

3795

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»

Кафедра «Строительные дорожные машины и технология машиностроения»

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Методические указания к выполнению практических работ
для обучающихся по специальности 23.05.06 «Подвижной состав железных дорог»
очной и заочной форм обучения

Составители: А.Ю. Астраханский
В.А. Кожевников

Самара
2015

Метрология, стандартизация и сертификация : методические указания к выполнению практических работ для обучающихся по специальности 23.05.06 «Подвижной состав железных дорог» очной и заочной форм обучения / составители : А.Ю. Астраханский, В.А. Кожевников. – Самара : СамГУПС, 2015. – 48 с.

В работе представлены методические указания по выполнению практических работ для обучающихся по специальности 23.05.06 «Подвижной состав железных дорог» очной и заочной форм обучения по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация».

В указаниях содержатся основные сведения о допусках и посадках гладких цилиндрических соединений. Приводятся примеры расчётов допусков и обоснование назначения посадок. Представлены расчеты по выбору допусков формы и расположения поверхностей. Обозначены основные подходы расчетов допусков размеров, входящих в размерные цепи.

Утверждены на заседании кафедры 01.04.2015 г., протокол № 8.
Печатаются по решению редакционно-издательского совета университета.

Составители: Астраханский Алексей Юрьевич
Кожевников Вадим Александрович

Рецензенты: к.т.н., доцент А.Г. Жданов (СамГУПС);
к.т.н., доцент Г.Г. Киселев (СамГУПС)

Под редакцией составителей
Компьютерная верстка: Е.А. Самсонова

Подписано в печать 10.09.2015. Формат 60*90 1/16.
Усл. печ. л. 3,0. Заказ 243.

ВВЕДЕНИЕ

В современной рыночной экономике конкурентоспособность выпускаемой предприятием продукции определяет жизнеспособность данного предприятия. Одним из главных факторов, влияющих на конкурентоспособность продукции, работ и услуг, является их качество.

Стандартизация, взаимозаменяемость, метрология и сертификация продукции, работ и услуг являются инструментами обеспечения качества. На основе стандартизации сформированы принципы и нормативные акты взаимозаменяемости, метрологии, систем управления качеством и сертификации.

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» СЗ.Б.5 относится к базовой части профессионального цикла.

Дисциплина имеет содержательно-методическую взаимосвязь с рядом дисциплин: «Физика», «Химия», «Эксплуатация и техническое обслуживание подвижного состава».

Для освоения данной дисциплины требуются знания, умения и готовности, полученные при изучении следующих предшествующих дисциплин: «Математика», «Физика», «Материаловедение и технология конструкционных материалов».

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» является предшествующей для освоения следующих дисциплин: «Производство и ремонт подвижного состава», «Эксплуатация и техническое обслуживание подвижного состава».

В результате освоения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация» у обучающегося студента формируются профессиональные компетенции (ПК-9, ПК-19, ПК-24, ПК-30).

В результате освоения дисциплины обучающийся должен:

знать: правовые основы метрологии, стандартизации и сертификации; метрологические службы, обеспечивающие единство измерений; технические средства измерений; принципы построения международных и отечественных стандартов; правила пользования стандартами, комплексами стандартов и другой нормативно-технической документацией;

уметь: применять методы и средства технических измерений, стандарты, технические регламенты и другие нормативные документы при оценке, контроле качества и сертификации продукции; разрабатывать нормативно-технические документы по модернизации подвижного состава и его узлов;

владеть: методами и средствами технических измерений, приемами использования стандартов и других нормативных документов при оценке, контроле качества и сертификации продукции.

Цель методических указаний – научить обучающегося выполнять расчеты в соответствии с нормативно-технической документацией, а также правильно пользоваться справочными пособиями.

Практическая работа № 1

ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Общие сведения о допусках, посадках и предельных отклонениях размеров

Основные понятия, обозначения и методика решения задач

Задачи этой темы относятся к категории простейших. Решение их базируется на основных положениях, установленных в стандартах ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88) «Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений».

Основные обозначения и расчетные зависимости, применяемые при решении задач этой темы, поясняются на схемах рис. 1.1 (Посадка с зазором: а – схема сопряжения; б – схема расположения полей допусков) и рис. 1.2 (Посадка с натягом: а – схема деталей, образующих соединение (до сборки); б – схема расположения полей допусков),

где ES – верхнее отклонение отверстия;
 EI – нижнее отклонение отверстия;
 es – верхнее отклонение вала;
 ei – нижнее отклонение вала;
 D – номинальный размер отверстия;
 d – номинальный размер вала;
 D, d – номинальный размер соединения ($D = d$);
 T – допуск (общее обозначение от англ. Tolerance);
 T_D – допуск отверстия;
 T_d – допуск вала;
 S – зазор (общее обозначение);
 S_{\min} – зазор наименьший;
 S_{\max} – зазор наибольший;
 S_m – зазор средний;
 N – натяг (общее обозначение);
 N_{\min} – натяг наименьший;
 N_{\max} – натяг наибольший;
 N_m – натяг средний;
 T_S – допуск зазора;
 T_N – допуск натяга;
 $T_{(S,N)}$ – допуск посадки (общее обозначение);
 D_{\max} – наибольший предельный размер отверстия;
 D_{\min} – наименьший предельный размер отверстия;
 d_{\max} – наибольший предельный размер вала;
 d_{\min} – наименьший предельный размер вала.

На схемах принято указывать номинальные размеры в мм, а предельные отклонения в мкм ($1 \text{ мкм} = 0,001 \text{ мм}$).

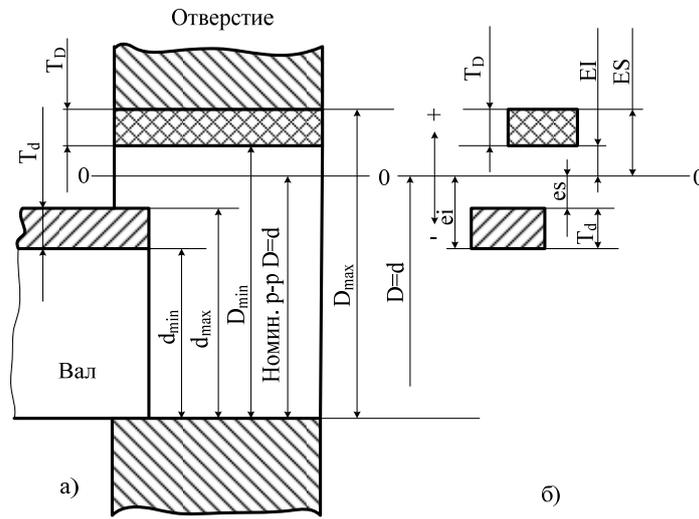


Рис. 1.1

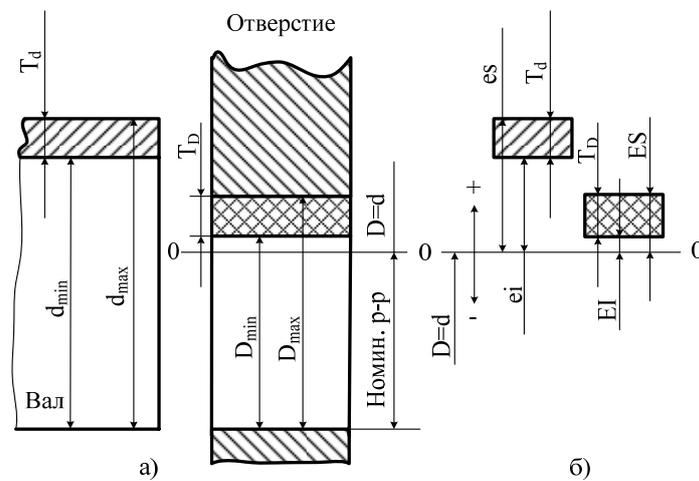


Рис. 1.2

Основные расчетные зависимости:

