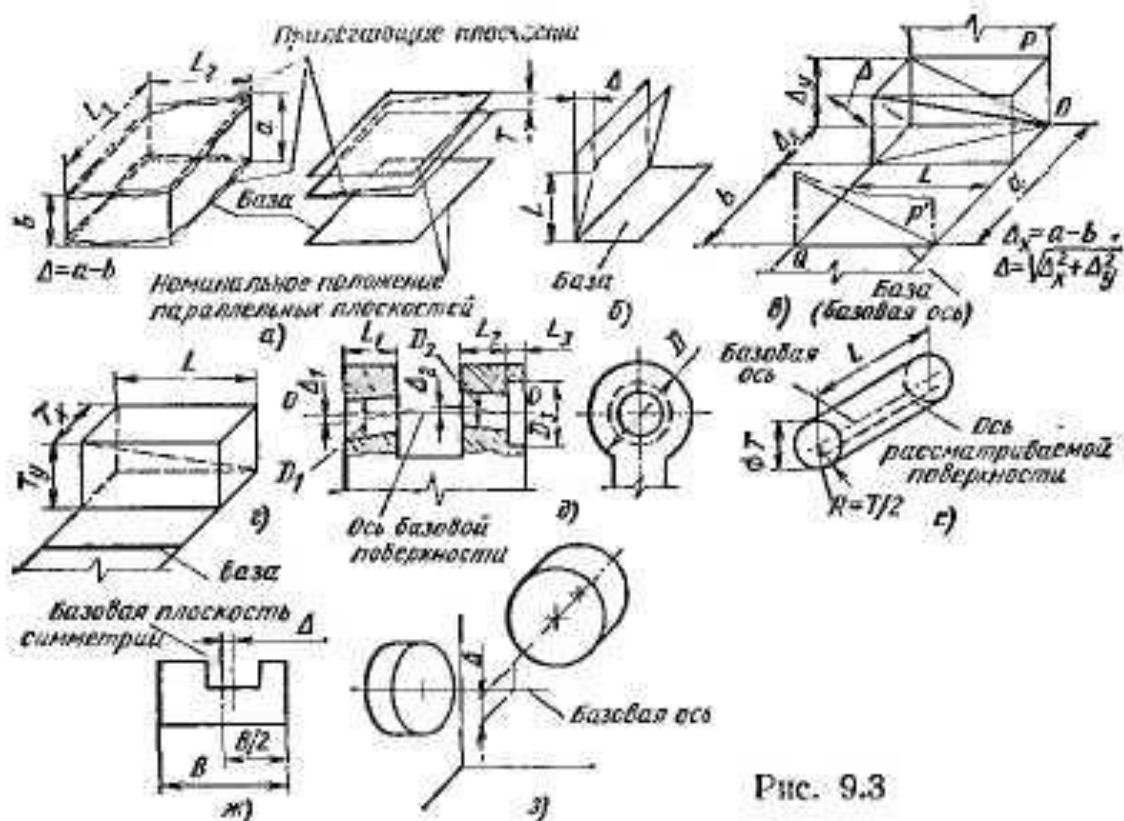


Рис. 9.3

профиля от номинального расположения без учета отклонения формы рассматриваемых и базовых поверхностей, прямых, профилей. При этом реальные поверхности, прямые, профили заменяют прилегающими<sup>1</sup>, а в качестве осей, плоскостей симметрии и центров реальных поверхностей и профилей принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих поверхностей и профилей.

Точность расположения считают обеспеченной, если действительное отклонение не превышает допуска, установленного на данный вид отклонения, т. е.  $\Delta \leq T$ .

Рассмотрим основные виды отклонений расположения.

*Отклонения от параллельности и перпендикулярности плоскостей* показаны на рис. 9.3, а и б.

*Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве* (рис. 9.3, в) равно геометрической сумме отклонений от параллельности проекций осей  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  на перпендикулярные плоскости  $Q$  и  $P$ . Плоскость  $Q$  является общей плоскостью осей; она проходит через базовую ось и точку другой оси (точка  $O$ ). Плоскость  $P$  проходит через точку  $O$  перпендикулярно к плоскости  $Q$  и параллельно базовой оси. Составляющие  $\Delta_x$  и  $\Delta_y$  могут

<sup>1</sup> Для упрощения чертежей на некоторых рисунках вместо реальных показаны только прилегающие поверхности (см. рис. 9.3, а и б).

быть самостоятельными погрешностями взаимного расположения осей в плоскостях. *Отклонение от параллельности осей в общей плоскости  $Q$*  равно  $\Delta_v$ ; *перекос осей* равен отклонению от параллельности  $\Delta_p$  проекций осей на плоскость  $P'$  (проходит через базовую ось перпендикулярно к плоскости  $Q$ ). *Поле допуска параллельности осей в пространстве* (рис. 9.3, з) характеризуется параллелепипедом со сторонами  $T_v$ ,  $T_p$  и  $L$ .

*Отклонение от соосности относительно общей оси  $OO$*  (рис. 9.3, д) — это наибольшее расстояние  $\Delta_1$  ( $\Delta_2$ ) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей (базовой) осью на длине нормируемого участка  $L_1$  ( $L_2$ ). Например, в ушках крошителей, имеющих наружные диаметры  $D$ , расточены три отверстия диаметрами  $D_1$ ,  $D_2$  и  $D_3$ . Все поверхности должны быть расположены концентрично на общей оси  $OO$ . Допустим, что рассматриваемые поверхности  $D_1$  и  $D_2$  перекошены и смещены относительно оси  $OO$  (наибольшие смещения  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ ). Обычно направление смещения отдельных поверхностей не задается, и осевые каждой рассматриваемой поверхности могут быть расположены по любую сторону от общей оси, но в пределах допуска. Поэтому полем допуска соосности является часть пространства, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску соосности  $T_s$ , длина образующей равна нормируемой длине  $L$ , а ось совпадает с базовой осью. Допуск соосности можно задавать в диаметральном и радиусном выражении. В радиусном выражении допуск удобнее задавать, если допустимо симметричное смещение рассматриваемой поверхности относительно базовой оси, т. е.  $\Delta \leq \pm T/2$  (рис. 9.3, е).

Допуски в диаметральном и радиусном выражении применяются также для ограничения отклонений от параллельности прямых (рис. 9.3, в); от симметричности относительно базовой плоскости ( $\Delta \leq \pm T/2$ ) отдельных конструктивных элементов номинально симметричных деталей (например, паза в детали на рис. 9.3, ж); от пересечения осей, которое равно кратчайшему расстоянию между номинально пересекающимися осями (рис. 9.3, з). В последнем случае рассматриваемая ось может быть расположена выше или ниже базовой оси на расстоянии  $\Delta \leq T/2$ .

*Позиционное отклонение и позиционный допуск* — условные названия отклонения и допуска на смещение оси или плоскости относительно номинального распо-



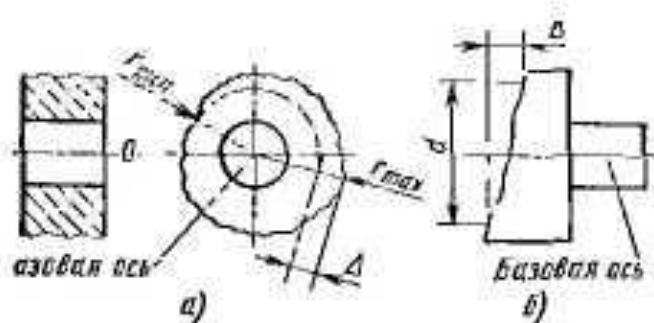


Рис. 9.4

жения. Следовательно, отклонения (допуски) осей от параллельности (см. рис. 9.3, в), поверхностей от базовой оси (см. рис. 9.3, д) или от плоскости симметрии (см. рис. 9.3, ж) и прямых от пересечения (см. рис. 9.3, з) относятся к пози-

ционным отклонениям (позиционным допускам)

*Суммарное отклонение (допуск) формы и расположения* — отклонение (допуск), которое одновременно учитывает (ограничивает) отклонения формы и расположения рассматриваемой реальной поверхности (профиля) относительно заданных баз. Суммарные отклонения и допуски применяют, в частности, для оценки радиального и торцевого биения.

*Радиальное биение поверхности вращения* (рис. 9.4, а) относительно базовой оси  $OO$  возникает в результате отклонений от круглости и соосности с указанной осью профиля проверяемого сечения. Оно равно разности  $\Delta$  наибольшего и наименьшего радиусов проверяемого профиля в сечении, перпендикулярном базовой оси. *Полное радиальное биение* цилиндрической поверхности появляется в результате отклонений проверяемой поверхности от цилиндричности и соосности с базовой осью.

*Торцовое биение* (рис. 9.4, б), равное разности наибольших и наименьших расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси, определяют в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра  $d$ . *Полное торцовое биение* определяют аналогично, но в пределах всей торцевой поверхности.

Точность расположения одной поверхности может влиять на точность сборки и качество работы узлов (механизмов). Например, перекося отверстия в корпусе 1 (рис. 9.5, а) вызовет перекося оси 2 за пределами корпуса и ухудшит работу зубчатого колеса 3. Требуемую точность расположения сопрягаемых деталей обеспечивают с помощью *выступающего поля допуска расположения*, т. е. поля допуска  $T$ , ограничивающего расположение рассматриваемого элемента (например, осевой линии отверстия в кор-

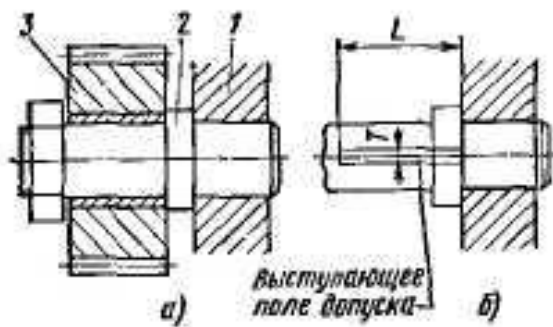


Рис. 9.5

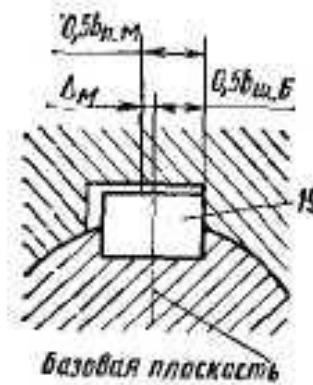


Рис. 9.6

пусе 1) на длине  $L$ , выходящей за пределы этого элемента (рис. 9.5, б).

**Зависимый и независимый допуски расположения (формы).** Зависимым называют переменный допуск расположения, который указывается на чертежах своим минимальным значением и может быть превышен на величину предельных отклонений вала или отверстия. Эти допуски назначают, если зазоры или натяги между деталями, сопрягаемыми по нескольким поверхностям, должны находиться в заданных пределах.

**Пример 9.1.** В соединении шпонки с пазом ступицы (см. рис. 3.1 и 9.6) необходимо обеспечить зазоры. Допускается одностороннее расположение зазора при условии, что между другой парой боковых граней шпонки и паза, например справа, не возникнет натяг. Для решения задачи принимаем: наименьший зазор слева  $S_{мл} > 0$ , справа  $S_{мл} = 0$ ; соединение шпонки с валом выполнено идеально точно; базовая плоскость шпоночного соединения проходит через вертикальную ось вала.

Минимально допустимое смещение паза ступицы  $\Delta_M$  получим для соединения шпонки, имеющей наибольшую ширину  $b_{ш.б}$  с пазом ступицы, имеющим наименьшую ширину  $b_{п.м}$ . Учитывая, что  $S_{мл} = 0$ , получим  $0,5b_{ш.б} + \Delta_M = 0,5b_{п.м}$ . Отсюда  $\Delta_M = 0,5(b_{п.м} - b_{ш.б})$ .

Так как паз ступицы может сместиться в любую сторону от базовой плоскости, то допуск на смещение паза в диаметральном выражении  $T = \pm \Delta_M$ .

