



МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Учебное пособие

Методическое пособие по выполнению домашнего задания по
дисциплине

«Метрология и технические измерения в производстве ЭС»

МГТУ имени Н.Э. Баумана

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Методическое пособие по выполнению домашнего задания по
дисциплине

«Метрология и технические измерения в производстве ЭС»

Москва
МГТУ имени Н.Э. Баумана

2012

УДК 681.3.06(075.8)
ББК 32.973-018
И201

Методическое пособие по выполнению домашнего задания по дисциплине
Метрология и технические измерения в производстве ЭС»
/ Коллектив авторов – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 91 с.: ил.

В курсе лекций рассмотрены основные этапы курса «Электроника и микроэлектроника».

Ил. 39. Табл. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.3.06(075.8)

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012

АННОТАЦИЯ

В данном методическом пособии представлен материал курса «Метрология и технические измерения в производстве ЭС», который поможет выполнить домашнее задание по данному предмету. Были рассмотрены следующие темы: виды измерительных приборов, предназначенных для измерения геометрических величин, приборы и способы измерения номиналов электронной радио аппаратуры на примере резисторов, законы распределения погрешностей и зависимость точности измерения погрешности от количества измерений.

ANNOTATION

This tool provides material of the course "Metrology and measurement technology in the production of ES", which will help to do their homework on the subject. Addressed the following topics: types of measuring instruments for measuring geometric quantities, instruments and methods of measuring radio ratings electronic equipment for example resistors, the laws of distribution of errors and the dependence of the accuracy of the measurement error on the number of measurements.

технических процессов не обеспечивает постоянства значений одних и тех же размеров в некотором количестве деталей. Действительные размеры будут обладать некоторой дисперсией, оцениваемой диапазоном рассеивания. Диапазон размеров, в котором отклонение размера от расчетного значения не приводит к существенному изменению качества функционирования изделия и не изменяет технологии сборки, считается допустимым для данной цели и ограничивает предельными размерами. Все размеры в этом диапазоне, включая предельные, считаются эквивалентными при замене одной детали на другую. Принято считать, что детали такого множества обладают свойством, которое определено как взаимозаменяемость. Следовательно, все размеры, ограниченные предельными, признаются годными для функционирования детали в изделии.

Наибольший предельный размер обозначается D_{max} - для отверстий, d_{max} - для валов.

Наименьший предельный размер обозначается D_{min} - для отверстий, d_{min} - для валов.

На чертежах предельные размеры указывают отклонения от номинального размера, например,

$$\phi 50^{+0,050}_{-0,064}; \phi 50^{+0,025}_{-0,038}; \phi 50^{+0,025}; \phi 50_{-0,018}; \phi 50 \pm 0,005.$$

Отклонение, определяющее наибольший предельный размер, называют верхним отклонением

$$D_{max} = D + ES \quad \text{— для отверстий,}$$

$$d_{max} = D + es \quad \text{— для валов,}$$

где D - номинальный размер, общий для отверстия и вала; ES - верхнее отклонение отверстия; es - верхнее отклонение вала.

Отклонение, определяющее наименьший предельный размер, называют нижним отклонением

$$D_{min} = D + EI,$$

$$d_{min} = D + ei.$$

где EI , ei - соответственно нижние отклонения отверстия и вала. Отклонение, равное нулю (верхнее или нижнее), на чертеже не указывается.

Номинальные размеры после расчета выбирает из табл. 1 приложения. Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями называется допуском. Допуск обозначается латинской буквой T

(от французского *tolerance* - допуск, вынос, допуск), и, следовательно, имеет смысл разрешенного, допустимого диапазона погрешностей размера. Допуск - это абсолютная величина без знака. Допуски размеров отверстий TD и валов Td определяются по следующим формулам:

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EI,$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei.$$

Соотношение между размерами и отклонениями изображает графически на схемах полей допусков.

На рис. 1 показаны схемы полей допусков отверстия и вала, где отклонения размеров в мм отложены от нулевой линии, соответствующей номинальному диаметру, положительные - вверх, отрицательные - вниз. Поле допуска - поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое положением его относительно нулевой линии и допуском.

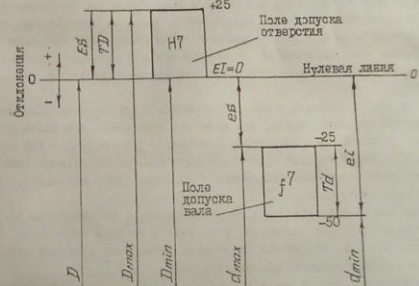


Рис. 1

Допуск определяет точность изготовления размера. Диапазон требований к точности размеров деталей чрезвычайно широк. К в а л и т е т и. Стандарт ИСО устанавливает 20 квалитетов.

определяющих различные уровни (степени) точности, которые при указании стандартного допуска обозначаются цифрами 01, 0, 1, 2, ..., 18, соответствующими порядковым номерам квалитетов. Значения допусков определены по формулам допусков.

Для квалитетов от 2 до 18 в диапазоне размеров до 500 мм установлена следующая формула стандартного допуска:

$$IT = k i,$$

где k - коэффициент точности; $i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D$ - единица допуска, которая представляет собой меру допуска, различную для разных интервалов диаметров.

Значения единиц допусков рассчитаны из средних геометрических размеров (мм) границ интервала диаметров и приведены в табл. 2 приложения.

Значения коэффициента точности установлены постоянными для каждого квалитета и приведены в табл. 3 приложения.

Стандартные допуски приведены в табл. 4 приложения.

Основное отклонение. Положение поля допуска относительно нулевой линии определяется основным отклонением. За основное принято ближайшее к нулевой линии отклонение. Основные отклонения вала обозначаются строчными буквами латинского алфавита ($a \dots zc$), основные отклонения отверстия - прописными ($A \dots ZC$).

На рис. 2 показана схема расположения и обозначения основных отклонений. Из схемы видно, что основные отклонения для полей допусков, расположенных выше нулевой линии, - нижние; ei - для валов, EI - для отверстий. Для полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, основные отклонения - верхние; es - для валов, ES - для отверстий.

Для полей допусков с основным отклонением, обозначаемым js - для вала и JS - для отверстия, установлено среднее отклонение $et = 0$, $Et = 0$. Предельные отклонения зависят от стандартного допуска соответствующего квалитета и равны $\pm IT/2$.

Числовые значения основных отклонений не зависят от квалитетов и изменяются только в зависимости от номинальных размеров. В стандарте ИСО они рассчитаны по формулам, установленным научными исследованиями, и заданы в виде таблиц. Основные отклонения отверстий определены из основных отклонений вала по следующим правилам:

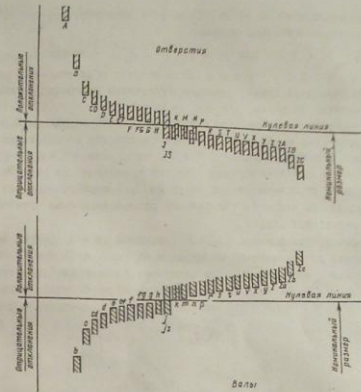


Схема расположения основных отклонений

Рис. 2

1. Нижнее отклонение отверстия численно равно верхнему отклонению вала и имеет обратный знак, т.е. $EI = -es$.

В табл. 5 приложения приведены числовые значения основных отклонений валов от a до h и отверстий от A до H , которые соответствуют верхним отклонениям валов со знаком минус, нижним отклонениям отверстий со знаком плюс.

2. Верхнее отклонение отверстия численно равно нижнему отклонению вала с обратным знаком, т.е. $ES = -ei$. Это общее правило не применяется для расчета: основных отклонений J, K, M, N до $IT8$ включительно.

основных отклонений от P до ZC до $IT7$ включительно, где следует применять специальное правило:

$$ES = -ei + \Delta \quad \text{где } \Delta = IT_n - IT_{n-1} \text{ - поправка.}$$

Полож. допусков. После допуска обозначается указанием буквой (или двух букв) основного отклонения и порядковым номером качества. Например, $H7, h6, js6, f6, F8$.

Рассмотрим схемы расчета отклонений и построения полей допусков. Второе отклонение поля допуска определяется по основному отклонению и допуску из формул $IT = es - ei$ или $IT = ES - EI$. Схема расчета и построения поля допуска приведена на рис. 3.

Основные отклонения валов от a до h - верхние es , их значения находим по табл. 5. Так как они расположены ниже нулевой линии, то имеют знак минус.

Например, для размера $\phi 50 h6$ находим $es = 0$, допуск пятого качества для размера 50 мм находим по табл. 4 $IT6 = 16$. Обращаем внимание, что размер 50 мм находится в интервале диаметров свыше 30 до 50 мм (а не в интервале свыше 50 до 80 мм!). Нижнее отклонение $ei = 0 - 16 = -16$ мм (все примеры иллюстрирует рис. 3).