$$D_{\max} = D + ES; \quad (1.1)$$

$$D_{\min} = D + EI; \quad (1.2)$$

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}; \quad (1.3)$$

$$T_D = ES - EI; \quad (1.4)$$

$$d_{\max} = d + es; \quad (1.5)$$

$$d_{\min} = d + ei; \quad (1.6)$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}; \quad (1.7)$$

$$T_d = es - ei; \quad (1.8)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}; \quad (1.9)$$

$$S_{\min} = EI - es; \quad (1.10)$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad (1.11)$$

$$S_{\max} = ES - ei; \quad (1.12)$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}; \quad (1.13)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}; \quad (1.14)$$

$$N_{\min} = ei - ES; \quad (1.15)$$

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad (1.16)$$

$$N_{\max} = es - EI; \quad (1.17)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} \quad (1.18)$$

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d; \quad (1.19)$$

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d \quad (1.20)$$

Пример 1.1. В двух сопряжениях типа «вал–отверстие» известны: номинальные размеры сопряжений, предельные отклонения отверстия и вала.

Первое сопряжение $\varnothing 40 \begin{matrix} +0,025 \\ -0,025 \\ \hline -0,050 \end{matrix}$.

Второе сопряжение $d = 100$ мм; $T_D = 0,035$ мм;

$EI = 0$; $es = -0,08$ мм; $ei = -0,125$ мм.

Для каждого из заданных сопряжений определить:

- 1) предельные размеры отверстия и вала;
- 2) допуск отверстия, допуск вала, допуск посадки;
- 3) наибольший и наименьший зазоры.

Дать схемы расположения полей допусков деталей сопряжения с указанием отклонений.

Решение.

Первое сопряжение $\varnothing 40 \begin{matrix} +0,025 \\ -0,025 \\ \hline -0,050 \end{matrix}$

1. Предельные отклонения сопряжения указаны около номинального размера в числовом виде. Имеем: $ES = +0,025$ мм; $EI = 0$; $es = -0,025$ мм; $ei = -0,050$ мм. Предельные размеры отверстия находим по формулам (1.1) и (1.2), а вала – по (1.5) и (1.6):

$$D_{\max} = D + ES = 40 + 0,025 = 40,025 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 40 + 0 = 40,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 40 + (-0,025) = 39,975 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 40 + (-0,050) = 39,950 \text{ мм}.$$

2. Допуск отверстия, допуск вала и допуск посадки вычисляем, соответственно, по формулам (1.4), (1.8), (1.19):

$$T_D = ES - EI = +0,025 - 0 = 0,025 \text{ мм};$$

$$T_d = es - ei = -0,025 - (-0,050) = 0,025 \text{ мм};$$

$$T_s = T_D + T_d = 0,025 + 0,025 = 0,05 \text{ мм}.$$

3. Наименьший и наибольший зазоры определяем по формулам (1.10) и (1.12):

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,025) = 0,025 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = +0,025 - (-0,050) = 0,075 \text{ мм}.$$

Схема расположения полей допусков деталей первого сопряжения приведена на рис. 1.3.

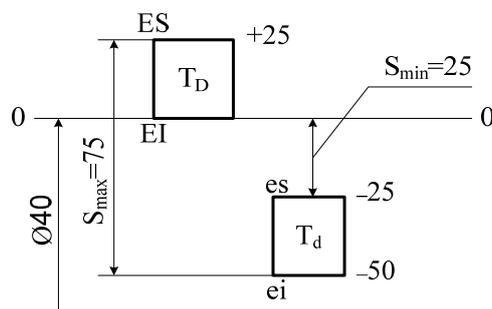


Рис. 1.3

Второе сопряжение

1. Предельные размеры отверстия и вала находим по формулам (1.1), (1.2), (1.5), (1.6), найдя предварительно ES из уравнения (1.4):

$$ES = T_D + EI = 0,035 + 0 = +0,035 \text{ мм};$$

$$D_{\max} = D + ES = 100,0 + 0,035 = 100,035 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 100 - 0 = 100,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 100 + (-0,080) = 99,920 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 100 + (-0,125) = 99,875 \text{ мм}.$$

2. Допуск вала и допуск посадки можно найти по формулам (1.8), (1.19):

$$T_d = es - ei = -0,080 - (-0,125) = 0,045 \text{ мм};$$

$$T_s = T_D + T_d = 0,035 + 0,045 = 0,080 \text{ мм}.$$

3. Наименьший и наибольший зазоры определяем по формулам (1.9) и (1.11):

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 100,000 - 99,920 = 0,080 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 100,035 - 99,875 = 0,160 \text{ мм}.$$

Схема расположения полей допусков деталей второго сопряжения приведена на рис. 1.4.

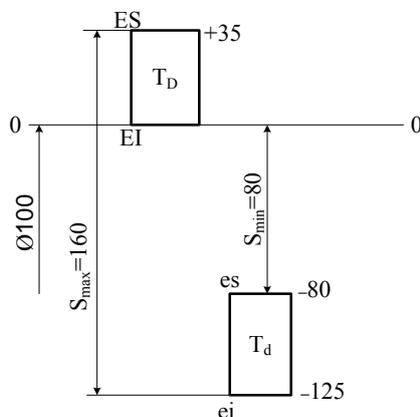


Рис. 1.4

Рассмотренные задачи могут быть условно отнесены к числу «прямых», когда вместе с номинальным размером сопряжения в условии задачи заданы все предельные отклонения. Решение их довольно простое. В ряде задач могут быть заданы натяги или зазоры и некоторые отклонения и допуски. Необходимо определить все остальные параметры. Будем условно считать такие задачи «обратными». Рассмотрим в качестве примера две из них.

Пример 1.2. В посадке заданы, соответственно, наименьший зазор $S_{\min} = 0,02$ мм, наибольший зазор $S_{\max} = 0,063$ мм, нижнее отклонение вала $ei = -0,04$ мм, допуск вала $T_d = 0,02$ мм, номинальный размер соединения $d = 25$ мм.

Необходимо:

- 1) определить отклонения отверстия и вала;
- 2) построить схемы расположения полей допусков деталей сопряжения;
- 3) определить допуск отверстия и допуск посадки;
- 4) определить предельные размеры отверстия и вала.

Решение.

1. Для определения предельных отклонений отверстия и вала воспользуемся уравнениями (1.8), (1.10), (1.12):

$$es = T_d + ei = 0,02 + (-0,04) = -0,02 \text{ мм};$$

$$EI = S_{\min} + es = 0,02 + (-0,02) = 0;$$

$$ES = S_{\max} + ei = 0,063 + (-0,040) = +0,023 \text{ мм}.$$

Строим схему расположения полей допусков деталей сопряжения (рис. 1.5).