**Независимым** называют допуск расположения (формы), постоянный для всех одноименных деталей и не зависящий от действительных размеров рассматриваемых поверхностей. Например, допуск на межосевое расстояние  $a_w$  коробки передач (см. рис. 3.1) не зависит от точности отверстий в корпусе для подшипников качения.

Допуски формы и расположения поверхностей установлены СТ СЭВ 636—77 в 16-ти степенях точности (степени точности обозначают в порядке убывания 1, 2, ...). Ряды



**Т а б л и ц а 9.1**  
Зависимость допусков формы  
поверхностей от уровня  
геометрической точности

Вид допуска формы поверхностей	$(T_{\text{фг}}/T) \cdot 100\%$ для уровня		
	А	В	С
Плоскостности, прямолинейности и параллельности Цилиндричности, круглости и профи ля продольного сечения	60	40	25
	30	20	12

рической точности, характеризующиеся отношениями  $T_{\text{фг}}/T$  (%). Уровни геометрической точности обозначают: нормальной — А; повышенной — В; высокой — С (табл. 9.1). При особо высоких требованиях к точности формы можно принимать отношения  $T_{\text{фг}}/T$  меньше значений, установленных для уровня С. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах только при особых требованиях к точности геометрической формы поверхностей. Примеры применения отдельных степеней точности формы и расположения поверхностей приведены в работе [41].

Правила обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей деталей установлены стандартом СТ СЭВ 368—76. Для каждого вида допуска формы и расположения установлен определенный знак (табл. 9.2). Условное обозначение допуска содержит знак, числовое значение, а при необходимости и буквенное обозначение базы измерения (А, В и т. д.). Эти данные в указанном порядке вписывают в рамку, разделенную на две или три части. Рамку соединяют с контурной или выносной линией изделия (рис. 9.7, а, б). Обозначения допусков симметричности и соосности в диаметральном и радиусном выражениях даны на рис. 9.7, в. Допуски могут быть заданы на ограниченной длине (0,02 мм на 100 мм длины, рис. 9.7, г) или одновременно на всей длине и на ограниченном участке (рис. 9.7, д). В необходимых случаях у рамок помещают надписи с дополнительными данными (рис. 9.7, з). Базы

допусков при переходе к следующей степени точности изменяются по R5 (в 1,6 раза).

Допуски формы и расположения поверхностей за некоторым исключением не должны превышать допуски размеров  $T$ . Для случаев, когда необходимо ограничить отклонения формы и расположения поверхностей, в СТ СЭВ 636—77 для плоских и цилиндрических поверхностей установлены уровни относительной геомет-

Таблица 9.2

Условные обозначения допусков формы и расположения

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Прямолинейности	
	Плоскостности	
	Круглости	
	Цилиндричности	
	Профиля продольного сечения	
Допуски расположения	Параллельности	
	Перпендикулярности	
	Наклона	
	Соосности	

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски расположения	Симметричности	
	Позиционный	
	Пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Радиального или торцового биения; биения в заданном направлении	
	Полного радиального или торцового биения	
	Формы заданного профиля	
	Формы заданной поверхности	

обычно обозначают зачерненным треугольником и соединяют с рамкой, в которой дано буквенное обозначение базы (см. рис. 9.7, б) или условное обозначение допуска (рис. 9.7, е). Зависимые допуски расположения и формы обозначают условным знаком *M*, который помещают в рамке вместе с допуском или базой вместо базы или иными способами (пояснения приведены в СТ СЭВ 368—77). Пример обозначения суммарного допуска дан на рис. 9.7, з.

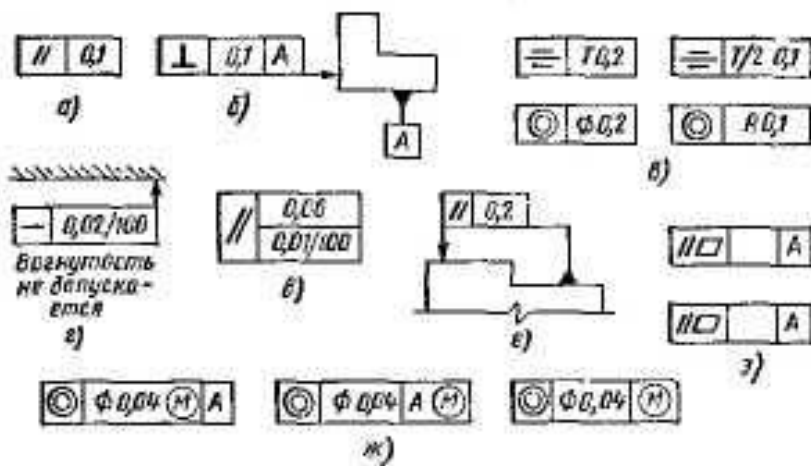


Рис. 9.7

### Шероховатость и волнистость поверхностей

Шероховатость поверхностей — совокупность неровностей с относительно малыми шагами на базовой длине (рис. 9.8). Параметры и характеристики шероховатости установлены в ГОСТ 2789—73, а также СТ СЭВ 1156—78 и СТ СЭВ 638—77. Указанные стандарты не распространяются на шероховатость ворсистых материалов (фетр и др.) и не учитывают такие дефекты поверхностей, как трещины, раковины и т. п.

Базовой линией для определения параметров шероховатости служит средняя линия  $m$ . Шероховатость можно оценивать на любом участке одинаково обработанной поверхности, имеющем ширину не менее базовой длины. Базовая длина  $l$  — длина базовой линии, на которой определяются числовые значения параметров шероховатости поверхности. Выступ и впадина профиля — части про-

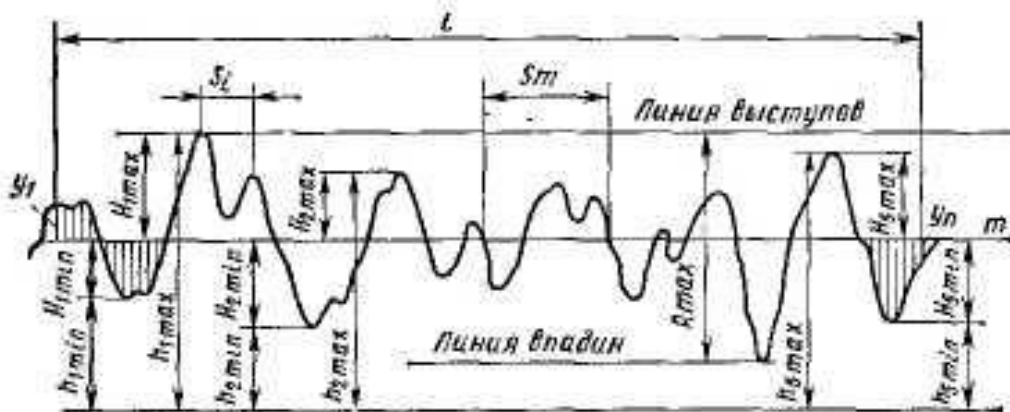


Рис. 9.8

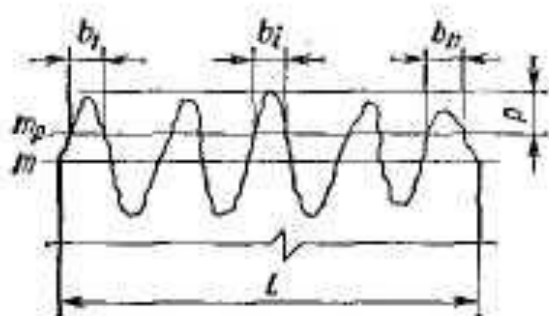


Рис. 9.9

филя, ограниченные контуром реальной поверхности и средней линией. Выступ расположен выше средней линии, а впадина ниже ее и направлена в тело. Неровности профиля образованы выступами и впадинами профиля.

*Шаг неровностей профиля  $Sm_i$*  — длина отрезка

средней линии, пересекающего профиль в трех соседних точках. *Шаг неровностей профиля по вершинам  $S_i$*  — длина отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов. *Средний шаг неровностей  $Sm$  и средний шаг неровностей по вершинам профиля  $S$*  — среднее арифметическое значение шага неровностей соответственно по средней линии и по вершинам неровностей

в пределах базовой линии  $\left( Sm = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Sm_i; S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i \right)$ .

*Среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$*  — среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля от средней линии  $y_i$  в пределах базовой длины. Приближенно

$$Ra \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i. \quad (9.1)$$

*Высота неровностей профиля по десяти точкам  $Rz$*  — сумма средних абсолютных отклонений точек пяти наибольших минимумов  $H_{i, \min}$  и пяти наибольших максимумов  $H_{i, \max}$  профиля в пределах базовой длины. Для средней линии, имеющей форму отрезка прямой,

$$Rz = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 h_{i, \max} - \sum_{i=1}^5 h_{i, \min} \right), \quad (9.2)$$

где  $h_{i, \max}$  и  $h_{i, \min}$  — расстояния до указанных точек профиля от прямой, параллельной средней линии и не пересекающей профиль.



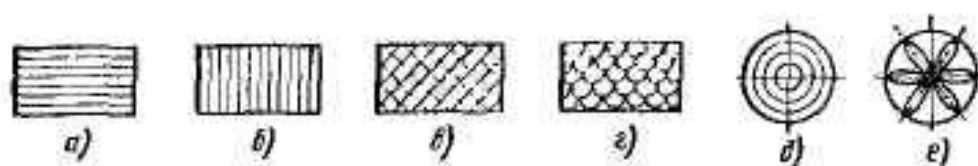


Рис. 9.10

Наибольшая высота неровностей профиля  $R_{max}$  — расстояние между линиями выступов и впадин профиля в пределах базовой длины.

Опорная длина профиля  $\eta_p$  — суммарная толщина выступов  $b_1, \dots, b_i, \dots, b_n$  (рис. 9.9), полученная в результате пересечения выступов профиля линией  $m_p$  эквидистантной средней линии, т. е.  $\eta_p = \sum b_i$ . Относительная опорная длина профиля  $tp = (\eta_p/l) \cdot 100 = (10 \dots 90) \%$ . Уровень сечения профиля  $p$  — расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль. Уровень сечения профиля выражают в процентах от  $R_{max}$   $p = (5 - 90) R_{max}, \%$ .

Направление неровностей представляет условный рисунок, образованный на поверхности режущими элементами инструмента в процессе обработки. Для основных типов направления неровностей в ГОСТ 2789—73 установлены наименования, условные обозначения на чертежах (приводятся рядом с наименованиями в скобках) и схематические изображения (рис. 9.10): а — параллельное (=); б — перпендикулярное ( $\perp$ ); в — перекрещивающееся (х); с — произвольное (M); д — кругобразное (С); е — радиальное (R).

Шероховатость поверхностей оценивают одним или несколькими из перечисленных параметров  $Ra, Rz, R_{max}, Sm, S, tp$ , значения которых приведены в ГОСТ 2789—73 и СТ СЭВ 638—77. Например, параметр  $Ra$  изменяется от 100 до 0,008 мкм,  $Rz$  и  $R_{max}$  — от 1600 до 0,025 мкм,  $Sm$  и  $S$  — от 12,5 до 0,002 мм.

Параметры шероховатости выбирают с учетом условий работы детали. Как показывает опыт эксплуатации изделий, следует применять следующие комплексы параметров шероховатости:

для поверхностей, работающих в условиях трения скольжения и качения и подверженных износу, —  $Ra$  или  $Rz, tp$  и направление неровностей;

для поверхностей, испытывающих контактные напряжения, —  $Ra$  или  $Rz$  и  $tp$ ;

Таблица 9.3

Уровень относительной геометрической точности ( $T_{фр} T$ )	$R_a T$	$R_z T$
	не более	
A (60 %)	0,05	0,2
B (40 %)	0,025	0,1
C (25 %)	0,012	0,05
Точнее C (менее 25 %)	0,15	0,6

Примечание. Если отклонения формы ограничиваются полным допуском формы, то значения параметров шероховатости назначают в соответствии с принятым методом обработки.