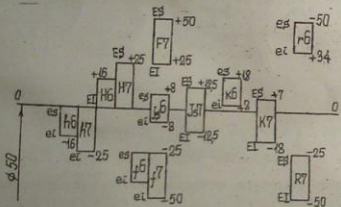


Рис. 3

Для $50h7$: $es = 0, IT7 = 25, ei = 0 - 25 = -25$ мм.

Для $50f6$: $es = -25, IT6 = 16, ei = -25 - 16 = -41$ мм.

Для $50f7$: $es = -25, IT7 = 25, ei = -25 - 25 = -50$ мм.

Основные отклонения валов от k до ZC - нижние ei , расположены выше нулевой линии, имеют знак плюс. Их числовые значения определяются по табл. 6 и 7 приложения.

Например, для размера $50k6$ по табл. 7 найден $ei = +2$ мм.

$IT6 = 16; es = -25 - 16 = -41$ мм.

Для $\phi 50 r6$: $ei = +34, IT6 = 16, es = +34 + 16 = +50$ мм.

Основные отклонения отверстий от A до H - нижние EI , определяются по табл. 5, расположены выше нулевой линии и имеют знак плюс.

Например, для размера $\phi 50 H6$ найдем $EI = 0, IT6 = 16, ES = EI + IT6 = 0 + 16 = +16$ мм.

Для $50H7$: $EI = 0, IT7 = 25, ES = 0 + 25 = +25$ мм.

Для $50F7$: $EI = +25, IT7 = 25, ES = 25 + 25 = +50$ мм.

Основные отклонения отверстий от K до ZC - верхние ES , как правило, расположены ниже нулевой линии и должны иметь знак (-), однако в случае применения специального правила и введения поправки Δ могут принимать положительные или нулевые значения (для K и M).

Например, для размера $\phi 50 K7$ констатируем, что следует применять специальное правило. Мы помним, что для вала $\phi 50 k6$ $ei = +2$ мм, следовательно, для отверстия $\phi 50 K7$ основное отклонение $ES = -ei + \Delta = -2 + 9 = +7$ мм. Поправка $\Delta = IT7 - IT6 = 25 - 16 = 9$ мм может быть найдена по табл. 8 приложения. Второе отклонение $K7$ - нижнее - определяем как $EI = ES - IT7 = +7 - 25 = -18$ мм.

Для $\phi 50 R7$: $ES = -ei + \Delta = -34 + 9 = -25$ мм, EI находим для r, R по табл. 6, Δ по табл. 8 для $IT7$. Второе отклонение $EI = ES - IT7 = -25 - 25 = -50$ мм.

Поля допусков $\phi 50 js6, \phi 50 JS7$ будут иметь предельные отклонения ± 8 мм и $\pm 12,5$ мм.

Таким образом могут быть построены поля допусков в любом сочетании основного отклонения и качества. Но для практического применения отобрано только ограниченное количество полей допусков, достаточное для нужд производства изделий. ГОСТ 25347 - 89 устанавливает стандартный отбор полей допусков, рекомендуемых к применению (табл. 9, 10 приложения), где жирной рамкой выделены поля допусков предпочтительного применения в первую очередь.

2. ПОСАДКИ И РАСЧЕТ ИХ ЧИСЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

В конструкциях машин необходимы как подвижные, так и неподвижные соединения. В подвижных соединениях применяют только посадки с зазором, в неподвижном - все три типа посадок.

Посадкой называют характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

В конкретном соединении может быть либо зазор (размер отверстия больше размера вала), либо натяг (размер вала больше размера отверстия).

Посадкой с зазором называют такое соединение полей допусков отверстия и вала, когда наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему.

Посадкой с натягом называют такое соединение полей допусков отверстия и вала, когда наименьший предельный размер вала больше или равен наибольшему предельному размеру отверстия.

Переходной посадкой называют сочетание перекрывающихся полей допусков отверстия и вала. При таком их расположении возможно получение как зазоров, так и натягов в зависимости от возможных соотношений размеров отверстия и вала в каждом конкретном случае.

Посадки следует применять либо в системе отверстия, либо в системе вала.

Поле допуска отверстия, у которого нижнее отклонение равно нулю, называют основным отверстием (любое поле допуска с основным отклонением H , т.е. $H7, H8, H12$).

Посадки, в которых требуемые зазоры или натяги получаются сочетанием основного отверстия с различными полями допусков вала, называются посадками в системе отверстия.

На рис. 4а показаны посадки трех типов в системе отверстия: с зазором $\phi 50 H7/f6$, переходной $\phi 50 H7/k6$, с натягом $\phi 50 H7/r6$. Во всех случаях поле допуска основного отверстия $H7$ сочетается с разными полями допусков вала $f6, k6, r6$, обеспечивая разный характер соединения.

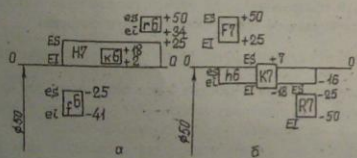


Рис. 4

Теоретически возможно сочетание основного отверстия с любым полем допуска вала, однако ГОСТ 25347 - 89 предусматривает рекомендуемые и предпочтительные посадки (табл. 11, 12 приложения).

Посадки могут быть образованы и в системе вала, когда необходимые зазоры или натяги получаются сочетанием основного вала с различными полями допусков отверстия. На рис. 4б показаны посадки в системе вала, эквивалентные посадкам в системе отверстия, показанным на рис. 4а. Это посадки с зазором $\phi 50 F7/h6$, переходной $\phi 50 K7/h6$, с натягом $\phi 50 R7/h6$. В системе вала можно образовывать посадки, эквивалентную любой посадке в системе отверстия.

Посадки в разных системах называют эквивалентными, если соблюдаются равенства:

соответствующих характеристик посадок;

качеств полей допусков отверстия;

качеств полей допусков вала.

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе вала приведены в табл. 12 приложения.

При выборе посадок исходят из следующих правил:

1. Посадки в системе отверстия более предпочтительны, чем в системе вала.

2. В обоснованных случаях можно применять посадки, не указанные в табл. 11, 12. При этом посадка должна, по возможности, быть в системе отверстия или в системе вала, и при разных качествах отверстия и вала более точным должен быть вал (не более чем на два качества).

Характер соединения (посадку) определяют следующие числовые характеристики:

1. Математическое ожидание посадки, которое принимают равным разности средних отклонений отверстия и валов, т.е. среднему зазору:

$$S_m = E_m - e_m, \quad \text{где } E_m = \frac{ES + EI}{2}, \quad e_m = \frac{es + ei}{2}.$$

Если $S_m > 0$, то математическим ожиданием посадки будет зазор, если $S_m < 0$, т.е. зазор отрицателен, - натяг $N_m = -S_m$.

2. Допуск посадки, равный сумме допусков отверстия и вала:

$$T_{SN} = TD + Td.$$

$$TSN^{(P)} = \sqrt{TD^2 + Td^2}$$

3. Предлагаемые значения посадок:

наибольший зазор $S_{max} = S_m + TSN/2 = ES - ei$,
 наименьший зазор $S_{min} = S_m - TSN/2 = EI - es$.

- Если $S_{max} > 0$ и $S_{min} > 0$ — посадка с зазором.
 Если $S_{max} > 0$ и $S_{min} < 0$ — переходная посадка.
 Если $S_{min} < 0$ и $S_{max} < 0$ — посадка с натягом, в которой:

наибольший натяг $N_{max} = -S_{min} = -(EI - es) = es - EI$,
 наименьший натяг $N_{min} = -S_{max} = -(ES - ei) = ei - ES$.

Предельные значения посадки с заданной доверительной вероятностью $P = 99,73\%$:

$$S_{max}^{(P)} = S_m + TSN^{(P)}/2;$$

$$S_{min}^{(P)} = S_m - TSN^{(P)}/2;$$

$$N_{max}^{(P)} = N_m + TSN^{(P)}/2,$$

$$N_{min}^{(P)} = N_m - TSN^{(P)}/2.$$

Ниже приведены расчеты числовых характеристик для посадок, показанных на рис. 4а.

Для посадки с зазором $\phi 50H7/f6$:

средний зазор $S_m = E_m - e_m = +12,5 - (-25) = 45,5$ мкм,
 допуск зазора $TS = TD + Td = 25 + 16 = 41$ мкм,
 наибольший зазор $S_{max} = 45,5 + 41/2 = 66$ мкм,
 наименьший зазор $S_{min} = 45,5 - 41/2 = 25$ мкм, или
 $S_{max} = ES - ei = 25 - (-41) = 66$ мкм,
 $S_{min} = EI - es = 0 - (-25) = 25$ мкм.