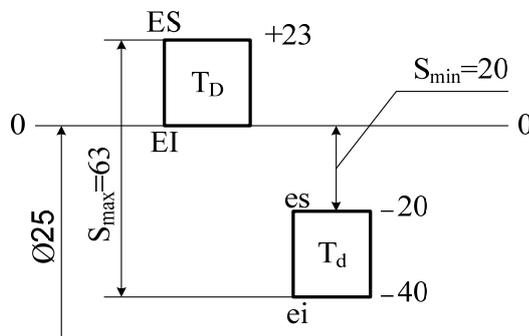


Рис. 1.5

2. Допуск отверстия и допуск посадки можно определить по уравнениям (1.4) и (1.19):

$$T_D = ES - EI = +0,023 - 0 = 0,023 \text{ мм};$$

$$T_s = T_D + T_d = 0,023 + 0,02 = 0,043 \text{ мм}.$$

3. Предельные размеры отверстия и вала найдем по уравнениям (1.1), (1.2), (1.5), (1.6):

$$D_{\max} = D + ES = 25 + 0,023 = 25,023 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 25 + 0 = 25,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 25 + (-0,02) = 24,98 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 25 + (-0,04) = 24,96 \text{ мм}.$$

Пример 1.3. В посадке известны: номинальный размер соединения $D, d = 60$ мм, допуск вала $T_d = 20$ мкм, нижнее отклонение вала $ei = +45$ мкм, натяг наибольший $N_{\max} = 65$ мкм, натяг наименьший $N_{\min} = 15$ мкм.

Определить:

- 1) предельные отклонения отверстия и вала;
- 2) построить схему расположения полей допусков деталей сопряжения с указанием предельных отклонений;
- 3) допуск отверстия и допуск посадки;
- 4) предельные размеры отверстия и вала.

Решение.

1. Для определения верхнего отклонения вала воспользуемся уравнением (1.8), из которого получим:

$$es = T_d + ei = 20 + (+45) = +65 \text{ мкм}.$$

Верхнее и нижнее отклонения отверстия могут быть найдены из уравнений (1.15) и (1.17):

$$ES = ei - N_{\min} = +45 - 15 = +30 \text{ мкм};$$

$$EI = es - N_{\max} = +65 - 65 = 0.$$

Строим схему расположения полей допусков деталей сопряжения. Она представлена на рис. 1.6.

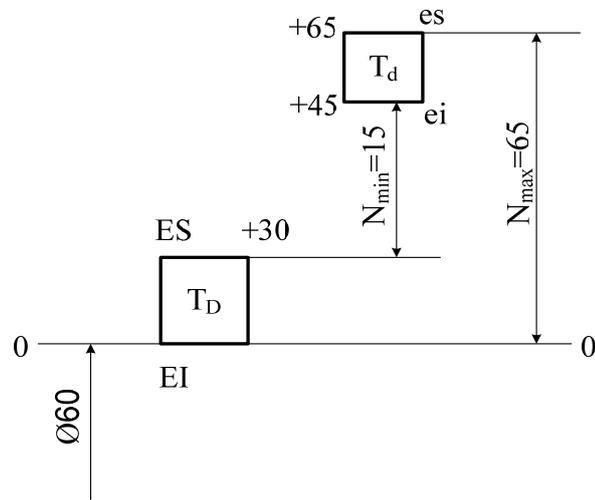


Рис. 1.6

2. Определяем допуск отверстия по уравнению (1.4):

$$T_D = ES - EI = +30 - 0 = 30 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки найдем из уравнения (1.20):

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 65 - 15 = 50 \text{ мкм.}$$

3. Предельные размеры отверстия определяем по формулам (1.1) и (1.2), а вала – по (1.5) и (1.6):

$$D_{\max} = D + ES = 60 + 0,03 = 60,03 \text{ мм;}$$

$$D_{\min} = D + EI = 60 + 0 = 60,00 \text{ мм;}$$

$$d_{\max} = d + es = 60 + 0,065 = 60,065 \text{ мм;}$$

$$d_{\min} = d + ei = 60 + 0,045 = 60,045 \text{ мм.}$$

Пример 1.4. На рабочем чертеже вала задан номинальный размер с предельными отклонениями: $\text{Ø}40_{-0,050}^{-0,025}$. Выборочные измерения нескольких изготовленных валов дали следующие результаты: $d_1 = 55,000 \text{ мм}$; $d_2 = 49,975 \text{ мм}$; $d_3 = 49,950 \text{ мм}$.

Определить:

- 1) допуск на обработку вала;
- 2) годность изготовленных валов;
- 3) для негодных валов установить вид брака: исправимый или неисправимый.

Построить схему расположения поля допуска заданного вала с указанием на ней предельных отклонений, предельных и действительных размеров.

Решение.

1. Допуск на обработку вала находим по формуле (1.8):

$$T_d = es - ei = -20 - (-50) = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм.}$$

Дальнейшее решение задачи удобнее производить после построения схемы расположения поля допуска заданного вала. Все необходимое для ее построения известно. Эта схема приведена на рис. 1.7.

2. Годность изготовленных валов по их действительным размерам оценивается по зависимости:

$$d_{\min} \leq d_{\text{действ}} \leq d_{\max}.$$

3. Предельные размеры вала найдем по уравнениям (1.5) и (1.6):

$$d_{\max} = d + es = 50 + (-0,025) = 49,975 \text{ мм;}$$

$$d_{\min} = d + ei = 50 + (-0,050) = 49,950 \text{ мм.}$$

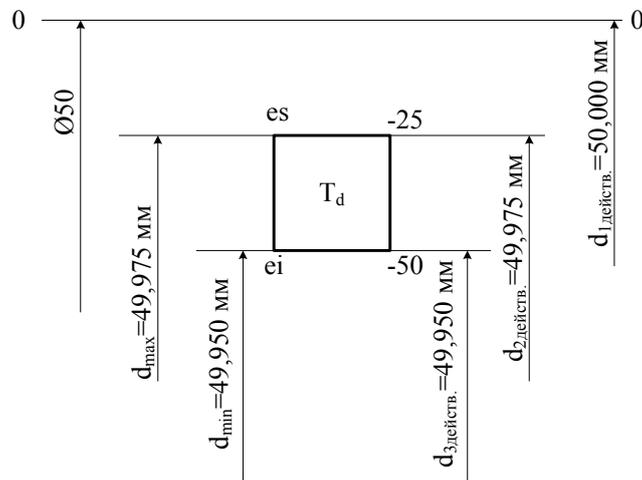


Рис. 1.7

Сравнивая полученные в результате измерения действительные размеры валов с предельными размерами, устанавливаем, что размеры d_2 и d_3 являются годными, хотя и находятся на границе допустимых значений, а вал $d_1 = 50,000$ мм является негодным, т. к. его размер, больше предельного $d_1 > d_{\max}$. Но такой вид брака для вала является исправимым, т. к. удалив при дополнительной обработке необходимый слой металла, можно получить требуемый размер (здесь не рассматривается технологическая сторона этой операции).

Задания к практической работе № 1

Задача 1. Заданы две посадки, у которых известны наименьший и наибольший зазоры, нижнее предельное отклонение вала, допуск вала и номинальный размер соединения (табл. 1.1).

Построить схемы расположения полей допусков отверстия и вала. На схемах указать все отклонения.

Определить для каждой из посадок:

- предельные отклонения отверстия и вала;
- допуск отверстия и допуск посадки;
- предельные размеры отверстия и вала.