подверженных усталостному разрушению, наименее благоприятным является расположение неровностей перпендикулярно оси изгиба или кручения. При выборе параметров  $R_a$  и  $R_z$  предпочтение следует отдавать  $R_a$ , так как этот параметр дает более полную оценку шероховатости. Выбор параметров должен быть тщательно обоснован в техническом и экономическом отношении. В процессе сборки и эксплуатации деталей неизбежны сглаживание, смятие и истирание микронеровностей, что может вызвать дополнительные отклонения размеров и формы деталей. Шероховатость поверхностей зависит от технологического процесса и особенно от окончательных операций, поэтому

при необходимости обеспечить относительную неподвижность соединенных деталей (прессовые соединения) —  $R_a$  или  $R_z$ ;

для поверхностей деталей, испытывающих переменные нагрузки, —  $R_{max}$ ,  $S_m$  или  $S$  и направление неровностей;

для поверхностей, образующих герметичные соединения, —  $R_a$  или  $R_z$  и  $tr$ .

Для уменьшения трения скольжения и износа трущихся поверхностей лучше принимать произвольное направление неровностей. Для деталей,

Таблица 9.4

Параметр шероховатости, мкм				Базовая длина $l$ , мкм
$R_a$		$R_z; R_{max}$		
От 0,006	до 0,02	От 0,025	до 0,1	0,08
Св. 0,02	» 0,32	Св. 0,1	» 1,6	0,25
» 0,32	» 2,5	» 1,6	» 10,0	0,8
» 2,5	» 10,0	» 10,0	» 40,0	2,5
» 10,0	» 80,0	» 40,0	» 320,0	8,0
» 80,0	» 100,0	» 320,0	» 1600,0	25,0

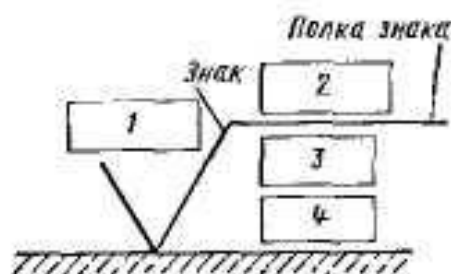


Рис. 9.11



Рис. 9.12

параметры  $Ra$  и  $Rz$  следует назначать, руководствуясь таблицами, в которых установлена связь между точностью размера, видом обработки и шероховатостью [4]. Допускаемые значения параметров  $Ra$  и  $Rz$  в зависимости от допуска размера  $T$  с учетом уровня относительной геометрической точности установлены исходя из условий, указанных в табл. 9.3.

При выборе базовой длины следует руководствоваться табл. 9.4. Для измерения других параметров шероховатости ( $t_p$ ,  $S$ ,  $S_m$ ) принимают те же базовые длины.

Условные обозначения шероховатости поверхности установлены ГОСТ 2.309—73. Структура обозначения шероховатости приведена на рис. 9.11: 1 —  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $S$  и другие параметры или их комплексы; 2 — вид обработки (полировать, шкурить) или другие дополнительные данные; 3 — базовая длина; 4 — условное обозначение направления неровностей.

В зависимости от способа обработки поверхностей деталей применяют один из знаков, показанных на рис. 9.12: а — для поверхностей, на которые не устанавливается вид обработки; б — для поверхностей, образованных удалением слоя материала резанием, шлифованием и т. д.; в — для поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу и полученных без удаления материалов (литьем, ковкой, прокатом и т. д.).

Требования к шероховатости указывают условным обозначением и номинальным или наибольшим значением (или диапазоном значений) принятого параметра (символ  $Ra$  опускают). Если параметры шероховатости задают в виде диапазона значений, то цифры пишут в две строки (более грубое значение в верхней строке). Если параметр задают номинальным значением, то его приводят с предельными отклонениями. Предельные отклонения, назначаемые в процентах от номинального значения (10, 20

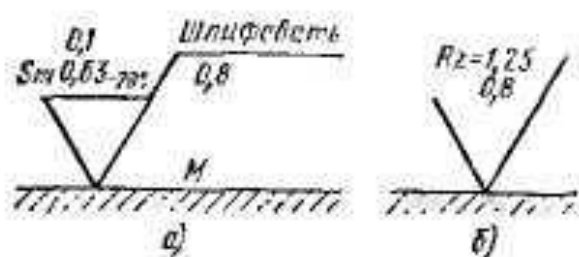


Рис. 9.13

неровностей  $S_m$  задан номинальным значением  $0,63$  мкм с отклонением в сторону уменьшения шага, равным  $20\%$   $S_m$ ; базовая длина также задана предельным значением, т. е.  $l \leq 0,8$  мм; направление неровностей — произвольное; для окончательной обработки поверхности намечено шлифование.

По рис. 9.13, б шероховатость поверхности оценивается только средней высотой неровностей профиля  $R_z$ , которая должна находиться в диапазоне от  $1,25$  до  $0,8$  мкм; способ обработки поверхности, направление неровностей и базовая длина конструктором не установлены.

**Волнистость поверхности** — совокупность периодически повторяющихся неровностей, шаг которых превышает базовую длину. Волнистость занимает промежуточное положение между шероховатостью и отклонением формы поверхностей. Волнистость характеризуется наибольшей высотой  $W_{\max}$ , шагом  $S_w$  и длиной измерения  $L_w \geq 5S_w$  волнистости. Базой отчета служит средняя линия.

### Влияние точности геометрической формы поверхностей

Отклонения формы и расположения, волнистость и шероховатость поверхностей отрицательно влияют на работу механизмов.

В подвижных соединениях, работающих со смазкой, неплоскостность или некруглость, волнистость и шероховатость поверхностей под воздействием внешних нагрузок вызывают изменение характера зазоров, произвольное колебание толщины масляного слоя и даже его разрывы. Выступающие неровности трущихся поверхностей входят в непосредственный контакт. Фактическая площадь контакта значительно уменьшается, а давление в точках контакта соответственно увеличивается. В результате повышаются температура, интенсивность изнашивания (выкра-

пли  $40\%$ ), могут быть односторонними и несимметричными (ГОСТ 2789—73).

Например, на рис. 9.13, а средняя арифметическая высота неровностей  $R_a$  задана предельным значением, т. е.  $R_a \leq \leq 0,1$  мкм; средний шаг



шивания) рабочих поверхностей и силы трения, а также возникает неравномерность хода подвижных частей механизмов.

Если шероховатость поверхностей находится в некоторых допустимых пределах, то интенсивное изнашивание происходит в течение относительно короткого времени  $t_n$  (рис. 9.14),

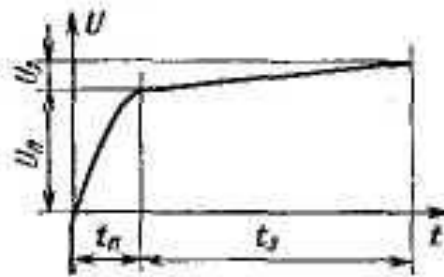


Рис. 9.14

а затем скорость изнашивания снижается. Такое изнашивание называют приработочным. Трущиеся поверхности в процессе приработки получают оптимальную шероховатость, обеспечивающую минимальный износ  $U_0$ , который практически не изменяется в течение длительного времени  $t$  эксплуатации механизмов. В подшипниках скольжения отклонения формы цапф и вкладышей (овальность, огранка, конусность), шероховатость их поверхностей, вызывают указанные недостатки, но главным образом искажают расчетную величину и характер зазоров. Это нарушает режим смазывания, снижает несущую способность масляного слоя и вызывает неравномерность вращения ведомых звеньев механизмов.

В подшипниках качения некруглость, волнистость и шероховатость дорожек и тел качения нарушают равномерность вращения колец подшипников, вызывают повышенный шум и изнашивание подшипников.

Несирямолнейность направляющих скольжения и качения нарушает точность перемещения поступательно движущихся частей. Неплоскостность, волнистость и шероховатость направляющих скольжения сопровождаются перечисленными отрицательными явлениями.

Отклонения от параллельности осей валов вызывают перекосы зубчатых колес, звездочек приводных цепей, шкивов и других деталей передаточных механизмов. При этом возникает неравномерность распределения нагрузок по линиям контакта зубьев, в шарнирах цепей, по ширине приводных ремней и снижается долговечность передаточных механизмов.

В неподвижных посадках отклонения формы, расположения и шероховатость поверхностей нарушают герметичность соединений, а также снижают надежность соединений с натягом.



Грубо обработанные поверхности подвержены коррозии в значительно большей степени, чем поверхности, имеющие малую шероховатость.

В процессе монтажа и эксплуатации механизмов форма и размеры сопрягаемых элементов могут изменяться. Это сопровождается нарушением заданных законов перемещения подвижных звеньев механизмов, появлением дополнительных ускорений и динамических нагрузок.

Шероховатость поверхностей способствует появлению или повышению концентрации напряжений и снижает усталостную прочность деталей.

Уменьшение этих погрешностей положительно сказывается на качестве деталей и работе механизмов. Однако повышение точности формы и снижение шероховатости поверхностей требует применения точного оборудования, сложной технологической оснастки, более совершенных технологических процессов. При этом увеличивается число чистовых операций и усложняются отделочные операции.

Поэтому параметры шероховатости, а также степени точности формы и расположения поверхностей необходимо назначать обоснованно в техническом и экономическом отношениях [4].

### Контроль точности формы, расположения и шероховатости поверхностей

Контроль точности формы поверхностей производят универсальными и специальными измерительными средствами.

*Отклонения от прямолинейности и плоскостности* измеряют лекальной (поверочной) линейкой, измерительной головкой, поверочными плитами на краску, оптическими линейками или самопишущими приборами.

*Лекальную линейку 2* (рис. 9.15, а) прикладывают к детали *1* в одном или (при контроле плоскостей) в нескольких направлениях. Точность проверяемого профиля (плоскости) определяют по просвету на глаз или с помощью щупов.

Для проверки измерительными головками (индикаторами) деталь *1* (рис. 9.15, б) устанавливают на поверочной плите *2* и с помощью прокладок *3* обеспечивают параллельность проверяемых профиля или плоскости и базовой плоскости плиты. Затем, перемещая по плите стойку *4*, по показаниям индикатора определяют отклонения от

прямолинейности профиля или плоскости в заданных направлениях.

Для проверки на краску поверочную плиту покрывают тонким слоем краски, соединяют ее с проверяемой

плоскостью и, перемещая деталь по плите (или наоборот), переносят краску на проверяемую плоскость. О плоскостности судят по размеру и числу полученных пятен. Аналогично проверяют на краску профиль.

Для определения суммарных отклонений от цилиндричности надежных приборов пока нет, поэтому точность формы цилиндрических поверхностей проверяют, измеряя отклонения в нескольких поперечных и продольных сечениях.

Отклонения от круглости (рис. 9.16) определяют двухтактными приборами или кругломерами. Для двухтактного контроля круглости, овальности и огранки с четным числом граней применяют рычажные скобы с точечным контактом измерительных наконечников или измерительные головки (индикаторы) 1, закрепленные в специальных держателях 2 (рис. 9.16, а). Огранку с нечетным числом граней проверяют в калиброванных кольцах или трехтактным способом в измерительной призме 2 с индикатором 1 (рис. 9.16, б). Отклонения при огранке с нечетным числом граней вычисляют по показаниям прибора с учетом числа граней [5].