При вероятностных расчетах

$$TSN^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$S_{max} = 45,5 + 30/2 = 60,5 \text{ мкм},$$

$$S_{min} = 45,5 - 30/2 = 30,5 \text{ мкм}.$$

Предельные зазоры $S_{max} > 60,5$ мкм и $S_{min} < 30,5$ мкм маловероятны (их вероятность для нормального закона распределения составляет 0,135 % на один).

Аналогично рассмотрим характеристики посадки с натягом $\phi 50H7/k6$:

$$S_m = E_m + e_m = 12,5 - 42 = -29,5 \text{ мкм};$$

$$N_m = 29,5 \text{ мкм} = 42 - 12,5 = 29,5 \text{ мкм};$$

$$TSN = 25 + 16 = 41 \text{ мкм};$$

$$S_{max} = -29,5 + 41/2 = -9 \text{ мкм} \rightarrow N_{min} = 9 \text{ мкм};$$

$$S_{min} = -29,5 - 41/2 = -50 \text{ мкм} \rightarrow N_{max} = 50 \text{ мкм}.$$

или $N_{max} = es - EI = 50 - 0 = 50$ мкм,
 $N_{min} = ei - ES = 34 - 25 = 9$ мкм.

При вероятностных расчетах

$$TSN^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$S_{max}^{(P)} = S_m + TSN^{(P)}/2 = -29,5 + 30/2 = -14,5 \text{ мкм}; \quad N_{min}^{(P)} = 14,5.$$

$$S_{min}^{(P)} = S_m - TSN^{(P)}/2 = -29,5 - 30/2 = -44,5 \text{ мкм}; \quad N_{max}^{(P)} = 44,5.$$

или

$$N_{max}^{(P)} = N_m + TSN^{(P)}/2 = 29,5 + 15 = 44,5 \text{ мкм},$$

$$N_{min}^{(P)} = N_m - TSN^{(P)}/2 = 29,5 - 15 = 14,5 \text{ мкм}.$$

Для переходной посадки $\phi 50H7/k6$:

$$\text{средний зазор } S_m = 12,5 - 10 = +2,5 \text{ мкм},$$

$$\text{допуск посадки } TSN = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм},$$

$$\text{наибольший зазор } S_{max} = 2,5 + 41/2 = 23 \text{ мкм},$$

$$\text{наименьший зазор } S_{min} = 2,5 - 41/2 = -18 \text{ мкм},$$

т.е. $S_{min} < 0$, значит, в случае совпадения отклонений EI и es будет натяг. Следовательно, посадка является переходной.

Вероятностный расчет дает

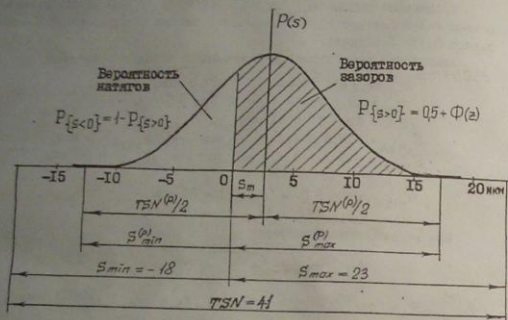
$$TSN^{(P)} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 30 \text{ мкм};$$

$$S_{max}^{(P)} = 2,5 + 30/2 = 17,5 \text{ мкм},$$

$$S_{min}^{(P)} = 2,5 - 30/2 = -12,5 \text{ мкм}, \text{ т.е. } N_{max}^{(P)} = 12,5 \text{ мкм}.$$

В переходных посадках имеет значение соотношение вероятностей зазоров и натягов в рассматриваемом соединении при сборке.

На рис. 5 показано соотношение предельных значений зазоров и натягов, а также их вероятностей.



— Рис. 5

Средний зазор $S_m = 2,5$ мкм является математическим ожиданием посадки, относительно которой кривая распределения плотности вероятностей симметрична.

Для определения вероятности зазоров необходимо определить вероятность значений зазоров в пределах от нуля до S_m , которое определяется по интегралу Лапласа (табл. 13 приложения) как функция от z :

$$z = S_m / (TSN^{(P)}/6) = 6 \cdot S_m / TSN^{(P)}.$$

Для посадки $H7/k6$ $z = 6 \cdot 2,5/30 = 0,5$, $\Phi(z=0,5) = 0,1915$. Так как вероятность зазоров свыше 2,5 мкм составляет 0,5, т.е. 50 %, вероятность зазоров $S > 0$ составит

$$P\{S > 0\} = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,19 = 0,69;$$

т.е. 69 %.

Дополнительная вероятность $1 - P = 0,31$, т.е. 31 % будет вероятностью натягов.

Для посадок с более вероятными натягами, например $H7/m6$, $S_m < 0$, вероятность зазора будет

$$P\{S > 0\} = 0,5 - \Phi(z).$$

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ПОСАДОК ИСО

Принципиальные основы и методы расчета и выбора посадок для подвижных и неподвижных соединений рассмотрены в работе [4].

При выборе посадок в подвижных соединениях необходимо обеспечить надежность жидкостного трения при заданных условиях работы: угловой скорости вращения ω , динамической вязкости смазочной жидкости μ , среднего давления на опору p и диапазона рабочих температур. Относительный зазор $\psi = S/D$ является функцией параметра режима $\Lambda = \mu \omega / p$:

$$\psi_{opt} = K \sqrt{\Lambda C_R},$$

откуда следует, что с увеличением скорости вращения средний зазор выбираемой посадки должен увеличиваться.

Выполняют следующие этапы расчета:

- определяют наибольший и наименьший функциональные зазоры $S_{max}^{(F)}$ и $S_{min}^{(F)}$, обеспечивающие режим жидкостного трения;
- выбирают стандартную посадку $H7/g6$, $H7/f7$, $H7/e7$, $H8/d8$ и т.д., для которой $S_m \approx S_{opt} = \psi_{opt} D$.
- Предельные зазоры должны удовлетворять требованиям

$$S_{min} > S_{min}^F; \quad S_{max} < S_{max}^F - \Delta S_{изн}.$$

где $\Delta S_{изн}$ — запас на износ размеров вала и подшипника.

Посадки с нулевым гарантированным зазором типа $H7/h6$, $H8/h7$, обеспечивающие высокую точность и плотность, применяют только при малых скоростях перемещения.

Выбор посадок в неподвижных соединениях зависит от способа обеспечения неподвижности, точности центрирования соединяемых деталей, частоты разборок при эксплуатации и других условий.

В неподвижных соединениях без дополнительных средств крепе-

или применяют посадки с натягом.

При сборке деталей, у которых размер вала больше размера отверстия, необходимо осуществить натяжение материала (например, запрессовать вал в отверстие).

Возникающее после такой сборки вследствие упругих деформаций напряженное состояние создает давление P , которое вследствие сил трения обеспечивает неподвижность соединения:

$$F_{тр} = p \Sigma D_i l_i \quad \text{или} \quad M_{тр} = 0,5 \pi D^2 l_i f.$$

Порядок расчета натягов следующий:

определяют необходимое давление p ;

определяют наименьший функциональный натяг $N_{мин F}$, при котором обеспечивается необходимое давление, поправку на смятие шероховатости поверхностей отверстия и вала $\Delta_w = 4,8 (Ra_D + Ra_d)$;

определяют поправку на температурные деформации, ослабляющие натяг при рабочих температурах Δ_T ;

определяют наибольший функциональный натяг $F_{макс F}$, при котором обеспечивается прочность деталей с достаточным запасом для передачи рабочих нагрузок.

Выбирают стандартную посадку предпочтительно в системе отверстия, например $H7/k6$, $H7/s6$, $H7/t6$, $H7/u6$, $H8/js7$ и др., для которой соблюдается условие

$$N_{мин} \geq N_{мин F} + \Delta_w + \Delta_T.$$

$$N_{макс} \leq N_{макс F}.$$

В неподвижных разъемных соединениях применяют, как правило, переходные посадки. Конкретные посадки устанавливают по методу прецедентов, т.е. на основании примеров применения посадок в соединениях аналогичного назначения. При этом учитывают следующие соображения:

в соединениях, подвергаемых частым разборкам, назначают посадки типа $H7/js6$, $H7/k6$, имеющие большую вероятность зазоров, чем натягов;

эксцентриситет, равный половине наибольшего зазора, должен быть меньше допустимых отклонений от соосности (допустимый дисбаланс).

При невысоких требованиях к соосности возможно применение посадок с зазором типа $H7/h6$, $H8/js7$, $H8/js7$.