Таблица 1.1

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
S_{\min} , мкм	30	20	60	50	40	80	25	70	16	13
S_{\max} , мкм	90	65	150	130	110	200	77	175	52	43
ei , мкм	-60	-40	-105	-90	-75	-140	-50	-125	-33	-27
T_d , мкм	30	20	45	40	35	60	25	55	17	14
Номинальный размер, мм	63	30	220	150	100	500	40	320	18	8
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
S_{\min} , мкм	50	80	24	120	40	12	65	17	100	30
S_{\max} , мкм	112	160	61	225	93	35	135	48	195	74
ei , мкм	-80	-125	-45	-180	-70	-25	-105	-35	-155	-55
T_d , мкм	35	45	22	60	30	13	40	18	55	25
Номинальный размер, мм	36	90	10	250	25	5	53	8	125	16

Задача 2. В двух сопряжениях типа «вал–отверстие» известны номинальные размеры сопряжений, предельные отклонения отверстия и вала, которые заданы в табл. 1.2.

Для каждого из заданных сопряжений дать схему расположения полей допусков деталей сопряжения. На схемах указать предельные отклонения.

Для заданных сопряжений определить:

- предельные размеры отверстия и вала;
- допуск отверстия, допуск вала и допуск посадки;
- наибольший и наименьший зазоры или натяги.

Таблица 1.2

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный размер, мм	10	15	18	24	32	63	90	150	200	300
ES , мкм	+13	+16	+19	+24	+27	+30	+35	+40	+45	+50
EI , мкм	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
es , мкм	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-22	-26
ei , мкм	-12	-15	-18	-22	-27	-32	38	-45	-52	-60
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Отверстие, мм	$50_{-0,017}$	$56_{-0,02}$	$35_{-0,17}$	$19_{-0,014}$	$11_{-0,012}$	$6_{-0,008}$	$260_{-0,03}$	$180_{-0,027}$	$120_{-0,023}$	$80_{-0,02}$
Вал, мм	$50_{+0,35}^{+0,10}$	$56_{+0,03}^{+0,07}$	$35_{+0,025}^{+0,060}$	$19_{+0,02}^{+0,05}$	$11_{+0,016}^{+0,040}$	$6_{+0,004}^{+0,017}$	$260_{+0,022}^{+0,070}$	$180_{+0,018}^{+0,060}$	$120_{+0,015}^{+0,050}$	$80_{+0,012}^{+0,042}$

Задача 3. Отверстия, которые изготовлены в цехах завода согласно заданным на чертеже номинальным размерам и предельным отклонениям, были измерены. Полученные действительные размеры приведены в табл. 1.3.

Определить:

- все ли изготовленные отверстия годные;
- для негодных отверстий, если такие окажутся в этой партии, установить вид брака: неисправимый или исправимый.

Построить схему расположения полей допусков заданных отверстий с указанием на ней предельных отклонений, предельных и действительных размеров.

Таблица 1.3

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный размер отверстия D , мм	50		18		10		8		24	
ES , мкм	+160		+43		+61		+22		-14	
EI , мкм	0		0		+25		0		-35	
Действительные размеры, мм	D_1	50,165		18,045		10,051		8,025		24
	D_2	50,159		18,043		10,025		8,022		23,986
	D_3	50		18		10		8		23,97
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный размер отверстия D , мм	45		56		63		30		100	
ES , мкм	-8		+9		+15		+21		+90	
EI , мкм	-33		-21		-15		0		+36	
Действительные размеры, мм	D_1	45		56,009		63,015		30,022		100,085
	D_2	44,992		56		63		30,02		100,036
	D_3	44,977		55,975		62,98		30		100

Задача 4. На чертеже среди прочих даны размеры двух валов и двух отверстий, не сопрягаемых между собой (табл. 1.4).

Определить:

- для какого из валов или отверстий неправильно указаны предельные отклонения и почему;
- для остальных валов и отверстий – наибольший и наименьший предельные размеры;
- величину допуска.

Построить схемы расположения полей допусков, отверстий и валов, имеющих правильно заданные предельные отклонения.

Таблица 1.4

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 отверстие	100 ^{+0,035}	65 ^{+0,03}	48 ^{+0,027}	28 ^{-0,021}	12 ^{+0,019}	9 ^{+0,005} _{-0,005}	480 ^{+0,06}	320 ^{+0,05}	220 ^{+0,45}	150 ^{+0,04}
1 вал	100 ^{+0,14} _{+0,105}	65 ^{+0,105} _{+0,075}	48 ^{+0,087} _{+0,06}	28 ^{+0,062} _{+0,039}	12 ^{+0,087} _{+0,06}	9 ^{+0,039} _{+0,023}	480 ^{+0,545} _{+0,484}	320 ^{+0,4} _{+0,35}	220 ^{+0,3} _{+0,255}	150 ^{+0,28} _{+0,22}
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2 отверстие	42 ^{+0,027}	60 ^{+0,03}	100 ^{+0,035}	140 ^{+0,04}	8,5 ^{+0,016}	11 ^{+0,019}	19 ^{+0,023}	250 ^{+0,045}	320 ^{+0,05}	450 ^{+0,6}
2 вал	42 ^{+0,087} _{+0,06}	60 ^{+0,105} _{+0,75}	100 ^{+0,16} _{+0,125}	140 ^{+0,19} _{+0,15}	8,5 ^{+0,039} _{+0,023}	11 ^{+0,048} _{+0,029}	19 ^{+0,062} _{+0,039}	250 ^{+0,3} _{+0,255}	320 ^{+0,35} _{+0,3}	450 ^{+0,475} _{+0,415}

Практическая работа № 2 РЯДЫ ДОПУСКОВ И ОСНОВНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ

Допуски и посадки по ЕСДП

Основные понятия, обозначения и методика решения задач

Под системой допусков и посадок понимают совокупность допусков и посадок, оформленных в виде стандартов.

Основополагающими для гладких цилиндрических соединений являются ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88, ИСО 286/1- 8) «Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений». Согласно указанным стандартам рекомендуются посадки в системе отверстия и в системе вала.

Посадкой в системе отверстия называют посадку, в которой требуемые зазоры или натяги получаются соединением различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия.

Посадкой в системе вала называют посадку, в которой требуемые зазоры или натяги получаются соединением различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала.

Под основным отверстием понимается отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Под основным валом понимают вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Положение поля допуска относительно нулевой линии определяется основным отклонением. **Основное отклонение** – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее) ближайшее к нулевой линии. Установлено 27 основных отклонений для отверстий, схема их расположения указана на рис. 2.1, и 27 основных отклонений для валов, схема их расположения указана на рис. 2.3. Основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита, прописными для отверстий и строчными для валов. Отклонения JS и js симметричные, потому основными не являются. Второе предельное отклонение определяется через основное отклонение и допуск (рис. 2.2 и 2.4).

Величину допуска для любого размера можно найти по формуле

$$T = k \times i, \quad (2.1)$$

где T – допуск размера, мкм; k – число единиц допуска (коэффициент точности); i – единица допуска, мкм.

В ЕСДП единица допуска для размеров от 1 до 500 мм определяется по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (2.2)$$

где $D = \sqrt{D_{\max} \times D_{\min}}$ – средняя геометрическая величина диаметра (размера) для заданного интервала диаметров.