Отклонения от круглости наиболее полно и точно определяют кругломерами с вращающимся измерительным наконечником или с вращающимся столом 2 (рис. 9.16, в). Измерительный наконечник индикатора 1 в зависимости от

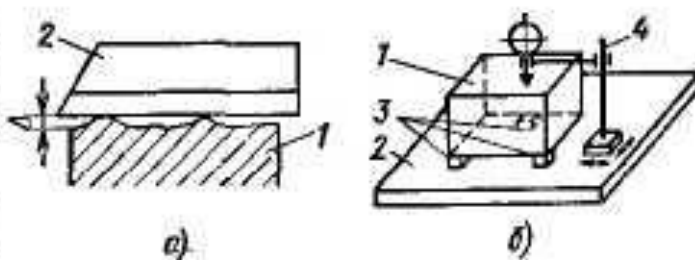


Рис. 9.15

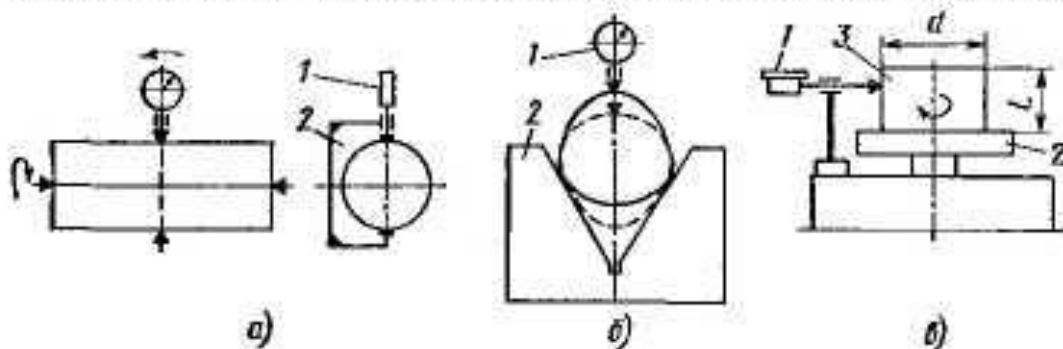


Рис. 9.16

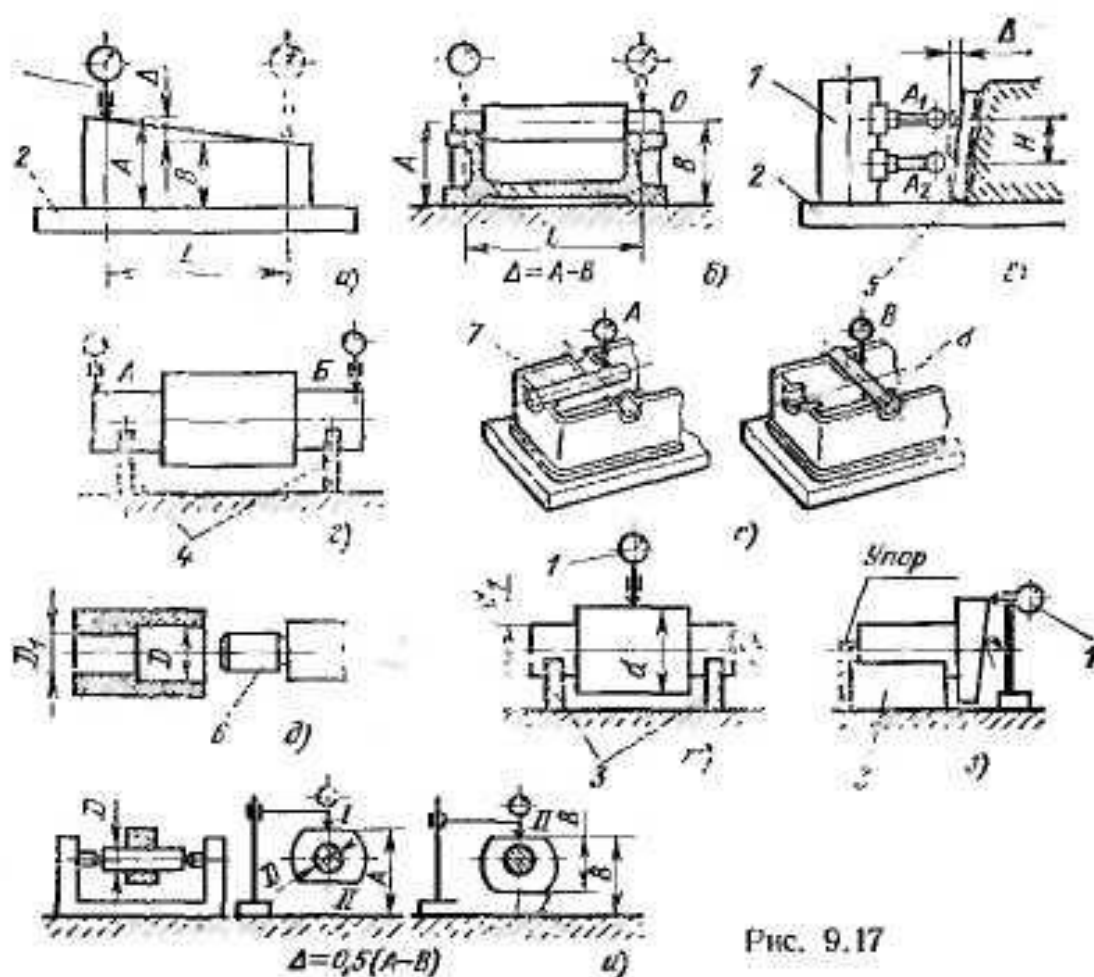


Рис. 9.17

изменения радиуса ( $r = 0,5d$ ) измеряемой поверхности детали 3 получает поступательные перемещения, которые фиксируются записывающим механизмом.

*Отклонения профиля продольного сечения.* Конусообразность определяют, измеряя диаметры детали в двух сечениях, расположенных вблизи торцов. Для определения бочкообразности и седлообразности необходимо измерить также диаметр детали посередине ее длины.

Отклонения расположения поверхностей определяют с помощью универсальных измерительных средств. На рис. 9.17 показаны приемы проверки с помощью индикатора со стойкой 1, поверочной плиты 2, измерительных призм 3, ножевых опор 4, калиброванных подкладок 5 отклонений от параллельности плоскостей (рис. 9.17, а) и оси  $OO$  относительно базовой плоскости (рис. 9.17, б); отклонений от перпендикулярности плоскостей (рис. 9.17, в); отклонений от соосности штифов  $A$  и  $B$  (рис. 9.17, г) и отверстий  $D$  и  $D_1$  (если на соосность отверстий назначен зависящий допуск, то для проверки применяют калибр 6,

рис. 9.17, д); отклонений от пересечения осей валов с помощью калиброванных оправок 7 и 8 (рис. 9.17, е); бienia поверхности  $d$  относительно поверхностей  $d_1$  радиального (рис. 9.17, ж) и торцового (рис. 9.17, з); отклонений от симметричности фланца  $b$  относительно базовой оси отверстия  $D$  (рис. 9.17, и).

В массовом производстве применяют специальные приспособления, а при повышенных требованиях к точности — механические и оптические приборы.

Контроль шероховатости поверхностей осуществляют сравнением обрабатываемых поверхностей с образцами шероховатости поверхностей, контактным методом с помощью щуповых приборов (профилометров и профилографов) и бесконтактным методом с помощью оптических приборов.

*Образцы шероховатости* представляют собой набор пластин или образцовых деталей, обработанных с определенной шероховатостью. Этот метод отличается простотой и доступностью, при  $Ra \geq 1,25$  мкм и  $Rz \geq 10$  мкм обеспечивает достоверность, имеет широкое применение в цеховых условиях. Для повышения точности сравнительной оценки используют сравнительные микроскопы, в которых рядом устанавливают образец и контролируемую деталь.

Современный *ощупывающий прибор* — универсальный, высокочувствительный, электромеханический профилограф-профилометр — предназначен для измерения волнистости и шероховатости металлических и неметаллических поверхностей. Принцип действия прибора заключается в том, что колебательные движения ощупывающей иглы с радиусом закругления 10 мкм вызывают изменения напряжения, которые регистрируются отсчетным устройством. Прибор имеет записывающий механизм и может выдавать профилограмму поверхности.

Для *бесконтактного измерения* шероховатости применяют двойной микроскоп МИС-11 ( $Rz = 1,6 \dots 80$  мкм), микроинтерферометры МИИ-4 и МИИ-11 ( $Rz = 0,05 \dots 1$  мкм), МИИ-100 (для оценки шероховатости в труднодоступных местах по отпечатку поверхности) и другие оптические приборы.

В настоящее время для оценки шероховатости применяют лазерные устройства и приборы, измеряющие одновременно несколько параметров.



подшипника увеличится. Кольцо, подверженное действию циркуляционной нагрузки, должно сидеть на валу или в корпусе совершенно неподвижно, так как зазор в сопряжении уменьшает точность вращения и приводит к развальцовыванию более мягкой посадочной поверхности сопряженной детали закаленным кольцом подшипника.

Между телами качения и дорожками качения в работающем подшипнике необходим *радиальный рабочий зазор*, который влияет на долговечность подшипника и зависит от действующих нагрузок, рабочей температуры, начального и посадочного зазоров. *Начальным радиальным зазором* называют зазор, имеющийся в новом подшипнике. *Посадочный зазор* образуется в результате деформации колец после монтажа и влияет на рабочий зазор. Отсутствие радиального рабочего зазора может привести к заклиниванию тел качения. В то же время уменьшение рабочего зазора повышает равномерность нагружения тел качения в подшипнике. Поэтому, особенно при больших нагрузках подшипники монтируют с некоторым предварительным натягом, который при работе переходит в небольшой зазор. В ответственных случаях монтажный натяг между посадочной поверхностью и циркуляционно нагруженным кольцом находят расчетным путем [2, 19].

На выбор посадки существенно влияют условия монтажа и регулирования подшипников, материал и конструкция сопрягаемых деталей и т. д. Например, в зубчатых передачах редукторного типа рекомендуется подшипники сопрягать по полям допусков  $H7$  с корпусами и полям допусков  $k6$  с валами. Однако в коробке перемены передач (см. рис. 3.1) для сопряжения колец подшипников с корпусом  $12$  и валами  $1$  и  $14$  лучше применить поля допусков соответственно  $J_57$  и  $j_56$ . Подобное отступление объясняется затрудненными условиями сборки подшипников с валами и повышенными требованиями к точности центрирования валов. Благодаря тому, что поле допуска внутреннего кольца подшипника расположено ниже нулевой линии (см. рис. 10.3), соединение подшипников с валами, обработанными по полю допуска  $j_56$  создает посадки с вероятными небольшими натягами. Это облегчает сборку подшипников с валами внутри корпуса и обеспечивает неподвижность внутренних колец, испытывающих циркуляционное нагружение. Сопряжения наружных колец подшипников с отверстиями в корпусе, обработанными по полям допуском  $J_57$ , образуют посадки



с вероятным небольшим зазором, что соответствует местному нагружению и обеспечивает достаточно высокую точность центрирования валов.

При выборе полей допусков ОСТ для обработки посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах следует пользоваться пособиями [1, 2, 4].

# РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

## 1. Термины, определения и обозначения

Качество машин и приборов обеспечивается в числе других мер точностью расположения деталей, узлов и механизмов, образующих конечные изделия. При этом число операций, связанных с подгонкой деталей и регулированием их положения в процессе сборки, должно сводиться к минимуму. Зазоры, предельные размеры и другие параметры, координирующие взаимное положение собираемых объектов, как правило, зависят от режимов работы, конструктивных, технологических и эксплуатационных особенностей деталей, узлов и конечных изделий, поэтому часто взаимосвязь между предельными размерами и допусками собираемых деталей и узлов устанавливается с помощью расчетов, основанных на теории размерных цепей.

*Размерная цепь* — совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. С помощью размерных цепей можно решать конструкторские, технологические, измерительные и прочие задачи. Расчет размерных цепей позволяет обоснованно назначать допуски на взаимосвязанные размеры деталей и сборочных единиц; облегчает правильную постановку размеров на чертежах, согласованную с порядком обработки деталей и сборки механизмов. Размерные цепи применяют для определения операционных допусков, пересчета конструкторских баз на технологические, для выбора измерительных баз и т. д.