При редких разборках сборочных соединений применяют переход-

18

ные посадки с более вероятными натягами типа $H7/m6$, $H7/n6$ или посадки с натягом $H7/p6$, $H7/r6$, $H6/n5$. В этом случае при $N_{макс}$ не должно быть затруднений при сборке (разборке) соединения или деформаций деталей, ухудшающих функциональные качества.

В разъемных соединениях невысокой точности назначают посадки с большим зазором, обеспечиваям легкость сборки, выбирая класс допусков предпочтительного применения. Примером таких посадок являются посадки крышек подшипников, распорных втулок и др.

4. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ ВЫБОРА

Подшипники качения отличаются различными требованиями к точности их характеристик. Важными из них являются: точности присоединительных размеров, отклонения формы, радиальное и торцовое биение колец и дорожек качения, волнистость и шероховатость дорожек и тел качения, точность формы и разноразность тел качения. Международный стандарт устанавливает пять классов точности подшипников качения, обозначаемых в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2 (ГОСТ 520 - 81).

Класс точности указывают перед условным обозначением подшипника через дефис (например, 6-308, 5-36210). Нулевой класс точности распространяется на все типы подшипников и в обозначении на чертежах не указывается (например, 308).

Посадки подшипников качения на вал и в корпус устанавливаются в разных системах: на вал - в системе отверстия, в корпус - в системе вала. Таким образом поле допуска размера d внутреннего кольца является основным отверстием, которое обозначается указанием прописной буквы L (нем. Lager) и класса, например, $L0, L6, L5$.

В отличие от основного отверстия в ИСО, где применяются поля допусков $H6, H7, H8$, для которых $ES = 0$, поля допусков посадочного диаметра внутреннего кольца имеют $ES = 0$, т.е. наибольший предельный размер внутреннего кольца равен номинальному размеру.

Поле допуска посадочного размера D наружного кольца является основным валом и обозначается указанием строчной буквы i и класса подшипника, например, $i0, i6, i5, i4$. Допуски посадочных размеров колец подшипников зависят от класса и типа подшипника, они отличаются от стандартных допусков IT системы ИСО и приведены в табл. 14 приложения в соответствии с ГОСТ 520 - 81.

Различные посадки, необходимые для разных условий работы под-

ИТ У
Имени Н. Э. БАУМАНА
БИБЛИОТЕКА

шипников, получают комбинацией основных полей допусков колец с полями допусков ИСО, от которых вычитают размеры корпусов и валов. Поля допусков ИСО, рекомендуемые для посадок подшипников на вал и в корпус, в схемах их расположения относительно номинальных размеров D и d колец подшипника показаны на схеме рис. 5.

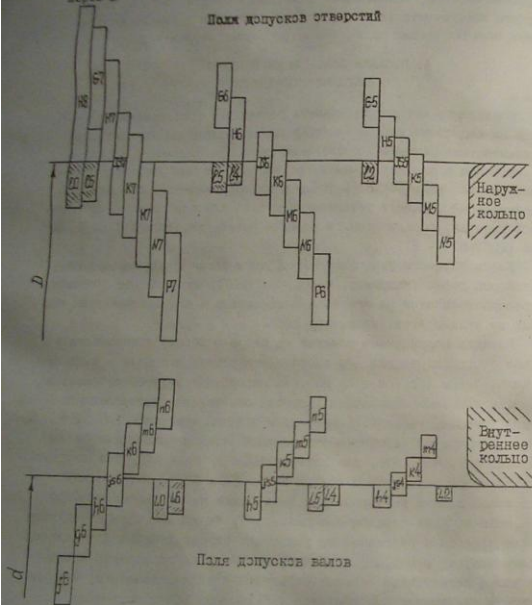


Рис. 5

18

Методика выбора посадок подшипников качения

Качество работы подшипника в значительной степени зависит от характера соединения колец подшипника с валом и корпусом. Необходимо, чтобы после посадки подшипника рабочий зазор был минимальным для лучшего распределения радиальной силы по телу качения, но при этом всегда оставался больше нуля. Начальный зазор - радиальный зазор, с которым подшипник качения выпускается заводом - уменьшается при посадке колец подшипника на вал и в корпус.

Сборка подшипника с натягом по обоим кольцам будет вызывать технологические трудности. Поэтому натяг осуществляют только в посадке циркуляционно нагруженного кольца. Это исключает увеличение трения от перекачивания посадочных поверхностей, возникающего при наличии зазора.

Различают три вида нагружения подшипников: местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении кольца радиальная сила воспринимается ограниченным участком дорожки качения, который не изменяется при вращении.

При циркуляционном нагружении радиальная сила воспринимается при вращении последовательно всей дорожкой качения.

Колебательное нагружение является комбинацией двух первых видов.

В случае местного нагружения выбор необходимого поля допуска посадки делает по табл. 15 приложения в зависимости от размера, конструкции корпуса (разъемный, неразъемный), частоты вращения, уровня перегрузок и класса точности подшипника.

При циркуляционном нагружении выбирают посадку с натягом, значение которого рассчитывают из условия таких деформаций колец, при которых посадочный зазор остается положительным. В упрощенном виде этот расчет сводится к вычислению интенсивности нагружения

$$P_R = \frac{F_r}{B} K_1 K_2 K_3,$$

где F_r - расчетная радиальная сила, действующая на опору, Н; B - ширина подшипника, мм; K_1 - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки; K_2 - коэффициент, учитывающий ослабление посадки при полой вале или тонкостенном корпусе; K_3 - коэффициент, учитывающий влияние осевых сил в случаях применения двухрядных конических

19

радиальных подшипников и односторонних шарикоподшипников. Осевая сила вызывает перемещение радиальных сил по радиусу тел качения. Значения K_a зависят от параметра $(K_a/F_a) \operatorname{ctg} \alpha$ (F_a - осевая сила, α - угол контакта, указанный в стандарте).

Значения коэффициентов K_1, K_2, K_3 находят из таблиц справочников [4, 8] или на табл. 16, 17, 18 приложения.

Интенсивность нагружения имеет размерность Н/мм и представляется собой распределенную по ширине подшипника радиальную силу.

Необходимое поле допуска для посадки подшипника находят из табл. 19 приложения по значениям P_R и диаметра с учетом класса точности подшипника.

В посадках подшипников классов 0 и 6 применяют поля допусков 7-го качества для отверстий корпуса и 6-го качества для валов. Посадки подшипников классов 5 и 4 осуществляют точнее на один класс, чем классов 0 и 6, т.е. применяют поля допусков 6-го качества для посадок в корпус и 5-го для посадок на вал.

Примеры выбора посадок для типовых соединений

Первая расчетно-графическая работа предназначена для практического освоения методов выбора посадок на примере пяти соединений редуктора, которые являются типовыми для самых различных машин (рис. 7).

Исходные данные: подшипник радиальный однорядный 308, 0 класса точности, вращается вал, радиальная сила приложена к валу, ее реакция в подшипнике равна $F_r = 4200$ Н, осевая сила незначительна, нагрузка ударная: перегрузка до 300%. Вал не имеет уступа, полный, с диаметром отверстия $d = 20$ мм. Внутреннее кольцо - выступом удерживается от осевых смещений втулкой, наружное кольцо - выступом кривки подшипника, входящим в корпус. Корпус неразъемный, крышка глухая, т.е. без отверстия для выхода вала.

Выбрать посадки подшипника в корпус и на вал, распорной втулки с валом, кривки подшипника с корпусом.

Решение. Для подшипника 0-308 находим посадочные размеры по ГОСТ 8338 - 75: диаметр наружного кольца $D = 90$ мм, диаметр внутреннего кольца $d = 40$ мм, ширину колец подшипника $B = 23$ мм. По табл. 14 приложения (или по ГОСТ 520 - 71) находим отклонения посадочных размеров: $D = 90_{-0,015}$, $d = 40_{-0,012}$.

Определяем вид нагружения колец подшипника: так как радиальная сила, построенная по направлению, приложена к валу, который раздается, то наружное кольцо имеет местное нагружение, а внутреннее - циркуляционное.

Выбор посадок для заданных соединений.

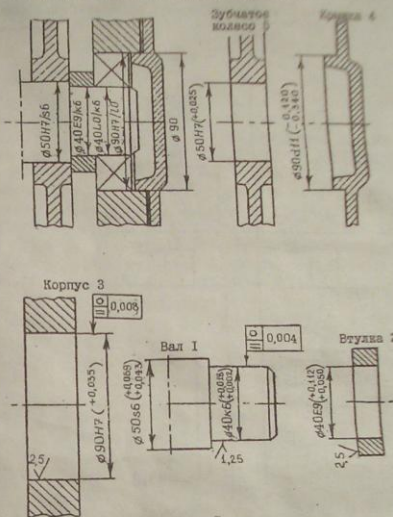


Рис. 7

1. Посадка наружного кольца подшипника в корпус. По табл. 15 для местнонагруженных колец для $D = 90$ мм неразъемного корпуса, принимая во внимание перегрузку 300%, находим поле допуска H7 для классов 0 и 6. (Для классов 5 и 4 было бы H6.)