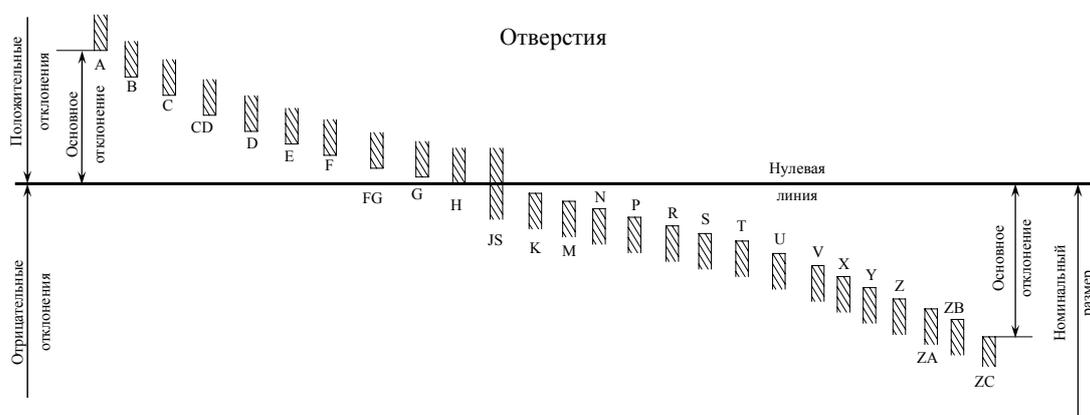


Рис. 2.1

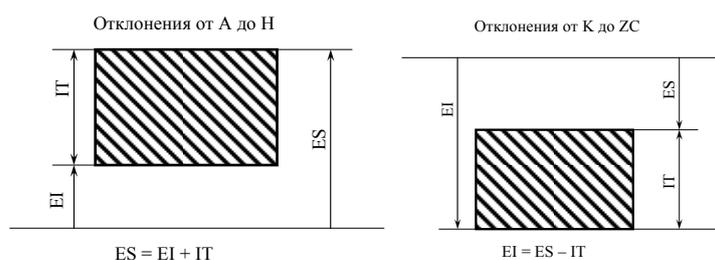


Рис. 2.2

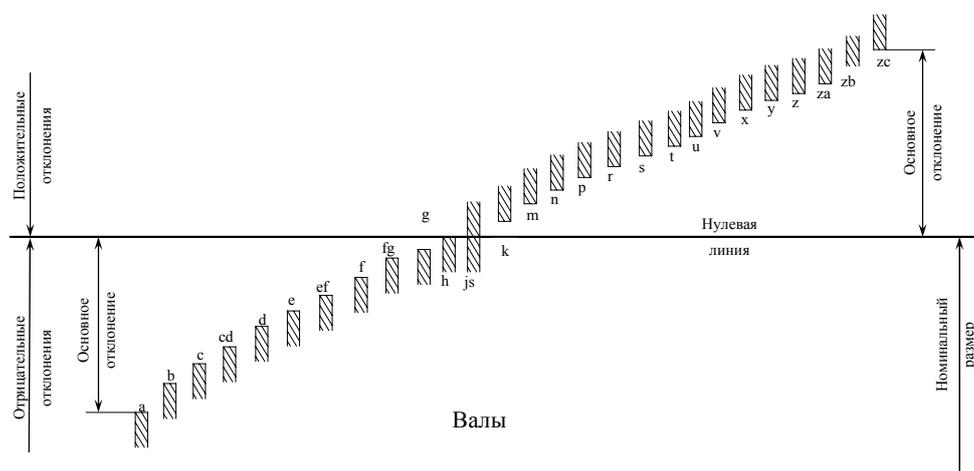


Рис. 2.3

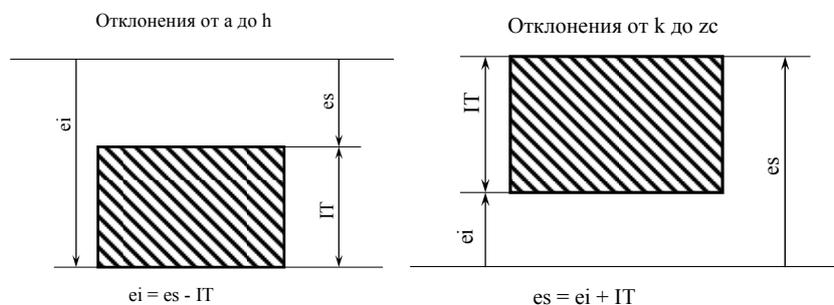


Рис. 2.4

Точность изготовления различных деталей в ЕСДП характеризуется качеством.

Квалитет (степень точности) – это совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров. ГОСТ 25346-89 устанавливает 20 квалитетов, которые обозначаются: 01, 0, 1, 2 ... 18.

В каждом квалитете ЕСДП установлено вполне определенное число единиц допуска k , которые для квалитетов с 5 по 13 приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Квалитеты	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250

При известной величине допуска детали и ее номинальном размере можно определить число единиц допуска (коэффициент точности) по формуле

$$k = \frac{T}{i}, \quad (2.3)$$

где i – единица допуска, вычисленная по формуле (2.2).

По коэффициенту k можно судить, по какому квалитету должна обрабатываться деталь.

При решении задач данной темы приходится определять величины предельных отклонений отверстий и валов заданных посадок. При этом используются табл. 1, 2, 3 ГОСТ 25346-89, а величины предельных отклонений находят по формулам:

$$ES = EI + IT; \quad (2.4)$$

$$EI = ES - IT; \quad (2.5)$$

$$es = ei + IT; \quad (2.6)$$

$$ei = es - IT, \quad (2.7)$$

где ES – верхнее отклонение отверстия; EI – нижнее отклонение отверстия; es – верхнее отклонение вала; ei – нижнее отклонение вала; IT – стандартный допуск (International Tolerance), взятый из таблиц системы допусков и посадок.

Рассмотрим методы решения некоторых задач.

Пример 2.1. В двух посадках известны номинальные размеры соединений и обозначения посадок.

Определить:

- 1) в какой системе (в системе отверстия или вала) задана посадка;
- 2) предельные отклонения отверстия и вала;
- 3) допуск отверстия, допуск вала, допуск посадки;
- 4) предельные размеры отверстия и вала.

Дать схему расположения полей допусков деталей сопряжения с указанием на ней предельных отклонений.

Первая посадка $\varnothing 40 \frac{H7}{f7}$.

Вторая посадка $\varnothing 50 \frac{E9}{h8}$.

Решение.

Первая посадка $\varnothing 40 H7/f7$.

1. При решении вопроса о том, в какой системе (отверстия или вала) задана посадка, следует помнить, что по ЕСДП основное отверстие обозначается буквой **H**, а основным вал **h**.

В соответствии с изложенным видим, что посадка задана в системе отверстия ЕСДП, причем допуски отверстия и вала заданы по седьмому квалитету.

2. Для определения предельных отклонений обращаемся к табл. 1,2,3 ГОСТ 25346-89 или СТ СЭВ 145-88 (таблицы 5 и 6 приложения).

Нижнее отклонение основного отверстия **H** равно нулю:

$$EI = 0.$$

Верхнее отклонение отверстия определим по уравнению (2.4):

$$ES = EI + IT = 0 + 25 = +25 \text{ мкм},$$

где IT – величина стандартного допуска по седьмому квалитету для размера 40 мм, взята по табл. 1 ГОСТ 25346-89 (таблица 7 приложения).

Находим предельные отклонения вала. Верхнее отклонение вала определяется буквой **f** и берется из таблицы стандарта, указанного ранее, для номинального размера $d = 40$ мм. Итак, находим, что $es = -25$ мкм. Нижнее отклонение вычисляем по формуле (2.7):

$$ei = es - IT = -25 - 25 = -50 \text{ мкм}.$$

Величина стандартного допуска IT седьмого квалитета для номинального размера 40 мм была найдена ранее.

Строим схему расположения полей допусков рассмотренной посадки (рис. 2.5).