*Звено размерной цепи* — один из размеров, образующих размерную цепь (например, высота оси электродвигателя  $S_2$  на рис. 11.1). Один и тот же механизм, даже одна деталь, могут иметь несколько размерных цепей. Например,

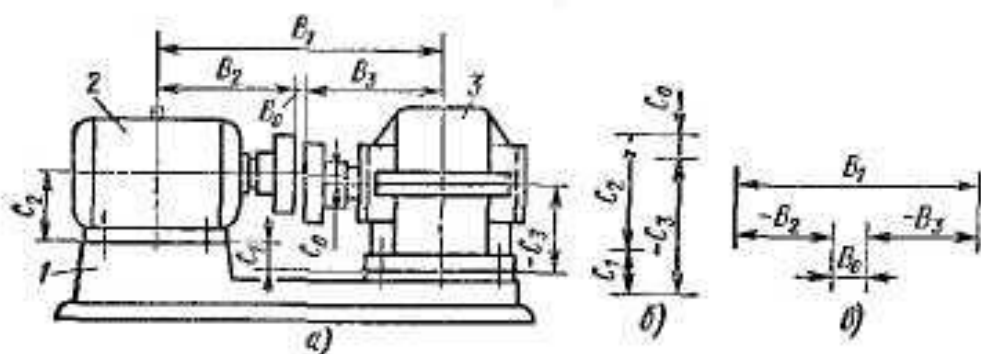


Рис. 11.1

размерные цепи, определяющие зазор между полумуфтами и соосность валов привода. Размерные цепи обозначают прописными буквами латинского алфавита  $A, B, C$  и т. д. Звенья, образующие размерную цепь, обозначают буквой, принятой для размерной цепи, с порядковыми цифровыми индексами:  $A_1, A_2, \dots, A_n$ ;  $B_1, \dots, B_n$  и т. д. Условные обозначения при определении параметров и в общих формулах для расчета размерных цепей даны далее для размерной цепи  $A$ , в обозначениях параметров, относящихся к другим цепям, букву  $A$  заменяем буквой, присвоенной соответствующей размерной цепи.

**Виды звеньев размерных цепей.** *Замыкающее звено*  $A_0$  — звено размерной цепи, которое получается последним в процессе изготовления или сборки. *Исходное звено*  $A_0$  — звено, получающееся по условию задачи, для решения которой используется размерная цепь. *Составляющее звено*  $A_j$  — звено, изменение которого вызывает изменение замыкающего звена. Составляющие звенья могут быть увеличивающими и уменьшающими. *Увеличивающее звено* — звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее (исходное) звено. *Уменьшающее звено* — звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее (исходное) звено. Увеличивающие звенья считают положительными. К условным обозначениям составляющих уменьшающих звеньев добавляют знак минус ( $-A_j$ ).

Для пояснения приведенных терминов рассмотрим размерные цепи на рис. 11.1. При проектировании и сборке данного привода возникают две основные конструкторские и технологические задачи: 1) определение зазора  $B_0$  (рис. 11, в) между полумуфтами электродвигателя 2 (рис. 11, а) и редуктора 3 (необходим для компенсации осевых погрешностей расположения и тепловых деформаций).

ций валов этих механизмов); 2) определение отклонения от соосности валов  $C_0$  (рис. 11, б).

Зазор  $B_0$ , получающийся после установки на плите 1 механизмов 2 и 3, зависит от размеров  $B_1$ ,  $B_2$  и  $B_3$ : с увеличением размера  $B_1$  зазор увеличивается; с увеличением размеров  $B_2$  и  $B_3$  зазор уменьшается. Перечисленные размеры образуют замкнутый контур и величины их взаимосвязаны. Размеры  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$  и  $B_0$  образуют размерную цепь  $B$ ; зазор  $B_0$  в этой цепи является замыкающим, а остальные размеры составляющими (размер  $B_1$  — увеличивающий, размеры  $B_2$  и  $B_3$  — уменьшающие).

Отклонение валов от соосности определяется замыкающим размером  $C_0$ , последним в размерной цепи  $C$  и зависящим от соотношения увеличивающих размеров  $C_1$  и  $C_2$  и уменьшающего размера  $C_3$ .

В рассмотренных примерах величина и точность замыкающего звена зависели от соотношения размеров и точности составляющих звеньев. Однако в большинстве случаев размерные цепи включают звено, точность которого определяет работоспособность механизма, а следовательно, и составляющих звеньев. Например, для нормальной работы привода необходимо ограничить отклонение валов от соосности. Следовательно, точность звена  $C_0$  определяет качество работы привода. Но чтобы обеспечить требуемую точность звена  $C_0$ , допуски на составляющие звенья необходимо назначить исходя из допуска на звено  $C_0$ . Этот пример поясняет сущность определения *исходного звена*: звено  $C_0$  возникло в результате поставленной задачи проектирования — ограничить отклонения валов от соосности; исходя из этого назначают допуск на звено  $C_0$ ; затем, решая размерную цепь, определяют допуски составляющих звеньев.

В качестве замыкающих и исходных звеньев используют детали (например, комплект прокладок 20, рис. 3.1), зазоры, натяги и т. д. Поэтому, числовые значения указанных звеньев могут быть положительными, отрицательными и равными нулю.

**Виды размерных цепей.** *Линейная размерная цепь* — размерная цепь, звеньями которой являются линейные размеры. *Угловая размерная цепь* — размерная цепь, звеньями которой являются угловые размеры. *Размерная цепь с параллельными звеньями* — размерная цепь, все звенья которой параллельны. *Плоская размерная цепь* — размерная цепь, звенья которой расположены в одной или



нескольких параллельных плоскостях *Пространственная размерная цепь* — размерная цепь, звенья которой расположены в пространстве под различными углами.

Размерные цепи с параллельными звеньями (см. рис. 11.1—11.4) весьма широко распространены в технике, их расчеты наиболее полно разработаны, дают достаточное представление о методике расчета размерных цепей.

**Параметры звеньев размерных цепей**<sup>1</sup>. Составляющие, замыкающие и исходные звенья характеризуются: действительным, предельным (наибольшим  $A_{\text{вгсах}}$ ,  $A_{j \text{ max}}$  и наименьшим  $A_{\text{отнп}}$ ,  $A_{j \text{ min}}$ ) и номинальным ( $A_{\text{нл}}$ ,  $A_{j \text{ нл}}$ ) размерами; верхним  $|Es(A_0), Es(A_j)|$  и нижним  $|Ei(A_0), Ei(A_j)|$  отклонениями; допуском ( $TA_0$ ,  $TA_j$ ) и полем допуска.

**Методы расчета.** Размерные цепи рассчитывают на полную взаимозаменяемость по методу максимума-минимума и вероятностным методом. При расчете размерных цепей встречаются две основных задачи: 1) по установленным размерам и допускам составляющих звеньев определяют номинальный и предельные размеры замыкающего звена, его допуск и предельные отклонения; 2) по установленным размерам, отклонениям и допуску исходного размера определяют предельные размеры, отклонения и допуски составляющих размеров.

Расчет размерных цепей обычно начинают с составления расчетной схемы. *Схема размерной цепи* представляет собой графическое изображение размерной цепи (см. рис. 11.1, б и в, рис. 11.2, б и др.). Для составления расчетной схемы выясняют, какие размеры образуют размерную цепь, и выделяют из них увеличивающие, уменьшающие и замыкающий (исходный) размеры. Затем откладывают отрезки произвольной величины (схемы строят не в масштабе) в той же последовательности, в какой проставлены размеры на чертеже. В одном ряду откладывают отрезки, выражающие увеличивающие размеры, а в параллельном ряду в обратном направлении откладывают отрезки, выражающие уменьшающие и замыкающий размеры. Например, размерная цепь детали, показанной на рис. 11.2, а, образуется увеличивающим размером  $A_1 = 60_{-0,74}$ , двумя уменьшающими  $A_2 = A_3 = 20^{+0,52}$

<sup>1</sup> Определения многих параметров звеньев полностью соответствуют аналогичным определениям, установленным для гладких цилиндрических соединений (см. гл. 4), и здесь не приводятся.



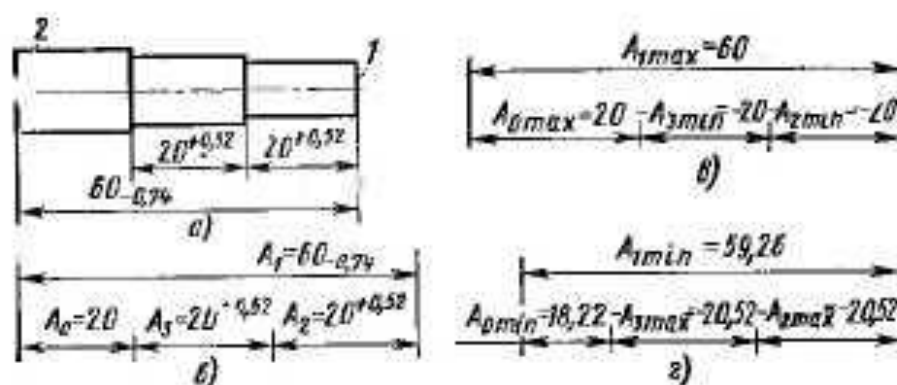


Рис. 11.2

и замыкающим размером  $A_0 = 20$  мм (на чертеже детали не указан). Размерная схема этой детали построена по изложенным правилам (см. рис. 11.2, б) и представляет замкнутый контур. Замкнутость контура схемы размерной цепи служит основным показателем правильного построения схемы и обеспечивает правильность расчетов. Проверяют замкнутость контура обходом всех звеньев в одном направлении: начав обход с одного конца замыкающего звена (допустим с левого), нужно подойти к нему с другой стороны.

### Расчет размерных цепей

**Расчет на максимум-минимум.** Данный метод расчета основан на предположении, что при сборке механизма возможно сочетание увеличивающих звеньев, изготовленных по наибольшему предельным размерам с уменьшающими звеньями, изготовленными по наименьшим предельным размерам или наоборот. Например, в корпус 1 (рис. 11.3, а), размер  $A_1$  которого имеет верхнее отклонение, установлены подшипники 2 и 4 и валик 3, размеры  $A_2$ ,  $A_3$  и  $A_4$  которых обработаны по нижним отклонениям. Этот метод расчета обеспечивает полную взаимозаменяемость в процессе сборки и эксплуатации изделий. Однако допуски составляющих размеров, вычисленные по этому методу, особенно для размерных цепей, содержащих много звеньев, могут получиться в техническом и экономическом отношении неоправданно малыми. Поэтому данный метод применяют для проектирования размерных цепей, имеющих малое число составляющих звеньев невысокой точности.

**Основные расчетные формулы.** Номинальный размер замыкающего (исходного) звена по условию замкнутости

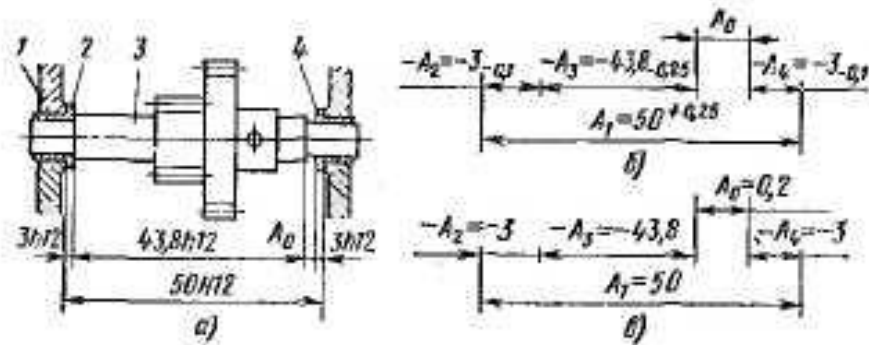


Рис. 11.3

контура, образующего расчетную схему размерной цепи (см. рис. 11.2 или рис. 11.3), равен алгебраической сумме увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$A_0 = \sum_{j=1}^{m-1} A_j \quad (11.1)$$

Учитывая знаки увеличивающих и уменьшающих звеньев, можно записать

$$A_0 = \sum_{i=1}^n A_i - \sum_{i=1}^p A_{i'} \quad (11.2)$$

где  $m - 1$  — общее число составляющих звеньев;  $n$  и  $p$  — число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Уменьшающие звенья в формулу (11.1) подставляют со знаком минус, а в формулу (11.2) подставляют их абсолютные величины. Например, для ступенчатого валика (см. рис. 11.2)  $A_0 = A_1 - (A_2 + A_3) = 60 - (20 + 20) = 20$  мм.