Строим схему полей допусков посадки $\phi 90$ H7/g6 (рис. 8а).

2. Посадка внутреннего кольца подшипника на вал. Нагружение циркуляционное. Для расчета интенсивности нагружения находим коэффициенты k_1, k_2, k_3 : для перегрузок до 300% по табл. 16 находим $k_1 = 1,8$; по табл. 17 для $d_1/d = 20/40 = 0,5$ и $D/d = 90/40 = 2,25$ находим $k_2 = 1,8$; по табл. 18 находим $k_3 = 1$, так как подшипник однорядный несложный и, кроме того, осевая сила равна нулю.

$k_1 = 1,8$; по табл. 17 для $d_1/d = 20/40 = 0,5$ и $D/d = 90/40 = 2,25$ находим $k_2 = 1,8$; по табл. 18 находим $k_3 = 1$, так как подшипник однорядный несложный и, кроме того, осевая сила равна нулю.

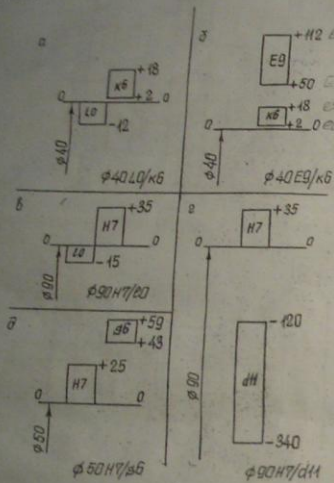


Рис. 8

Расчет интенсивности нагружения дает:

$$P_R = \frac{4200}{23} \cdot 1,8 \cdot 1,8 \cdot 1 = 525 \text{ Н/мм}$$

По табл. 19 с учетом класса подшипника для $P_R = 525$ Н/мм находим поле допуска вала к6. Строим схему полей допусков посадки $\phi 40$ L0/k6 (рис. 8а).

3. Посадка распорной втулки на вал. Если бы распорная втулка удерживалась с диаметром, отличным от посадочного диаметра подшипника,

то следовало бы взять посадку с зазором невысокой точности, предпочтительнее в системе отверстия, например H9/d9. В данном случае распорная втулка надевается на вал, размеры которого определены посадкой подшипника качения. Чтобы обеспечить плотность сборки, необходимо выбрать посадку с зазором 20...30 мкм. Выбираем такое поле допуска отверстия, у которого основное отклонение EI больше, чем верхнее отклонение вала es на 20...30 мкм. Учитывая стандартное, выбираем поле допуска E9. Строим схему полей допусков полученной комбинированной посадки $\phi 40$ E9/k6 (рис. 8б). Эта посадка обеспечивает гарантированный зазор $S_{\min} = EI - es = 32$ мкм.

4. Посадка кривки подшипника в корпус. Для легкости сборки кривки с корпусом рекомендуется посадка с гарантированным зазором невысокой точности. Для унифицированных в ряде отраслей кривок подшипников рекомендованы поля допусков предпочтительного применения: d11 - для глухих кривок и d9 - для кривок с отверстием. Для нашего случая выбираем d11 и строим схему полей допусков полученной комбинированной посадки $\phi 90$ H7/d11 (рис. 8в).

5. Посадка зубчатого колеса на вал. Посадочный размер определен заданием $\phi 50$ мм. Предельные функциональные натяги предполагаются уже рассчитанными и указаны в варианте задания: $N_{\max F} = 60$ мкм, $N_{\min F} = 15$ мкм. По табл. 4 и 5 подбираем посадку наименьшей точности, для которой удовлетворяются условия: $N_{\min} > N_{\min F}$ и $N_{\max} \leq N_{\max F}$. Находим посадку $\phi 50$ H7/g6, для которой $N_{\max} = 59$ мкм, $N_{\min} = 18$ мкм.

Схема полей допусков посадки приведена на рис. 8д. В действительности указанная посадка не обеспечит эффективного натяга $N_{\min} = 18$ мкм вследствие снятия неровностей шероховатости поверхностей отверстия и вала. Наиболее распространенной рекомендацией по оценкам деформаций является зависимость $\Delta_a = 2,4 R_z$, предполагающая одинаковую шероховатость поверхности отверстия и вала. В нашем случае запас на деформации равен $\Delta = N_{\min} - N_{\min F} = 18 - 15 = 3$ мкм. Следовательно, допустимая высота неровностей поверхностей $R_z = 3 / 2,4 = 1,25$ мкм. Так как на чертеже рекомендуется проставлять среднее арифметическое отклонение Ra, которое составляет примерно $1/4 R_z$, то рекомендуем значение Ra установить равным 0,32 мкм.

Если установить на чертеже более грубую шероховатость, например $R_a = 0,32$ мкм, то наименьший функциональный натяг не будет обеспечен посадкой H7/g6.

Требования, предъявляемые к поверхностям корпусов и валов, предназначенных для посадки подшипников качения

1. Осевые формы поверхностей корпусов и валов должны принимать значения, равные IT7/4, - для подшипников 0 и 6 классов, а для подшипников 5 и 4 классов - 2 IT7/8. Особенно опасны для подшипника несоосность и связанность посадочных поверхностей. Поэтому для поверхностей указывают допуски круглости и профиля продольного сечения, а не допуск цилиндричности, который, кроме того, может вызвать затруднения при контроле. В нашем варианте допуски формы равны: для корпуса подшипника $FT = IT7/4 = 35 / 4 = 8,75$ мкм, а для вала $FT = IT6/4 = 16 / 4 = 4$ мкм. Пример указания допусков формы на поверхностях вала и отверстия корпуса приведен на рис. 7. Числовые значения допусков круглости и профиля продольного сечения выбирает из табл. 20 приложения.

2. Шероховатость поверхностей устанавливает в зависимости от класса точности подшипника и диаметра различной для корпуса, вала и вальцевиков в корпусе, на валу или распорной втулке по табл. 21 приложения. Для нашего варианта находим среднее арифметическое отклонение: поверхности корпуса - 2,5, вала - 1,25, вальцевиков - 2,5. Пример обозначения шероховатости показан в рисках, рис. 8.

5. РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ РАБОЧИХ КАЛИБРОВ

Рабочие калибры предназначены для контроля действительных размеров деталей d_p по следующим условиям их годности: $d_{min} \leq d_p \leq d_{max}$ для валов, $D_{min} \leq D < D_{max}$ для отверстий. Калибры, имеющие номинальные размеры, равные пределам максимума материала (d_{max} - для валов, D_{min} - для отверстий) называют проходными. Калибры, имеющие номинальные размеры, равные пределам минимума материала (d_{min} - для валов, D_{max} - для отверстий), называют непроходными. Калибры для контроля отверстий называют пробками, а для валов - скобами.

Предельные отклонения калибров ограничивают размеры новых годовых калибров и предельные значения износа проходных калибров от номинальных размеров калибров (ГОСТ 24853 - 81). На рис. 9 показана схема полей допусков калибров (размеров до 500 мм). В системе допусков калибров приняты следующие обозначения: T - допуск размера контролируемого изделия, H - допуск размера пробки, H_1 -

допуск размера скобы, X - предельное отклонение поля допуска проходной пробки, X_1 - предельное отклонение поля допуска проходной скобы, α и α_1 - средние отклонения полей допусков непроходных калибров, которые часто равны нулю, γ и γ_1 - отклонения, характеризующие износ калибров пробки и скобы.

В задании необходимо рассчитать исполнительные размеры калибров для распорной втулки и вала (в данном случае для отверстия $\phi 40H7$ и вала $\phi 40k6$).

Замечание: если по варианту заданы подшипники 5 или 4 классов точности и вал изготовляет при этом по IT7, для которых калибры-скобы не предусмотрены, то для расчета калибры следует выбирать качество выбранного поля допуска, например, если для подшипника по расчету выбрано поле допуска вала $IT5$, то для расчета калибры следует взять поле $IT6$.

В табл. 22 приложения приведены допуски и размеры, ограничивающие поля допусков гладких калибров. Находим для пробки IT7 - 62 мкм, $z = 11$ мкм, $y = 0$, $H = 4$ мкм, для скобы IT6 = 16 мкм, $z_1 = 3,5$ мкм, $\alpha_1 = 0$, $H_1 = 4$ мкм, $\gamma_1 = 3$ мкм.