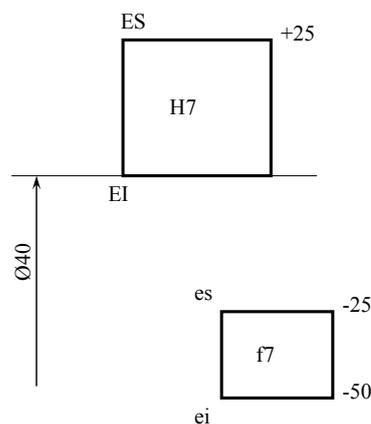


Рис. 2.5

3. Определяем допуск отверстия, допуск вала, допуск посадки. Допуск отверстия и допуск вала определяются квалитетом. В нашем конкретном случае допуски отверстия и вала будут численно равны между собой, так как отверстие и вал выполнены по седьмому квалитету

$$TD = Td = IT_{740} = 25 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки найдем по формуле (1.19):

$$Ts = T_D + T_d = 25 + 25 = 50 \text{ мкм}.$$

Находим предельные размеры отверстия и вала по формулам (1.1), (1.2), (1.5), (1.6):

$$D_{\max} = D + ES = 40 + 0,025 = 40,025 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 40 + 0 = 40,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 40 + (-0,025) = 39,975 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 40 + (-0,050) = 39,950 \text{ мм}.$$

Вторая посадка $\varnothing 50 \text{ E9/h8}$.

1. Эта посадка задана в системе вала по ЕСДП. Основной вал восьмого качества, а отверстие девятого качества с основным отклонением E.

2. Предельные отклонения выписываем из табл. 2 и 3 ГОСТ 25346-89 или СТ СЭВ 145-88 для заданного номинального размера посадки $d = 50 \text{ мм}$ (см. табл. П5, П6, П7, настоящих указаний).

Имеем:

$$EI = +50 \text{ мкм};$$

$$ES = EI + IT9_{50} = 50 + 62 = +112 \text{ мкм}.$$

$$es = 0;$$

$$ei = es - IT8_{50} = 0 - 39 = -39 \text{ мкм}.$$

Строим схему расположения полей допусков деталей сопряжения (рис. 2.6).

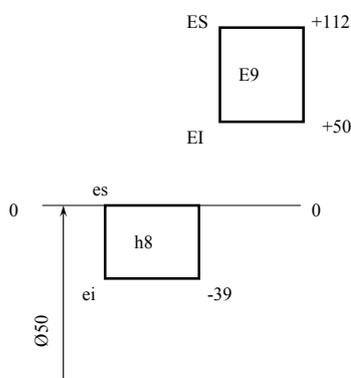


Рис. 2.6

3. Определяем допуск отверстия, допуск вала и допуск посадки по формулам (1.4), (1.8), (1.19):

$$T_D = ES - EI = +112 - (+50) = 62 \text{ мкм};$$

$$T_d = es - ei = 0 - (-39) = 39 \text{ мкм};$$

$$T_s = T_D + T_d = 62 + 39 = 101 \text{ мкм}.$$

Пример 2.2. Для некоторого соединения известны: число единиц допуска отверстия $k_1 = 25$, число единиц допуска вала $k_2 = 16$, номинальный размер сопряжения $d = 120 \text{ мм}$ и наименьший зазор $S_{\min} = 36 \text{ мкм}$. Определить (подобрать) посадку по ЕСДП в системе отверстия, отвечающую условиям задачи.

В найденной посадке определить:

- 1) предельные размеры отверстия и вала;
- 2) дать схему расположения полей допусков деталей сопряжения с указанием предельных отклонений;
- 3) наибольший зазор;
- 4) допуск зазора (допуск посадки).

Решение.

1. Определяем величины допусков отверстия и вала соединения по формулам (2.1) и (2.2):

$$T_D = k_1 (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D) = 25 \cdot (0,45\sqrt[3]{98} + 0,001 \cdot 98) = 54 \text{ мкм};$$

$$T_d = k_2(0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D) = 16 \cdot (0,45\sqrt[3]{98} + 0,001 \cdot 98) = 34,5 \text{ мкм}.$$

В ЕСДП в формуле (2.2) под D понимается среднее геометрическое из крайних значений интервала диаметров, к которому относится заданный размер. В нашем случае номинальный размер сопряжения $d = 120$ мм. Он относится к интервалу размеров 80...120, поэтому

$$D = \sqrt{80 \cdot 120} = 98 \text{ мм}.$$

Наиболее близко к полученным с помощью расчетов величинам допусков подходят стандартные допуски по восьмому и седьмому квалитетам для номинального размера 120 мм. Итак, имеем для отверстия $T_D = 54$ мкм, а для вала $T_d = 35$ мкм.

Найденным значениям допусков при наименьшем зазоре в посадке $S_{\min} = 36$ мкм, удовлетворит посадка ЕСДП $\text{H}7 \frac{\text{H}7}{\text{f}7}$.

2. Определяем наибольший зазор в найденной посадке S_{\max} по формуле (1.19):

$$S_{\max} = S_{\min} + T_D + T_d = 36 + 54 + 35 = 125 \text{ мкм}.$$

3. Находим предельные размеры отверстия и вала, предварительно определив предельные отклонения.

Так как используется система отверстия, то

$$EI = 0 \quad \text{и} \quad ES = +54 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения вала в соответствии с полем допуска f7:

$$es = -36 \text{ мкм}, \quad ei = es - IT7_{120} = -36 - 35 = -71 \text{ мкм}.$$

Далее имеем:

$$D_{\max} = D + ES = 120 + 0,054 = 120,054 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 120 + 0 = 120,000 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es = 120 + (-0,036) = 119,964 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 120 + (-0,071) = 119,929 \text{ мм}.$$

4. Определяем допуск посадки по формуле (1.19):

$$T_s = T_D + T_d = 54 + 35 = 89 \text{ мкм}.$$

Строим схему полей допусков посадки (см. рис. 2.7).

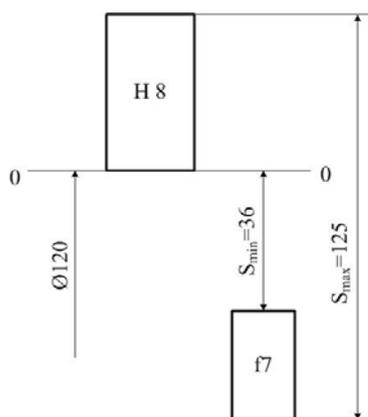


Рис. 2.7

Пример 2.3. На чертеже среди прочих размеров даны размеры трех отверстий:

$$\text{Ø}18 \begin{matrix} +0,008 \\ -0,019 \end{matrix}; \quad \text{Ø}42 \begin{matrix} +0,025 \\ \end{matrix}; \quad \text{Ø}180 \begin{matrix} +0,041 \\ -0,022 \end{matrix}$$

Определить, какое из отверстий требует более точной обработки и, примерно, по какому квалитету ЕСДП. Размеры даны в миллиметрах.

Решение.

Для решения данной задачи необходимо определить число единиц допуска в допуске каждого размера и сравнить их между собой. Тот из размеров, в допуске которого будет содержаться меньше единиц допуска, будет требовать более точной обработки. Для нахождения качества воспользуемся табл. 2.1.