Значения составляющих, а следовательно, и замыкающих (исходных) звеньев, могут находиться в пределах между наибольшими и наименьшими предельными размерами. Наибольший предельный размер замыкающего звена  $A_{0\max}$  можно получить, подставив в формулу (11.2) наибольшие предельные размеры увеличивающих и наименьшие предельные размеры уменьшающих звеньев (см. рис. 11.2, в):

$$A_{0\max} = \sum_{i=1}^n A_{i\max} - \sum_{i=1}^p A_{i\min} \quad (11.3)$$

Наименьший предельный размер замыкающего звена  $A_0$  получим, вычитая из наименьших предельных размеров

увеличивающих звеньев наибольшие предельные размеры уменьшающих звеньев (см. рис. 11.2, з):

$$A_{0\min} = \sum_{j=1}^n A_{j\min} - \sum_{j=1}^p A_{j\max} \quad (11.4)$$

Известны предельные размеры составляющих звеньев, мм (см. рис. 11.2, а):  $A_{1\max} = 60$ ;  $A_{1\min} = 60 - 0,74 = 59,26$ ;  $A_{2\max} = A_{3\max} = 20 + 0,52 = 20,52$ ;  $A_{2\min} = A_{3\min} = 20$ .

Вычислим предельные размеры замыкающего звена: по формуле (11.3)  $A_{0\max} = A_{1\max} - (A_{2\min} + A_{3\min}) = 60 - 20 + 20 = 20$  мм; по формуле (11.4)  $A_{0\min} = A_{1\min} - (A_{2\max} + A_{3\max}) = 59,26 - (20,52 + 20,52) = 18,22$ .

Выразим предельные размеры всех звеньев через номинальные размеры и предельные отклонения по формулам (4.9) и (4.10):

$$A_{0\max} = A_{0N} + Es(A_0); \quad A_{0\min} = A_{0N} + Ei(A_0); \\ A_{j\max} = A_{jN} + Es(A_j); \quad A_{j\min} = A_{jN} + Ei(A_j).$$

Подставим значения соответствующих предельных размеров в формулу (11.3) и с учетом (11.2) окончательно получим формулу для вычисления верхнего отклонения замыкающего (исходного) размера

$$Es(A_0) = \sum_{i=1}^n Es(A_i) - \sum_{j=1}^p Ei(A_j) \quad (11.5)$$

Аналогично выводим формулу для вычисления нижнего предельного отклонения замыкающего (исходного) размера

$$Ei(A_0) = \sum_{j=1}^p Ei(A_j) - \sum_{i=1}^n Es(A_i) \quad (11.6)$$

Из формул (11.5) и (11.6) следует, что *верхнее отклонение замыкающего (исходного) размера равно разности сумм верхних отклонений увеличивающих и нижних отклонений уменьшающих размеров; нижнее отклонение замыкающего (исходного) размера равно разности сумм нижних отклонений увеличивающих и верхних отклонений уменьшающих размеров.*

Увеличивающий размер  $A_1 = 60_{-0,74}$  имеет  $Es(A_1) = 0$  и  $Ei(A_1) = -0,74$ . Для уменьшающих размеров  $A_2 = A_3 = 20_{+0,52}$ ,  $Es(A_{2,3}) = +0,52$  и  $Ei(A_{2,3}) = 0$ . Находим предельные отклонения замыкающего размера. По

формулам (11.5) и (11.6)  $Es(A_0) = Es(A_1) - 2 \cdot Ei(A_{2,3}) = 0$ ;  $Ei(A_0) = Ei(A_1) - 2Es(A_{2,3}) = -0,74 - 2 \cdot 0,52 = -1,78$  мм.

Вычтем почленно из формулы (11.5) формулу (11.6):

$$Es(A_0) - Ei(A_0) = \sum_{j=1}^n Es(A_j) - \sum_{j=1}^n Ei(A_j) + \left[ \sum_{j=1}^p Es(A_j) - \sum_{j=1}^p Ei(A_j) \right].$$

Так как разность предельных отклонений равна допуску [см. формулу (4.7) или (4.8)] и  $n + p = m - 1$ , окончательно получим

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j, \quad (11.7)$$

откуда следует, что допуск замыкающего (исходного) звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

Заданы допуски увеличивающего размера  $TA_1 = 0,74$  и уменьшающих размеров  $TA_{2,3} = 0,52$ . Определим допуск замыкающего размера по формуле (11.7)  $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 = 0,74 + 0,52 + 0,52 = 1,78$  мм. Такой же результат получим, вычитая предельные значения  $A_0$ :  $TA_0 = A_{1\max} - A_{0\min} = 20 - 18,22 = 1,78$  мм.

При решении второй задачи и в других случаях возникает необходимость определения предельных размеров, предельных отклонений или допуска одного из составляющих звеньев  $A_c$  (увязочного или компенсирующего) по известным аналогичным параметрам остальных звеньев. В подобных случаях одну из формул (11.3)—(11.7) решают относительно искомого параметра звена  $A_c$ . Например, по формуле (11.7) можно определить допуск любого составляющего звена  $A_c$ :

$$TA_c = TA_0 - \sum_{j=1}^{m-2} TA_j. \quad (11.8)$$

При решении второй задачи допуски составляющих размеров определяют по заданному допуску исходного размера  $TA_0$  одним из следующих способов.

*Способ равных допусков* — на составляющие размеры назначают примерно равные допуски, руководствуясь средним допуском

$$TM = TA_0 / (m - 1). \quad (11.9)$$



При выводе формулы (11.9) предполагают, что допуски составляющих размеров равны между собой и равны среднему допуску, т. е.  $TA_1 \approx TA_2 \approx \dots \approx TA_{m-1} \approx TM$ . Тогда сумма допусков всех составляющих размеров равна произведению числа составляющих звеньев на средний допуск  $\sum_{j=1}^{m-1} TA_j = (m-1) TM$ . Подставив значение  $\sum_{j=1}^{m-1} TA_j$  в формулу (11.7), получим формулу (11.9).

По найденному значению  $TM$  устанавливают допуски на составляющие размеры, учитывая величину и ответственность каждого размера. При этом должны быть выполнены следующие условия: принятые допуски должны соответствовать стандартным допускам; сумма допусков составляющих размеров должна равняться допуску исходного размера [см. формулу (11.7)]. Если при стандартных допусках равенство (11.7) не может быть обеспечено, то на один составляющий размер устанавливают нестандартный допуск, определяя его значение  $TA_i$  по формуле (11.8). Способ равных допусков прост и дает хорошие результаты, если номинальные размеры составляющих звеньев размерной цепи находятся в одном интервале.

Более универсальным и упрощающим подбор допусков при любом разнообразии размеров составляющих звеньев является способ допусков одного качества. При этом способе на размеры всех составляющих звеньев (кроме увязочного  $A_0$ ) назначают допуски из одного качества с учетом номинальных размеров звеньев. Рекомендуется на охватываемые размеры (например, внутреннюю ширину корпуса  $A_1$  на рис. 11.3) назначать допуски с основным отклонением  $H$ , а на охватываемые размеры (длину вала  $A_2$ ) — с основным отклонением  $h$ . Качество принимают по числу единиц допуска

$$a = TA_0 \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j} \quad (11.10)$$

Для вывода формулы (11.10) исходной зависимостью служит формула (11.7). Допуск любого размера вычисляют по формуле (4.13), поэтому допуск составляющего размера  $TA_j = ai_j$ , где  $i_j$  зависит от номинального размера составляющего звена (см. табл. 5.1);  $a$  постоянно в пределах одного качества. Подставим в формулу (11.7) вместо допусков составляющих размеров их значения  $TA_0 = \sum_{j=1}^{m-1} ai_j$ .

Так как  $a = \text{const}$ , то  $TA_0 = a \sum_{j=1}^{m-1} i_j$ .



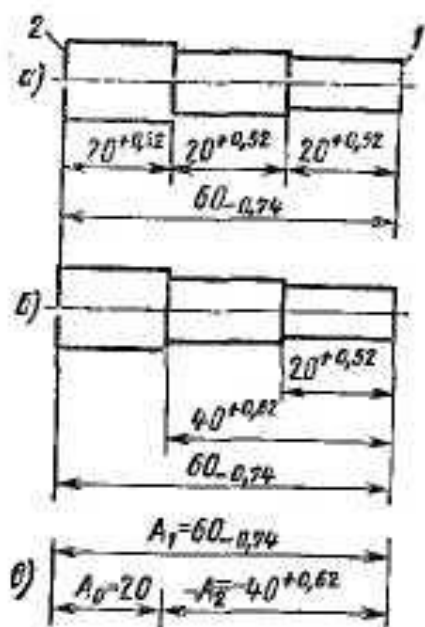


Рис. 11.4

По найденному числу единиц допуска  $a$  подбирают ближайший квалитет, по которому назначают допуски составляющих размеров. Для удовлетворения условия (11.7) на один из составляющих размеров, как и в предыдущем способе, допуск назначают по формуле (11.8).

На примере простой подетальной цепи (рис. 11.4) поясним некоторые основные правила простановки размеров на чертежах, а также проектирования размерных цепей. Допустим, на чертеже ступенчатой оси (рис. 11.4, а) проставлены размеры всех уступов и общая длина с допусками

по квалитету 9. При обработке оси от базового торца 1 последовательно протачивают два уступа размерами  $20^{+0,52}$ , затем подрезают торец 2 по размеру  $60_{-0,74}$ . Тогда длина третьего уступа оказывается замыкающим звеном и ее допуск  $TA_0 = 1,78$  мм [см. расчет, приведенный после формулы (11.7)] вместо принятого по чертежу допуска 0,52 мм. Таким образом, большинство осей будет забраковано. Если длина последнего уступа на чертеже не указана (см. рис. 11.2, а), то все детали, изготовленные по размерам  $20^{+0,52}$  и  $60_{-0,74}$ , будут годными. Точность замыкающего размера может быть повышена, если размеры уступов проставить от общей базы 1 (рис. 11.4, б, в). В этом случае допуск замыкающего размера равен сумме двух, а не трех составляющих размеров, т. е. 1,36 вместо 1,78 мм.

Так как допуск замыкающего размера зависит от числа составляющих размеров [см. формулу (11.7)], то основное правило проектирования размерных цепей можно сформулировать так: при конструировании деталей, узлов сборочных единиц и механизмов необходимо стремиться к тому, чтобы число размеров, образующих размерную цепь, было минимальным — принцип кратчайшей размерной цепи.

На чертежах указывают только составляющие размеры с предписанными отклонениями. Замыкающие размеры обычно получаются автоматически в результате обработки

деталей или сборки, поэтому их не контролируют и на чертежах не обозначают.

Проставлять на чертежах размеры замкнутыми цепочками (см. рис. 11.4, а) не рекомендуется. Особенно недопустимо проставлять замыкающие размеры с отклонениями, так как это вызывает брак. В качестве замыкающих размеров следует принимать наименее ответственные размеры, которые могут иметь большие отклонения.

**Пример 11.1.** Определить номинальное значение, допуск и предельные отклонения замыкающего размера  $A_0$  по заданным размерам и допускам узла промежуточного валика коробки скоростей (см. рис. 11.3) методом расчета на максимум-минимум.

*Решение.* 1. Данная задача относится к задаче первого вида. Выявляем увеличивающие и уменьшающие звенья по табл. 5.3, выписываем для них допуски и определяем предельные отклонения составляющих звеньев.

Звено  $A_1 = 50H12$  — увеличивающее; звенья  $A_2 = A_3 = 3h12$  и  $A_4 = 43,8h12$  — уменьшающие. Допуски, мкм:  $TA_{1,3} = 250$ ;  $TA_{2,4} = 100$ . Предельные отклонения звеньев, мм:  $Es(A_1) = +0,25$ ;  $Ei(A_1) = 0$ ;  $Es(A_{2,4}) = 0$ ;  $Ei(A_{2,4}) = -0,1$ ;  $Es(A_3) = 0$ ;  $Ei(A_3) = -0,25$ . По полученным данным строим схему размерной цепи (см. рис. 11.3, б).