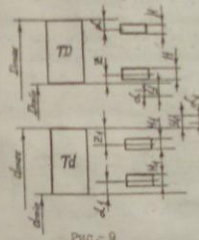


Рис. 9

Строим схему полей допусков калибров (рис. 10).

Наибольший предельный размер проходной пробки

$$D_{min} + z + H/2 = 40,05 + 0,011 + 0,004/2 = 40,062 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер непроходной пробки

$$D_{max} + H/2 = 40,112 + 0,004/2 = 40,114 \text{ мм.}$$

Меньший предельный размер проходной скобы

$d_{max} = 40,05 + 0,005 + 0,005 + 0,005 = 40,065 \text{ мм.}$
 Наибольший предельный размер непроходной скобы
 $d_{min} = 40,05 + 0,005 + 0,005 + 0,005 = 40,065 \text{ мм.}$

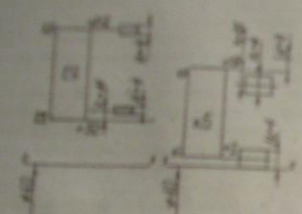


рис. 10

На рабочих чертежах калибры принято указывать со следующими размерами допусков, в виде скобы:
 пробки от наибольшего предельного размера изделия;
 скобы от наименьшего предельного размера изделия.
 Для рассмотренного примера получим:
 для пробки $\phi 40,065_{-0,004}^{+0,004}$ и $\phi 40,114_{-0,004}^{+0,004}$
 для скобы $40,0125_{+0,004}^{+0,004}$ и $40,011_{+0,004}^{+0,004}$
 Пример указания исполнительных размеров на чертеже приведен на рис. 11.

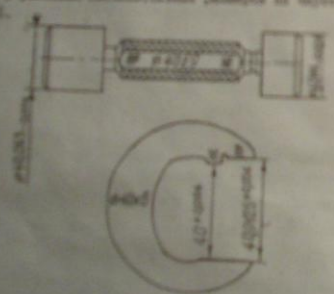


рис. 11

Таблица 22
 Предельные отклонения полей допусков калибров

IT	IT	IT	IT
1,0	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
1,0	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
1,0	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
	1,0	1,0	
1,0	1,0	1,0	

Таблица 2
Средние значения допусков

Интервал размеров, мм	Длина допусков, мм
Св. 3 до 5	0,15
" 5 " 10	0,22
" 10 " 13	0,3
" 13 " 20	1,08
" 20 " 30	1,31
" 30 " 50	1,56
" 50 " 80	1,88
" 80 " 120	2,17
" 120 " 180	2,52
" 180 " 250	2,9
" 250 " 315	3,23
" 315 " 400	3,54
" 400 " 500	3,85

Таблица 3
Средние значения допусков

Квалитет	Число единиц допусков
2	2,7
3	2,9
4	3
5	3
6	7
7	10
8	16
9	25
10	40
11	64
12	100
13	130
14	250
15	400
16	640
17	1000
18	1500
18	2500

Таблица 4
Числовые значения допусков для размеров до 500 мм

Интервалы размеров, мм	Квалитеты																			
	мм																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
3 до 5	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0
5 до 10	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0
10 до 15	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0
15 до 30	0,6	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0
30 до 50	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0
50 до 80	1,0	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0
80 до 120	1,2	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0
120 до 180	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0	250,0
180 до 250	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0	250,0	350,0
250 до 315	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0	250,0	350,0	500,0
315 до 400	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0	250,0	350,0	500,0	700,0
400 до 500	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	15,0	20,0	25,0	30,0	40,0	60,0	90,0	120,0	180,0	250,0	350,0	500,0	700,0	1000,0

Примечание: для размеров до 1 мм квалитеты 14...16 не применяются

Секционные отклонения размеров

Последовательность номинальных размеров, мм	Секционные отклонения										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h
Абсолютные значения основных отклонений, мм											
Об. 1 20 3	270	140	80	84	20	14	10	9	7	2	0
" 3 " 5	246	140	70	45	80	20	14	10	9	4	0
" 5 " 10	230	160	80	66	40	25	18	12	8	5	0
" 10 " 14	290	150	86	-	50	32	-	15	-	8	0
" 14 " 18	300	150	110	-	65	40	-	20	-	7	0
" 18 " 24	310	170	120	-	80	50	-	25	-	9	0
" 24 " 30	320	180	130	-	100	60	-	30	-	10	0
" 30 " 40	340	190	140	-	120	72	-	36	-	12	0
" 40 " 50	360	200	150	-	145	85	-	48	-	14	0
" 50 " 60	380	220	170	-	170	100	-	60	-	16	0
" 60 " 80	410	240	180	-	200	110	-	72	-	17	0
" 80 " 100	450	250	200	-	230	120	-	84	-	18	0
" 100 " 120	520	280	210	-	260	130	-	96	-	18	0
" 120 " 140	580	310	220	-	300	140	-	110	-	19	0
" 140 " 160	630	340	230	-	340	150	-	126	-	20	0
" 160 " 200	740	380	250	-	400	160	-	144	-	20	0
" 200 " 225	820	420	260	-	460	170	-	162	-	20	0
" 225 " 250	880	450	270	-	520	180	-	180	-	20	0
" 250 " 280	1000	500	280	-	600	190	-	210	-	20	0
" 280 " 300	1080	540	290	-	680	200	-	240	-	20	0
" 300 " 400	1300	600	300	-	800	210	-	280	-	20	0
" 400 " 450	1500	660	310	-	900	220	-	320	-	20	0
" 450 " 500	1650	720	320	-	1000	230	-	360	-	20	0

Таблица 3

Основные отклонения размеров

Последовательность номинальных размеров, мм	Основные отклонения										
	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	Za	Zc
	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zc
Абсолютные значения основных отклонений, мм											
Об. 1 20 3	9	10	14	-	16	-	20	-	25	22	40
" 3 " 5	12	15	19	-	23	-	28	-	35	32	60
" 5 " 10	15	19	23	-	28	-	34	-	42	38	90
" 10 " 14	18	23	28	-	33	-	40	-	50	44	120
" 14 " 18	22	28	35	-	41	-	47	-	60	54	160
" 18 " 24	22	28	35	-	41	-	49	-	65	59	180
" 24 " 30	25	34	43	-	48	-	55	-	75	69	240
" 30 " 40	25	34	43	-	48	-	60	-	80	74	300
" 40 " 50	32	41	53	-	62	-	70	-	90	84	400
" 50 " 60	32	43	55	-	65	-	75	-	100	94	500
" 60 " 80	37	51	71	-	84	-	94	-	120	114	600
" 80 " 100	37	54	79	-	94	-	104	-	140	134	800
" 100 " 120	43	63	92	-	122	-	132	-	170	164	1000
" 120 " 140	43	65	100	-	134	-	144	-	190	184	1200
" 140 " 160	60	80	108	-	140	-	150	-	210	204	1600
" 160 " 180	60	80	108	-	140	-	150	-	210	204	1800

Интервалы номинальных размеров, мм	Основные отклонения											
	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>
	<i>P</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>
Абсолютные значения основных отклонений, мкм												
Св. 180 до 200	50	77	122	166	236	284	350	425	520	670	880	1150
" 200 " 225		80	130	180	258	310	385	470	575	740	960	1250
" 225 " 250		84	140	196	284	340	425	520	640	820	1050	1350
" 250 " 280	56	94	158	218	315	385	475	580	710	920	1200	1550
" 280 " 315		98	170	240	350	425	525	650	790	1000	1300	1700
" 315 " 350	62	108	190	268	390	475	590	730	900	1150	1500	1900
" 350 " 400		114	208	294	435	530	660	820	1000	1300	1650	2100
" 400 " 450	68	126	232	330	490	595	740	920	1100	1450	1850	2400
" 450 " 500		132	252	360	540	660	820	1000	1250	1600	2100	2600