1. Определяем величину допуска для каждого размера по формуле (1.4):

$$T_{D18} = ES - EI = +0,008 - (-0,019) = 0,027 \text{ мм} = 27 \text{ мкм};$$

$$T_{D42} = ES - EI = +0,025 - 0 = 0,025 \text{ мм} = 25 \text{ мкм};$$

$$T_{D180} = ES - EI = +0,041 - (-0,022) = 0,063 \text{ мм} = 63 \text{ мкм}.$$

2. Определяем число единиц допуска в допуске каждого размера по формуле (2.3):

$$k_{18} = \frac{T}{i} = \frac{T_{D18}}{0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D} = \frac{27}{0,45\sqrt[3]{13,42} + 0,001 \cdot 13,42} \approx 25.$$

При определении единицы допуска в формулу (2.2) подставляем среднее геометрическое значение из того интервала размеров, в который входит данный размер. Так, размер 18 входит (относится) в интервал 10...18 мм ГОСТ 25346-89, поэтому в формулу (2.2) следует подставить

$$D_{18} = \sqrt{10 \cdot 18} = 13,42 \text{ мм}.$$

Аналогично имеем:

$$D_{42} = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,73 \text{ мм};$$

$$D_{180} = \sqrt{120 \cdot 180} = 146,97 \text{ мм}.$$

$$k_{42} = \frac{T}{i} = \frac{T_{D42}}{0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D} = \frac{25}{0,45\sqrt[3]{38,73} + 0,001 \cdot 38,73} \approx 16$$

$$k_{180} = \frac{T}{i} = \frac{T_{D180}}{0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D} = \frac{63}{0,45\sqrt[3]{146,97} + 0,001 \cdot 146,97} \approx 25.$$

Сравнивая полученные значения k , видим, что коэффициент $k = 17$ меньше других, поэтому делаем заключение, что размер 42 требует более точной обработки, чем остальные. По табл. 2.1 находим, что размер отверстия диаметром 42 мм необходимо изготавливать по седьмому качеству ЕСДП, а размеры 18 и 180 мм – по восьмому качеству.

Пример 2.4. Температура воздуха в цехе машиностроительного цеха +20 °С. Средства измерения, изготовленные из стали, имеют ту же температуру. Рабочий выполняет измерение детали сразу после ее изготовления.

Номинальный размер 180 мм; обозначение поля допуска **g6**; температура детали +36°С; материал детали – сталь У10.

Определить:

- погрешность измерения размера детали;

- сравнить погрешность от температурной деформации детали с допуском на ее обработку.

Построить схему расположения поля допуска на заданный размер с предельными отклонениями и предельными размерами.

Решение.

Погрешность измерения размера детали от температурной деформации определяем по формуле

$$\Delta d = d (\alpha_d \Delta t_d - \alpha_{си} \Delta t_{си}),$$

где Δd – погрешность измерения, мм; d – номинальный размер, мм; α_d – коэффициент линейного расширения материала детали; $\Delta t_d = t_d - 20$ °С – отклонение температуры детали от нормальной; $\alpha_{СИ}$ – коэффициент линейного расширения материала средства измерения; $\Delta t_{СИ} = t_{СИ} - 20$ °С – отклонение температуры средства измерения от нормальной.

Значение коэффициента линейного расширения для стали принимаем по табл. 1 приложения.

$$\alpha_d = \alpha_{СИ} = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}.$$

Погрешность измерения

$$\Delta d = d (\alpha_d \Delta t_d - \alpha_{СИ} \Delta t_{СИ}) = 180 \cdot [11,5 \cdot 10^{-6} (36^\circ - 20^\circ) - 11,5 \cdot 10^{-6} (20^\circ - 20^\circ)] = 0,03312 \text{ мм} = 33,12 \text{ мкм}.$$

Допуск размера $\text{Ø}180g6$ по ГОСТ 25346-89 составляет:

$$IT6_{180} = 25 \text{ мкм}.$$

Сравнивая допуск размера (допуск на обработку) с погрешностью при измерении видим, что погрешность измерения превышает допуск размера ($33 \text{ мкм} > 25 \text{ мкм}$) в 1,32 раза.

Поэтому, такие, кажущиеся незначительными, нарушения при измерении допускать нельзя. Температуру детали необходимо выравнять до нормальной + 20°С.

Предельные отклонения и предельные размеры определяются по методике, приведенной в примере 2.1.

Схема расположения поля допуска на заданный размер с предельными отклонениями и предельными размерами представлена на рис. 2.8.

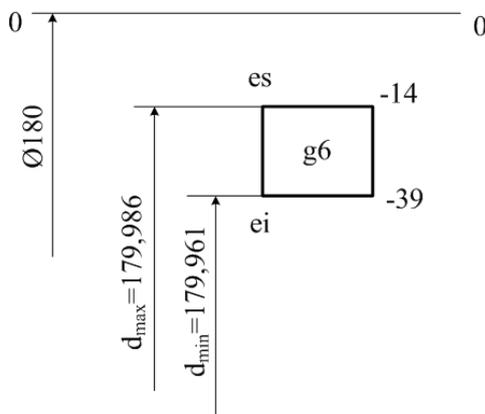


Рис. 2.8

Задания к практической работе № 2

Задача 1. По известным номинальным размерам сопряжений и обозначению посадок изобразить схему расположения полей допусков посадок (табл. 2.2).

В заданных посадках определить:

- в какой системе задана посадка (в системе отверстия или в системе вала);
- предельные отклонения отверстия и вала и указать их на схеме;
- допуск отверстия, допуск вала и допуск посадки;
- предельные, средние зазоры или натяги и указать их на схеме;
- предельные размеры отверстия и вала.

Задача 2. Определить допуски на изготовление отверстия и вала при истинном номинальном размере и числе единиц допуска, содержащихся в допусках отверстия и вала (табл. 2.3).

По полученным результатам подобрать посадку по ЕСДП в системе отверстия с минимальным зазором, равным нулю.

Для найденной посадки дать схему расположения полей допусков отверстия и вала с указанием на ней предельных отклонений.

В посадке определить:

- предельные отклонения отверстия и вала;
- допуск посадки;
- предельные размеры отверстия и вала.

Таблица 2.2

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный диаметр сопряжения, мм	500	18	75	28	50	170	200	36	340	105
Обозначение посадки	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{R9}{h7}$	$\frac{H10}{a10}$	$\frac{R6}{h5}$	$\frac{T8}{h6}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H9}{e9}$	$\frac{U8}{h6}$
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный диаметр сопряжения, мм	75	48	100	30	38	12	60	10	95	25
Обозначение посадки	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{F7}{h5}$	$\frac{F7}{h6}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H9}{f8}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{D9}{h8}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{T7}{h6}$

Таблица 2.3

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный диаметр сопряжения, мм	90	190	28	53	6	36	8	130	14	150
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число единиц допуска отверстия, k_1	25	10	40	16	25	64	64	25	40	10
Число единиц допуска вала, k_2	25	10	25	16	10	40	64	16	40	7

Задача 3. Для некоторого сопряжения известны число единиц допуска в допуске отверстия k_1 число единиц допуска в допуске вала k_2 , номинальный размер сопряжения и наименьший зазор S_{\min} (табл. 2.4).

Определить (подобрать) посадку по ЕСДП в системе отверстия, отвечающую условиям задачи.

В найденной посадке определить:

- наибольший зазор;
- предельные размеры отверстия и вала;
- допуск зазора (допуск посадки).

Дать схему расположения полей допусков отверстия и вала с указанием на ней предельных отклонений.

Задача 4. На чертеже среди прочих даны размеры четырех отверстий D_1 ; D_2 ; D_3 и D_4 (табл. 2.5). Необходимо определить, для какого из заданных отверстий потребуется более точная обработка и примерно по какому качеству ЕСДП.