2. Определяем номинальное значение замыкающего размера по формуле (11.2):  $A_0 = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4) = 50 - (3 + 43,8 + 3) = 0,2$  мм. Определяем допуск замыкающего размера по формуле (11.7):  $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 250 + 100 + 250 + 100 = 700$  мкм. Находим предельные отклонения замыкающего размера по формулам (11.5) и (11.6)  $Es(A_0) = Es(A_1) - [Ei(A_2) + Ei(A_3) + Ei(A_4)] = 250 - (-100 - 250 - 100) = 700$  мкм;  $Ei(A_0) = Ei(A_1) - [Es(A_2) + Es(A_3) + Es(A_4)] = 0$ . Так как  $T(A_0) = Es(A_0) - Ei(A_0) = 700$  мкм, то вычисления выполнены правильно.

*Выводы.* Допуск замыкающего размера получился излишне большой и не обеспечивает определенности положения детали 3 в осевом направлении. Правильнее наметить номинальное значение и допуск размера  $A_0$  исходя из работоспособности узла, и по этому допуску вычислить допуски и предельные отклонения составляющих размеров.

**Пример 11.2.** Определить допуски и предельные отклонения составляющих размеров для размерной цепи, показанной на рис. 11.3, а, если исходный размер  $A_0 = 0,2^{+0,25}$  мм. Допуски составляющих звеньев определить способами равных допусков и одного качества.

*Решение.* Эта задача второго вида (схема размерной цепи показана на рис. 11.3, в). Значение и допуск исходного размера определяются при проектировании. Причем исходный размер назначен исходя из следующих соображений: зазор  $A_0$  необходим для свободного вращения валика 3, но должен ограничивать его осевое смещение. При очень малом зазоре тепловые деформации могут вызвать заклинивание валика между буртиками подшипников 2 и 4. По условию  $Es(A_0) = 250$  мкм;  $Ei(A_0) = 0$ ;  $TA_0 = 250$  мкм; число составляющих звеньев  $n - 1 = 4$ .

Решая способом равных допусков, по формуле (11.9) найдем средний допуск  $TM = 250/4 \approx 62$  мкм. В данной цепи размеры звеньев сильно отличаются, поэтому при подборе допусков для звеньев  $A_1$

и  $A_3$  потребуется увеличить  $TA_{1,3}$ , а для звеньев  $A_0$  и  $A_1$  уменьшить  $TA_{2,4}$ .

Решая способом допусков одного качества, по табл. 5.1 найдем единицы допуска (мм) для звеньев:  $A_1$  и  $A_3 - i_{1,3} = 1,56$ ;  $A_2$  и  $A_4 - i_{2,4} = 0,55$ . По формуле (11.10) находим число единиц допуска

$$a = \frac{TA_0}{2(i_{1,3} + i_{2,4})} = \frac{250}{2(1,56 + 0,55)} \approx 59,5.$$

По табл. 5.2 ближайшее число единиц допуска  $a = 64$  соответствует качеству 10, по которому и назначаем допуски.

По табл. 5.3 для звеньев  $A_1$  и  $A_3$   $TA_{1,3} = 100$ ; для звеньев  $A_2$  и  $A_4$   $TA_{2,4} = 40$  мкм.

Проверяем условия равенства суммы допусков составляющих звеньев допуску исходного звена. По формуле (11.7)  $TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4$  находим, что  $TA_0 = 250 < 100 + 40 + 100 + 40 = 280$  мкм. Для обеспечения условия (11.7) допуск одного звена нужно уменьшить на 30 мкм. В качестве такого увязочного звена  $A_c$  принимаем звено  $A_3$ . По формуле (11.8)  $TA_3 = TA_0 - (TA_2 + TA_1 + TA_4) = 250 - (40 + 100 + 40) = 70$  мкм, что примерно соответствует  $IT_9 = 62$  мкм.

Находим предельные отклонения всех звеньев в мкм. Для составляющих звеньев принимаем поля допусков: для звена  $A_1$   $H10$ , для звеньев  $A_2$  и  $A_4$   $h10$ ; для звена  $A_3$   $h9$ . Предельные отклонения составляющих звеньев, мкм;  $Es(A_1) = 100$ ;  $Ei(A_1) = 0$ ;  $Es(A_{2,4}) = 0$ ;  $Ei(A_{2,4}) = -40$ ;  $Es(A_3) = 0$ ;  $Ei(A_3) = -62$  мкм.

Для исходного звена по формулам (11.5) и (11.6):  $Es(A_0) = +100 - (-40 - 62 - 40) = +242$ ;  $Ei(A_0) = 0$ ; окончательно принимаем  $ES(A_0) = 1250$  и  $Ei(A_0) = 0$ .

**Примечание.** Предельные отклонения увязочного звена  $A_c$  можно вычислить по формулам (11.5) и (11.6), решая их относительно звена, принятого в качестве увязочного.

**Понятие о вероятностном методе расчета размерных цепей.** На рис. 11.5 показана простейшая размерная цепь, имеющая два составляющих размера: вала 1 и втулки 2. Замыкающим размером  $A_0$  является зазор. Допустим, что случайные погрешности в партиях деталей 1 и 2 подчиняются закону Гаусса (см. § 3.3 и рис. 3.2, а).

В этом случае около 68 % всех случайных погрешностей, относящихся к диаметрам вала и отверстия, находятся вблизи центров группирования: в зонах, ограниченных кривыми и

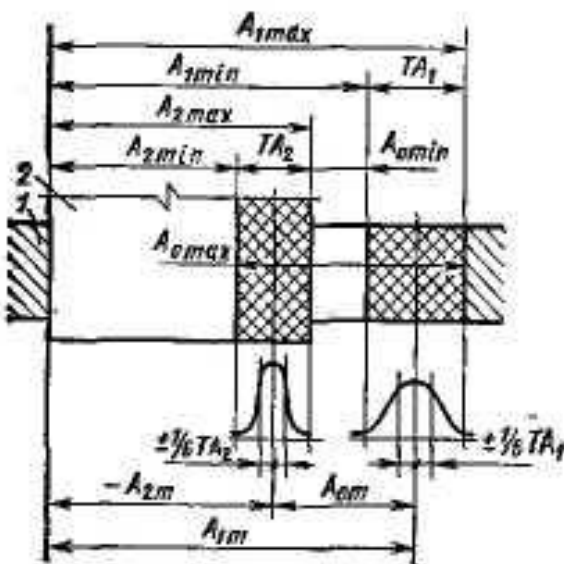


Рис. 11.5



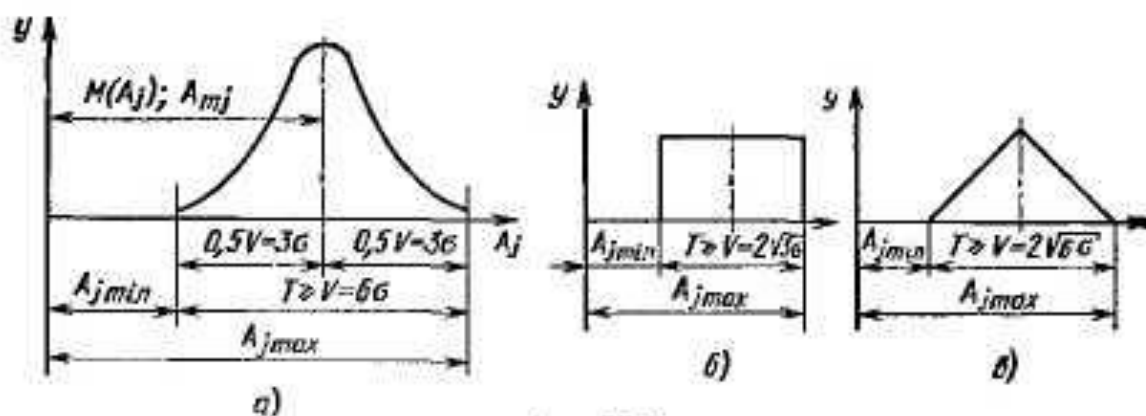


рис. 11.6

ординатами, отстоящими от центра группирования на расстояниях  $\approx \pm T/6$ . Поэтому одновременное сочетание отверстий и валов, обработанных по предельным размерам (по  $A_{1\min}$  и  $A_{2\max}$  или по  $A_{1\max}$  и  $A_{2\min}$ ), и получение предельных зазоров ( $A_{0\min}$  или  $A_{r\max}$ ) маловероятны. Наиболее часто получаются средние  $A_{0\text{ср}}$  или близкие к ним зазоры. Вероятность получения предельных значений замыкающих размеров особенно резко уменьшается с увеличением числа составляющих размеров. Именно на этом положении основан вероятностный метод расчета размерных цепей. Вероятностный метод расчета по сравнению с расчетом на максимум-минимум позволяет назначать на составляющие размеры более широкие допуски при одинаковых допусках исходных размеров или уменьшать допуски на замыкающие размеры при одних и тех же допусках составляющих размеров. Это способствует снижению стоимости изделий при сохранении требуемого качества. Недостатком является некоторый риск (не более 0,27 %) появления бракованных изделий.

В теории вероятностей одной из основных характеристик рассеяния случайной величины служит среднее квадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (11.11)$$

где  $x_i$  — результат очередного измерения;  $\bar{x}$  — среднее значение данного размера;  $n$  — число измерений.

Среднее квадратическое отклонение является мерой предела поля распределения случайной величины. Так как за пределы этого поля может выходить незначительное число случайных отклонений, то допуск должен удовлетворять следующему условию:  $T \geq V$  (рис. 11.6), т. е.  $T$ ,

как и  $V$ , можно выразить через  $\sigma$ . Установлены следующие соотношения между допуском размера, пределом поля распределения случайных отклонений того же размера и средним квадратическим отклонением: для закона нормального распределения (рис. 11.6, а)  $T \geq V = 6\sigma$ ; для закона равной вероятности (рис. 11.6, б)  $T \geq V = 2\sqrt{3}\sigma \approx 3,46\sigma$ ; для закона треугольника (рис. 11.6, в)  $T \geq V = 2\sqrt{6}\sigma \approx 4,9\sigma$ .

В теории вероятностей доказано, что при любых законах распределения нескольких независимых случайных отклонений (например, случайных отклонений размеров  $A_1, A_2$  и т. д., составляющих размерную цепь) их сумма также является случайной величиной, подчиняющейся определенному закону распределения, и может быть вычислена по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2}. \quad (11.12)$$

Формула (11.12) является исходной для получения основных формул вероятностного метода расчета размерных цепей. Учитывая, что допуск  $T \geq 6\sigma$ , получим формулу для вычисления допуска замыкающего (исходного) размера путем квадратического суммирования допусков составляющих размеров:

$$TA_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} TA_i^2}. \quad (11.13)$$

Аналогично из формулы (11.12) выведем формулы для вычисления среднего допуска

$$TM = TA_0 / \sqrt{m-1} \quad (11.14)$$

и числа единиц допуска

$$\alpha = TA_0 / \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} t_i^2}. \quad (11.15)$$

Формулы (11.13)—(11.15) применяют, когда распределение случайных величин подчиняется закону нормального распределения и центры группирования кривых распределения всех звеньев совпадают с серединой поля допуска.

В общем случае распределение случайных отклонений составляющих и замыкающего размеров может подчи-



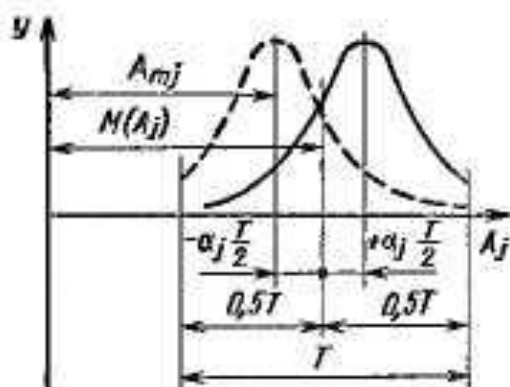


Рис. 11.7

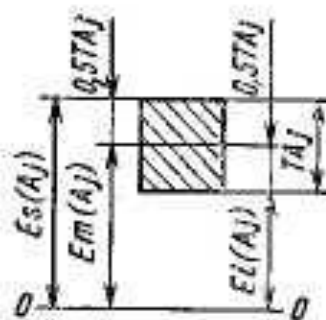


Рис. 11.8

няться различным законам распределения (см. рис. 11.6); средний арифметический размер звеньев или их отклонений может не совпадать с серединой поля допуска (рис. 11.7); процент риска, т. е. выхода действительных размеров (отклонений) за пределы поля рассеяния  $V$ , может отличаться от установленного для закона нормального распределения ( $P = 0,27\%$ ).