Таблица 7

Основные отклонения размеров

Интервалы номинальных размеров, мм	Нижние отклонения валов, мкм				Верхние отклонения отверстий, мкм			
	<i>js</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>JS</i>	<i>K</i>	<i>M</i>	<i>N</i>
	Квалитеты							
	Для всех квалитетов	4 ... 7	Для всех квалитетов	Для всех квалитетов	Для всех квалитетов	до 8		
Св. 1 до 3	Предельные отклонения равны $\pm \frac{IT}{2}$	0	+2	+4	Предельные отклонения равны $\pm \frac{IT}{2}$	0	-2	-4
" 3 " 6		+1	+4	+8		-1 + Δ	-4 + Δ	-8 + Δ
" 6 " 10		+1	+6	+10		-1 + Δ	-6 + Δ	-10 + Δ
" 10 " 18		+1	+7	+12		-1 + Δ	-7 + Δ	-12 + Δ
" 18 " 30		+2	+8	+15		-2 + Δ	-8 + Δ	-15 + Δ
" 30 " 50		+2	+9	+17		-2 + Δ	-9 + Δ	-17 + Δ
" 50 " 80		+2	+11	+20		-2 + Δ	-11 + Δ	-20 + Δ
" 80 " 120		+3	+13	+23		-3 + Δ	-13 + Δ	-23 + Δ
" 120 " 180		+3	+15	+27		-3 + Δ	-15 + Δ	-27 + Δ
" 180 " 250		+4	+17	+31		-4 + Δ	-17 + Δ	-31 + Δ
" 250 " 315		+4	+20	+34		-4 + Δ	-20 + Δ	-34 + Δ
" 315 " 400		+4	+21	+37		-4 + Δ	-21 + Δ	-37 + Δ
" 400 " 500		+5	+23	+40		-5 + Δ	-23 + Δ	-40 + Δ

Значения поправки Δ, мкм

Таблица 8

Диаметры, мм	Классы точности							
	4	5	6	7	8	9	10	11
До 1 до 3	0	0	0	0	0	0	0	0
" 3 " 6	1,5	2	3	4	5	6	7	8
" 6 " 10	1,5	2	3	4	5	6	7	8
" 10 " 18	2	3	4	5	6	7	8	9
" 18 " 30	2	3	4	5	6	7	8	9
" 30 " 60	3	4	5	6	7	8	9	10
" 60 " 90	3	4	5	6	7	8	9	10
" 90 " 120	4	5	6	7	8	9	10	11
" 120 " 180	4	5	6	7	8	9	10	11
" 180 " 250	4	5	6	7	8	9	10	11
" 250 " 315	4	5	6	7	8	9	10	11
" 315 " 400	5	6	7	8	9	10	11	12
" 400 " 500	5	6	7	8	9	10	11	12

Таблица 9
Рекомендуемые и предпочтительные поля допусков валов

IT	Основные отклонения																					
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	
4							g4	h4	js4	k4	m4	n4										
5							g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5							
6						f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6						
7					e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7			s7		u7					
8			c8	d8	e8	f8		h8	js8								u8					
9				d9	e9	f9		h9	js9													
10				d10				h10	js10													
11	a11	b11	c11	d11				h11	js11													
12		b12						h12	js12													

Примечание: - предпочтительные поля допусков



Рекомендуемые и предпочтительные поля допусков отверстий

Таблица 10

Ква- ли- тет	Основные отклонения																			
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y
5							G5	H5	JS5	K5	M5	N5								
6							G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6							
7						F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7				
8				D8	E8	F8		H8	JS8	K8	M8	N8								U8
9				D9	E9	F9		H9	JS9											
10				D10				H10	JS10											
11	H11	B11	C11	D11				H11	JS11											
12		B12						H12	JS12											

Примечание: - предпочтительные поля допусков

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе отверстия

Таблица 11

Отверстие	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H5								H5/g4	H5/h4	H5/js4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5					
H7		H7/c8	H7/d8	H7/e7	H7/e8	H7/f7	H7/g6	H7/h6	H7/js6	H7/k8	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H7/u7		
H8		H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f7	H8/f8		H8/h7	H8/h8	H8/js7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7	H8/t8	H8/u8	H8/v8	H8/z8
			H8/d9	H8/e8	H8/f9			H8/h9												
H9			H9/d9	H9/e8	H9/e9	H9/f8	H9/f9		H9/h8	H9/h9										
H10				H10/d10					H10/h9	H10/h10										
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11					H11/h11											
H12		H12/b12							H12/h12											

Примечание: - предпочтительные посадки

Рекомендуемые и предпочтительные посадки в системе вала

Таблица 12

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

Примечание: - предпочтительные посадки

z	Φ_0	Φ_1	Φ_2	Φ_3	Φ_4	z	Φ_5
0,00	0,0000	0,70	0,2580	1,40	0,4192	2,25	0,4678
0,02	0,0080	0,72	0,2642	1,42	0,4222	2,30	0,4666
0,04	0,0160	0,74	0,2703	1,44	0,4251	2,35	0,4656
0,06	0,0239	0,76	0,2764	1,46	0,4279	2,40	0,4646
0,08	0,0319	0,78	0,2823	1,48	0,4306	2,45	0,4638
0,10	0,0398	0,80	0,2881	1,50	0,4332	2,50	0,4632
0,12	0,0478	0,82	0,2939	1,52	0,4357	2,55	0,4626
0,14	0,0557	0,84	0,2995	1,54	0,4382	2,60	0,4623
0,16	0,0636	0,86	0,3051	1,56	0,4406	2,65	0,4620
0,18	0,0714	0,88	0,3106	1,58	0,4429	2,70	0,4618
0,20	0,0793	0,90	0,3159	1,60	0,4452	2,75	0,4616
0,22	0,0871	0,92	0,3212	1,62	0,4474	2,80	0,4614
0,24	0,0948	0,94	0,3264	1,64	0,4492	2,85	0,4612
0,26	0,1026	0,96	0,3315	1,66	0,4515	2,90	0,4611
0,28	0,1103	0,98	0,3365	1,68	0,4535	2,95	0,4610
0,30	0,1179	1,00	0,3413	1,70	0,4554	3,00	0,4609
0,32	0,1255	1,02	0,3461	1,72	0,4573	3,10	0,4608
0,34	0,1331	1,04	0,3508	1,74	0,4591	3,20	0,4607
0,36	0,1406	1,06	0,3554	1,76	0,4608	3,30	0,4606
0,38	0,1480	1,08	0,3599	1,78	0,4625	3,40	0,4605
0,40	0,1554	1,10	0,3643	1,80	0,4641	3,50	0,4604
0,42	0,1628	1,12	0,3686	1,82	0,4656	3,60	0,4603
0,44	0,1700	1,14	0,3729	1,84	0,4671	3,70	0,4602
0,46	0,1772	1,16	0,3770	1,86	0,4686	3,80	0,4601
0,48	0,1844	1,18	0,3810	1,88	0,4699	3,90	0,4600
0,50	0,1915	1,20	0,3849	1,90	0,4713	4,00	0,4599
0,52	0,1985	1,22	0,3888	1,92	0,4726	4,50	0,4598
0,54	0,2054	1,24	0,3925	1,94	0,4738	5,00	0,4597
0,56	0,2123	1,26	0,3962	1,96	0,4750		
0,58	0,2190	1,28	0,3997	1,98	0,4761		
0,60	0,2257	1,30	0,4032	2,00	0,4772		
0,62	0,2324	1,32	0,4066	2,05	0,4798		
0,64	0,2389	1,34	0,4099	2,10	0,4821		
0,66	0,2454	1,36	0,4131	2,18	0,4842		
0,68	0,2517	1,38	0,4162	2,20	0,4861		

$$\text{Значение } \Phi_0(r) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^r e^{-\frac{1}{2}x^2} dx$$

Таблица 13

Таблица 14
Наимые предельные отклонения размеров колец подшипников (внешние предельные отклонения всех колец равны 0)

Номинальные диаметры, мм	Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные				Подшипники роликовые конические				
	Классы точности								
	4	5	6	0	4	5	6	0	
Кольца внутренние	Св. 2,5 до 10	-4	-5	-7	-8	-	-	-	-
	" 10 " 18	-4	-5	-7	-8	-5	-7	-7	-8
	" 18 " 30	-5	-6	-8	-10	-6	-8	-8	-10
	" 30 " 50	-6	-8	-10	-12	-8	-10	-10	-12
	" 50 " 80	-7	-9	-12	-15	-9	-12	-12	-15
	" 80 " 120	-8	-10	-15	-20	-10	-15	-15	-20
	" 120 " 180	-10	-13	-18	-25	-13	-18	-18	-25
	" 180 " 250	-12	-15	-22	-30	-15	-22	-22	-30
	" 250 " 315	-	-18	-25	-35	-	-25	-25	-35
	" 315 " 400	-	-23	-30	-40	-	-30	-30	-40
" 400 " 500	-	-	-35	-45	-	-	-	-	
Кольца наружные	Св. 6 " 18	-4	-5	-7	-8	-	-	-	-
	" 18 " 30	-5	-6	-8	-9	-6	-8	-8	-9
	" 30 " 50	-6	-7	-9	-11	-7	-9	-9	-11
	" 50 " 80	-7	-9	-11	-13	-9	-11	-11	-13
	" 80 " 120	-8	-10	-13	-15	-10	-13	-13	-15
	" 120 " 150	-9	-11	-15	-18	-11	-15	-15	-18
	" 150 " 180	-10	-13	-18	-25	-13	-18	-18	-25
	" 180 " 250	-11	-15	-20	-30	-15	-20	-20	-30
	" 250 " 315	-13	-18	-25	-35	-18	-25	-25	-35
	" 315 " 400	-15	-20	-28	-40	-20	-28	-28	-40
" 400 " 500	-	-23	-33	-45	-	-33	-33	-45	

Таблица 15
Поля допусков валов и отверстий в корпусах, сопрягаемых с кольцами подшипников при мотной нагрузке

Размеры посадочных диаметров, мм	Поля допусков				Тип подшипника
	Свыше	До	отверстий в корпусах стальных или чугуных		
валов (осей)			неразъемных	разъемных	Все типы, кроме штампованных игольчатых
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %					
-	80	h6	H7	H7	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	h6, f7*	G7	H7, H8*	
260	500	f6, f7	F7, F8		
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %					
-	80	h6	JS7	JS7	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260	h6	H7	JS7	
260	500	g6	H7		
500	1600				
-	120	h6	JS7	JS7	Роликовые конические двухрядные
120	1600	g6			

Примечания:

- Поля допусков, отмеченные *, применять при частоте вращения не более $0,6 \pi_{пр}$, где $\pi_{пр}$ - предельно допустимая частота вращения подшипника.
- Поля допусков, заключенные в прямоугольные рамки, использовать для подшипников классов точности 5 и 4, остальные поля допусков - для подшипников классов точности 0 и 6.

Таблица 16
Значение коэффициента K_1

Характер нагрузки	K_1
Нагрузка с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %	1,0
Нагрузка с сильными ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %	1,8

Таблица 17
Значение коэффициента K_2

d_1/d или D/D_1	Для валов D/d			Для корпуса Для всех подшипников
	$\leq 1,5$	1,5 ... 2,0	2 ... 3	
- до 0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
Св. 0,4 до 0,7	1,2	1,4	1,6	1,0
" 0,7 " 0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
" 0,8 -	2,0	2,3	3,0	1,8

d и D - соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника;
 d_1 - диаметр отверстия полого вала;
 D_1 - диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Таблица 18
Значение коэффициента K_3

$F_a / F_r \cdot ctg \beta$	K_3
- до 0,2	1,0
Св. 0,2 до 0,4	1,2
" 0,4 до 0,6	1,4
" 0,6 " 1,0	1,6
" 1,0 -	2,0

Таблица 19
Поля допусков валов и отверстий в корпусах, сопрягаемых с кольцами подшипников при циркуляционной нагрузке

Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Свыше	До	Допускаемые значения $F_{гр}$, Н/мм							
			При посадке на вал внутреннего кольца подшипника класса точности							
			0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4
18	80	до 300	300 - 1400	1400 - 1600	1600 - 2000	1600 - 2000	2000 - 2500	2500 - 4000	2500 - 4000	
80	180	до 600	600 - 2000	2000 - 2500	2500 - 4000	2500 - 4000	2500 - 4000	2500 - 4000	2500 - 4000	
180	360	до 700	700 - 3000	3000 - 3500	3500 - 4500	3500 - 4500	3500 - 4500	3500 - 4500	3500 - 4500	
360	630	до 900	900 - 3500	3500 - 4500	4500 - 8000	4500 - 8000	4500 - 8000	4500 - 8000	4500 - 8000	
Диаметр D наружной поверхности наружного кольца подшипника, мм	Свыше	До	При посадке в корпус наружного кольца подшипника класса точности							
			0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4	0 и 6	5 и 4
			K7	K6	M7	M6	N7	N6	P7	P6
50	180	до 800	800 - 1000	1000 - 1300	1300 - 2500	1300 - 2500	1300 - 2500	1300 - 2500	1300 - 2500	
180	360	до 1000	1000 - 1500	1500 - 2000	2000 - 3300	2000 - 3300	2000 - 3300	2000 - 3300	2000 - 3300	
360	630	до 1200	1200 - 2000	2000 - 2600	2600 - 4000	2600 - 4000	2600 - 4000	2600 - 4000	2600 - 4000	
630	1600	до 1600	1600 - 2500	2500 - 3500	3500 - 5500	3500 - 5500	3500 - 5500	3500 - 5500	3500 - 5500	

Таблица 20
Ряд числовых значений допусков круглости и профиля
продольного сечения, мкм (по СТ ССВ 636-77)

0,1	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80
1	1,2	1,6	2,0	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000
10000	12000	16000	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 21
Шероховатость посадочных поверхностей
валов и корпусов

Посадочные поверхности	Классы точности по DIN	Номинальные диаметры, мм	
		До 80	Св. 80 до 500
		Наибольшие допускаемые значения R_a , мкм	
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6, 5 и 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6, 5 и 4	1,25	2,5

Таблица 22

Допуски и размеры, координирующие
расположение полей допусков гладких калибров, мкм

Классы точности калибров	Обозначения	Интервалы размеров, мм								Допуск формы калибра
		свыше 6 до 10	свыше 10 до 18	свыше 18 до 30	свыше 30 до 50	свыше 50 до 80	свыше 80 до 120	свыше 120 до 180	свыше 180 до 250	
IT6	Z, z, Y, y, H, h	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	IT4 IT2
	Z, z, Y, y, H, h	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	
IT7	Z, z, Y, y, H, h	2,5	3	4	5	6	8	10	12	IT2 IT3
	Z, z, Y, y, H, h	2,5	3	4	5	6	8	10	12	
IT8	Z, z, Y, y, H, h	4	5	6	8	10	12	15	18	IT2 IT3
	Z, z, Y, y, H, h	4	5	6	8	10	12	15	18	
IT9	Z, z, Y, y, H, h	7	8	10	12	15	18	22	28	IT2 IT3
	Z, z, Y, y, H, h	7	8	10	12	15	18	22	28	
IT10	Z, z, Y, y, H, h	10	12	15	18	22	28	35	45	IT2 IT3
	Z, z, Y, y, H, h	10	12	15	18	22	28	35	45	
IT11	Z, z, Y, y, H, h	14	16	19	22	25	28	32	36	IT4
	Z, z, Y, y, H, h	14	16	19	22	25	28	32	36	
IT12	Z, z, Y, y, H, h	16	19	22	25	28	32	36	40	IT4
	Z, z, Y, y, H, h	16	19	22	25	28	32	36	40	

- 150
25
65, 0125

Таблица 3
Значения единиц допуска

Интервалы размеров, мм	Единица допуска, мкм
До 3	0,50
Св. 3 до 3	0,75
" 5 " 3	0,9
" 10 " 18	1,08
" 18 " 30	1,31
" 30 " 50	1,55
" 50 " 80	1,88
" 80 " 120	2,17
" 120 " 180	2,52
" 180 " 250	2,9
" 250 " 315	3,33
" 315 " 400	3,84
" 400 " 500	4,50

Таблица 4
Значения коэффициентов k

Классы точности	Значение единицы допуска
2	1,7
3	2,7
4	3
5	5
6	7
7	10
8	16
9	25
10	40
11	64
12	100
13	160
14	250
15	400
16	640
17	1000
18	1600

Таблица 6

Числовые значения допусков для размеров до 500 мм

Классы точности	Интервалы размеров, мм																	
	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	15
IT6	0,0075	0,01	0,0125	0,016	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4
IT7	0,01	0,0125	0,016	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5
IT8	0,0125	0,016	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63
IT9	0,016	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8
IT10	0,02	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1
IT11	0,025	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25
IT12	0,032	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6
IT13	0,04	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2
IT14	0,05	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5
IT15	0,063	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15
IT16	0,08	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4
IT17	0,1	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5
IT18	0,125	0,16	0,2	0,25	0,32	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3

Примечание: для размеров до 1 мм значения IT4...IT6 не применяются

ВЫВОДЫ

В методическом пособии рассмотрены основные темы курса «Метрология и технические измерения в производстве ЭС» такие как: виды измерительных приборов, предназначенных для измерения геометрических величин, приборы и способы измерения номиналов электронной радио аппаратуры на примере резисторов, законы распределения погрешностей и зависимость точности измерения погрешности от количества измерений.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Аксенова Е.Н. Курс метрологии в производстве ЭС. –М.: Энергоиздат, 1982. – 320 с.
2. Бесекерский В. В., Сорокин В. С. Метрология, стандартизация и сертификация. – М.: Высшая школа, 1986. –367 с
3. В.В. Ефимов., Хохлов А. Ф. Спираль качества. –М.: Высшая школа, 2000. – 494 с