Влияние перечисленных факторов на допуск замыкающего (исходного) размера учитывают с помощью коэффициентов: относительного рассеяния  $\lambda_{i,0} = 2\sigma_{i,0}/TA_{i,0}$  (для закона нормального распределения  $\lambda_{i,0} = 1$ ) и асимметрии кривой распределения  $\alpha_{i,0} = |M(A_{i,0}) - A_{mj,0}|/0,5TA_{i,0}$ , где  $M(A_{i,0})$  — координата центра группирования случайной величины;  $A_{mj,0} = 0,5(A_{i,0\max} + A_{i,0\min})$  — координата середины поля допуска, равная полусумме предельных размеров (если кривая распределения симметрична относительно середины поля допуска, то  $\alpha_{i,0} = 0$ ), а также коэффициента  $t$ , учитывающего процент риска (для закона нормального распределения при проценте риска  $P = 0,27\%$   $t = 3$ ).

При вероятностном методе расчета предельные отклонения звеньев вычисляют по средним отклонениям (рис. 11.8):

$$Es(A_{i,0}) = Em(A_{i,0}) + 0,5TA_{i,0}; \quad (11.16)$$

$$Ei(A_{i,0}) = Em(A_{i,0}) - 0,5TA_{i,0}. \quad (11.17)$$

Средние отклонения составляющих звеньев определяют по величине и расположению их полей допусков. Среднее отклонение замыкающего (исходного) звена вычисляют по формуле

$$Em(A_0) = \sum_{j=1}^n Em(A_j) - \sum_{j=1}^p Em(A_j). \quad (11.18)$$

**Пример 11.3.** Используя условие примера 11.1, определить допуск и предельные отклонения замыкающего звена вероятностным методом.

*Решение.* По формуле (11.13) определяем допуск

$$TA_0 = \sqrt{TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2} = \sqrt{2 \cdot 250^2 + 2 \cdot 100^2} = 380 \approx \\ \approx 1T10 = 400 \text{ мкм.}$$

Вычисляем средние отклонения для полей допусков, назначенных на составляющие звенья по формуле (4.4)  $Em(A_1) = 125$  мкм;  $Em(A_{2,4}) = -50$  мкм;  $Em(A_3) = -125$  мкм.

Вычисляем среднее отклонение замыкающего звена по формуле (11.18)  $Em(A_0) = 125 + 2 \cdot 50 + 125 = 350$  мкм.

Находим предельные отклонения замыкающего звена по формулам (11.16) и (11.17), мкм:  $Es(A_0) = 350 + 0,5 \cdot 400 = 550$ ;  $Ei(A_0) = 350 - 0,5 \cdot 400 = 150$ , т. е.  $A_0 = 0,2^{+0,550}_{-0,150}$ .

Применение вероятностного метода расчета позволило уменьшить допуск замыкающего звена по сравнению с расчетом на максимум-минимум примерно в 2 раза.

**Пример 11.4.** По условию примера 11.2 определить допуски составляющих звеньев. Расчет выполнить вероятностным методом по способу допусков одного качества.

*Решение.* Для определения числа единиц допуска единицы допусков составляющих звеньев и допуск  $TA_0$  принимаем из примера 11.2. Тогда по формуле (11.15) получим

$$a = \frac{TA_0}{\sqrt{i_1^2 + i_2^2 + i_3^2 + i_4^2}} = \frac{250}{\sqrt{211,55^2 + 0,55^2}} = 107.$$

По табл. 5.2 ближайшее число единиц допуска  $a = 100$  соответствует качеству II, по которому и назначаем допуски. По табл. 5.3 для звеньев  $A_1$  и  $A_3$   $TA_{1,3} = 160$ ; для звеньев  $A_2$  и  $A_4$   $TA_{2,4} = 60$ .

При вероятностном методе расчета соответствие между допусками замыкающего и составляющих звеньев выражается формулой (11.13). Так как принятое число единиц допуска меньше расчетного, то допуск одного из составляющих звеньев (увязочного) придется увеличить. В качестве увязочного звена примем звено  $A_3$ . По формуле

$$(11.13) TA_3 = \sqrt{TA_0^2 - (2 \cdot TA_{2,4}^2 + TA_1^2)} = \sqrt{250^2 - (2 \cdot 60^2 + 160^2)} = \\ = 173 \text{ мкм, что также примерно соответствует качеству II.}$$

Принимаем поля допусков: для уменьшающих звеньев  $A_2$ ,  $A_4$  и  $A_3$  — H11; для увеличивающего звена  $A_1$  — H11. Находим средние отклонения составляющих звеньев, мкм:  $Em(A_{2,4}) = -30$ ;  $Em(A_3) = -80$  и  $Em(A_1) = 80$ . Среднее отклонение исходного звена по формуле (11.18)  $Em(A_0) = Em(A_1) - [Em(A_{2,4}) + Em(A_3)] = 80 + 2 \cdot 30 + 80 = 220$  мкм.

Предельные отклонения по формулам (11.16) и (11.17):  $Es(A_0) = 220 + 0,5 \cdot 250 = +345$  мкм;  $Ei(A_0) = 220 - 0,5 \cdot 250 = 95$  мкм; исходный размер  $A_0 = 0,20^{+0,345}_{-0,095}$ .

*Вывод.* Применение вероятностного метода расчета позволяет при одинаковых допусках исходного звена расширить допуски составляющих звеньев по сравнению с расчетом на максимум-минимум в 1,5—1,6 раза.

Расчет допусков составляющих звеньев размерных цепей по условным звеньям [7] Этот способ основан на закономерном построении рядов допусков в квалитетах 5—17 ЕСДП СЭВ и может применяться при расчете размерных цепей на полную взаимозаменяемость и вероятностным методом. Допуск  $TA_j$  любого составляющего звена или размера  $A_j$  независимо от интервала размеров и квалитета можно представить в виде произведения некоторого среднего допуска  $TM$  на безразмерный коэффициент  $A_{усл. j}$ :

$$TA_j = TMA_{усл. j} \quad (11.19)$$

Средний допуск — условная величина. Это может быть допуск, установленный в данном квалитете для любого интервала размеров. В качестве средних допусков удобно принимать допуски, установленные для интервала размеров свыше 120 до 180 мм. Безразмерные коэффициенты  $A_{усл. j}$  равны отношениям допусков, установленных в данном квалитете для различных интервалов размеров к среднему допуску того же квалитета, т. е.  $A_{усл. j} = TA_j/TM$ . В пределах одного квалитета допуски зависят только от интервала размеров, т. е. от величины звеньев, образующих размерную цепь. Поэтому коэффициенты  $A_{усл. j}$  отражают величину составляющего звена и могут быть названы условными звеньями.

Благодаря закономерному построению рядов допусков значения коэффициентов  $A_{усл. j}$  для одних и тех же интер-

Т а б л и ц а 11.1  
Коэффициенты  $A_{усл}$

Интервалы размеров, мм	$A_{усл}$	Интервалы размеров, мм	$A_{усл}$
Св. 3	0,24	Св. 500 до 630	1,75
До 6	0,30	» 630 » 800	2,00
» 6 » 10	0,36	» 800 » 1 000	2,25
» 10 » 18	0,45	» 1 000 » 1 250	2,62
» 18 » 30	0,52	» 1 250 » 1 600	3,10
» 30 » 50	0,63	» 1 600 » 2 000	3,70
» 50 » 80	0,74	» 2 000 » 2 500	4,38
» 80 » 120	0,88	» 2 500 » 3 150	5,32
» 120 » 180	1,00	» 3 150 » 4 000	6,55
» 180 » 250	1,15	» 4 000 » 5 000	7,98
» 250 » 315	1,30	» 5 000 » 6 300	9,96
» 315 » 400	1,42	» 6 300 » 8 000	12,20
» 400 » 500	1,56	» 8 000 » 10 000	15,00

валов размеров в качествах 5—17 практически не изменяются. Именно это обстоятельство позволяет по вычисленному среднему допуску подобрать качество для проектируемой размерной цепи. Значения коэффициентов  $A_{\text{усл. } i}$  приведены в табл. 11.1

При расчете размерных цепей на полную взаимозаменяемость средний допуск вычисляют по следующей формуле, которая получается из формулы (11.7) заменой допусков составляющих звеньев выражениями из формулы (11.19):

$$T_M = \frac{T A_0}{\sum_{j=1}^{m-1} A_{\text{усл. } j}} \quad (11.20)$$

По значению  $T_M$  подбирают качество, а затем назначают допуски на составляющие звенья.

**Пример 11.5.** По условию примера 11.2 определить допуски составляющих звеньев. Расчет выполнить по условным звеньям на полную взаимозаменяемость.

*Решение.* По табл. 11.1 находим (см. рис. 11.3, б):  $A_{\text{усл. } 1,2} = 0,63$ ;  $A_{\text{усл. } 3,4} = 0,24$ . Вычисляем средний допуск по формуле (11.20)  $T_M = 250/2 \cdot (0,63 + 0,24) = 144$  мкм

По табл. 5.3 в интервале размеров св. 120 до 180 мм по ближайшему значению замечаем качество 10, для которого  $IT10 = 160$  мкм.

Дальнейший расчет выполняем по аналогии с решением примера 11.2.

К размерному анализу относятся также групповой подбор деталей (селективная сборка), регулирование и пригонка. *Селективной сборкой* называют сборку машин и приборов, при которой попарно работающие детали сортируют из группы по сопрягаемым размерам и соответствующим образом подбирают при сборке. Пример селективной сборки см. в § 13.4.

Сущность *регулирования* заключается в том, что требуемая точность взаимного расположения звеньев, составляющих размерную цепь, достигается изменением действительных размеров исходного, замыкающего или какого-либо другого звена. При этом изготовление деталей, образующих размерную цепь, упрощается и удешевляется, а точность сборочных единиц выдерживается в заданных пределах. Например, правильная установка валов 1 и 14 в корпусе 12 (см. рис. 3.1) должна обеспечивать равномерное вращение и исключать заклинивание тел качения подшипников при достаточно точной фиксации валов в осевом направлении. Для этого у каждого вала между



наружным кольцом одного подшипника и фланцем 3 должен быть небольшой зазор  $S \approx 0,2 \dots 0,5$  мм. Эти зазоры являются исходными звеньями  $A_0$  для всех составляющих звеньев, образующих размерные цепи соединения валов с корпусом. К этим звеньям относятся длина валов 1 и 14 между цапфами, ширина подшипников с учетом осевых зазоров, толщина комплектов прокладок 20, длина цилиндрических частей фланцевых крышек, наружная ширина корпуса 12. Если допуски на эти размеры назначать по допуску, установленному на  $A_0$ , то потребуется недостижимая точность обработки перечисленных деталей. Гораздо экономичнее необходимый зазор получить, увеличив толщину  $\delta$  прокладок 20 у одного из фланцев 3, крепящих валы 1 и 14 на величину  $A_0$ . Звено, с помощью которого достигается заданная точность исходного (замыкающего) звена, называют компенсатором. В нашем примере компенсирующие прокладки выполнены наборными из пластин малой толщины. Меняя число пластин, можно легко получить требуемые характер вращения и осевое смещение валов. В качестве компенсаторов применяют регулируемые упоры, клинья, пружины и пр.

В условиях мелкосерийного и индивидуального производства предписанную точность исходного (замыкающего) звена можно получить *пригонкой* (припиловкой или пришлифовкой) *отдельных звеньев*, а также совместной обработкой деталей и другими способами. Расчет компенсаторов и более подробные сведения о регулировании и пригонке даны в пособии [4].