Размеры даны в миллиметрах.

Построить схемы расположения полей допусков.

Таблица 2.4

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный диаметр сопряжения, мм	220	180	42	140	100	67	15	400	300	26
S_{min} , мкм	50	310	80	85	120	60	50	125	330	40
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число единиц допуска отверстия, k_1	64	16	25	40	16	64	100	25	7	40
Число единиц допуска вала, k_2	40	16	16	25	10	64	64	25	7	40

Таблица 2.5

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_1	$30^{+0,02}_{+0,007}$	$17^{+0,034}_{+0,016}$	$48_{-0,005}$	$180^{+0,014}_{+0,01}$	$20_{-0,005}$	$28^{+0,041}_{-0,02}$	$6_{-0,005}_{-0,012}$	$400^{+0,03}_{-0,065}$	$170^{+0,008}$	$8^{+0,003}$
D_2	$100^{+0,07}$	$71^{+0,06}$	$90^{+0,006}_{-0,028}$	$300^{+0,01}$	$100^{+0,018}_{-0,038}$	$120^{+0,07}$	$30^{+0,045}$	$180_{-0,08}$	$10^{+0,028}_{+0,013}$	$5^{+0,016}_{+0,006}$
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_3	$105^{+0,09}_{+0,04}$	$80^{+0,02}_{-0,01}$	$150^{+0,01}_{-0,03}$	$42^{+0,018}_{-0,028}$	$36^{+0,06}_{+0,025}$	$90^{+0,009}_{-0,026}$	$120^{+0,025}_{-0,012}$	$40^{+0,007}_{-0,02}$	$75^{+0,014}_{-0,032}$	$50^{+0,018}_{-0,008}$
D_4	$28^{+0,02}_{-0,013}$	$60^{+0,014}_{-0,032}$	$100^{+0,034}_{-0,02}$	$220^{+0,03}_{-0,016}$	$10^{+0,006}_{-0,016}$	$18^{+0,008}_{-0,019}$	$5_{-0,027}^{-0,015}$	$22^{+0,018}_{-0,014}$	$32^{+0,025}_{-0,009}$	$120_{-0,051}^{-0,012}$

Задача 5. Температура воздуха в цехе машиностроительного завода $+20^{\circ}\text{C}$. Средства измерения, изготовленные из стали, имеют ту же температуру. Рабочий выполняет измерение детали сразу после ее изготовления.

Определить:

- погрешность измерения размера детали;
- сравнить погрешность измерения от температурной деформации детали с допуском на ее обработку и сделать вывод.

Построить схемы расположения полей допусков на заданные размеры с предельными отклонениями и предельными размерами.

Таблица 2.6

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный размер, мм	180	360	200	16	250	280	320	220	400	190
Обозначение поля допуска	g6	h6	r6	js6	s6	k6	f7	n6	h7	p6
Температура детали, $^{\circ}\text{C}$	+36	+45	+35	+42	+38	+40	+37	+41	+39	+42
Марка стали	40		30X		40XH		30XГСА		65Г	
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальный размер, мм	360	190	220	280	300	200	160	400	320	180
Обозначение поля допуска	H7	JS6	T6	JS7	R7	P7	H6	P7	JS6	T6
Температура детали, $^{\circ}\text{C}$	+40	+42	+32	+41	+39	+40	+38	+40	+37	+39
Марка стали	20		30		50X		45X		40XC	

Практическая работа № 3

РАСЧЕТ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Допуски формы и расположения поверхностей. Шероховатость поверхности

Основные понятия и обозначения

Допуски формы и расположения поверхностей деталей установлены следующими стандартами:

ГОСТ 24642-81 (СТ СЭВ 301-88) – «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения»;

ГОСТ 24643-81 (СТ СЭВ 636-77) – «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения»;

ГОСТ 2.308-79 (СТ СЭВ 368-76) – «Допуски формы и расположения поверхностей. Указание на чертежах».

Шероховатость поверхностей деталей нормирована следующими стандартами:

ГОСТ 25142-82 (СТ СЭВ 1156-78) «Шероховатость поверхности. Термины и определения»;

ГОСТ 2789-73 (СТ СЭВ 638-77) «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики»;

ГОСТ 2.309-73 (СТ СЭВ 1632-79) «Шероховатость поверхности. Обозначение шероховатости поверхностей».

В процессе изготовления деталей машин возникают погрешности линейных размеров, погрешности формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхностей. Эти погрешности оказывают отрицательное влияние на работоспособность деталей. Для ограничения указанных погрешностей на чертежах задают соответствующие допуски. От правильности их задания, выбора числовых значений, а также строгого соблюдения технологии изготовления и будет зависеть качество готового изделия.

Оптимальное назначение допусков формы и расположения поверхностей отдельных участков деталей является сложной задачей. Обычно эти допуски составляют некоторую часть допуска размера. Для этого необходимо знать назначение детали, условия ее работы, необходимый уровень геометрической точности, а в некоторых случаях произвести расчет соответствующей размерной цепи.

Согласно ГОСТ 24643-81 (СТ СЭВ 636-77) рекомендуются следующие уровни относительной геометрической точности:

А – нормальная относительная геометрическая точность, когда для допуска формы или расположения используется примерно 60 % от допуска размера;

В – повышенная относительная геометрическая точность, когда для допуска формы или расположения используется примерно 40 % от допуска размера;

С – высокая относительная геометрическая точность, когда для допуска формы или расположения используется примерно 25 % от допуска размера.

Уровни относительной геометрической точности не исключают в обоснованных случаях назначать допуск формы или расположения менее 25 % от допуска размера.

Допуски формы цилиндрических поверхностей, соответствующие уровням А, В, С относительной геометрической точности **составляют примерно 30, 20 и 12 % от допуска размера**, т. к. допуск формы ограничивает отклонение радиуса, а допуск размера – отклонение диаметра поверхности.

Для учебных целей наиболее удобно воспользоваться табличным способом выбора и назначения допусков формы и расположения для типовых деталей.

Но при этом следует помнить, что назначать на чертежах деталей технические требования, не обеспеченные соответствующими средствами измерения и контроля, нельзя. На машиностроительных заводах этот вопрос решается путем метрологической экспертизы конструкторской документации, а в технической литературе можно обнаружить немало случаев, когда авторы этого не учитывают.

При определении числовых значений допусков формы и расположения поверхностей деталей следует иметь в виду следующее:

1. Для анализа работы подшипника качения, составления размерных цепей и нахождения допустимого отклонения поверхности заплечика вала, целесообразно рассматривать отклонение от перпендикулярности поверхности заплечика относительно оси. Однако, когда деталь изготовлена, то реальное измерение положения поверхности заплечика под подшипник качения будет осуществляться путем измерения торцового биения заплечика. Последнее и следует назначать на рабочем чертеже детали. Так это и принято в ГОСТ 3325-85.

2. Отклонение от цилиндричности является комплексным показателем, и в настоящее время не существует простых и доступных средств измерения, позволяющих в чистом виде измерять эту величину. Реально это измерение будет осуществляться методом сечений перпендикулярно оси детали и продольно ее оси. Таким образом будет измеряться отклонение от круглости и отклонение профиля продольного сечения. Последние два показателя заменяют отклонение от цилиндричности. Поэтому на чертежах целесообразно задавать не допуск цилиндричности, а допуск круглости и допуск профиля продольного сечения. Это также принято в ГОСТ 3325-85 для посадочных поверхностей валов и отверстий, сопрягаемых с подшипниками качения.

С учетом высказанных замечаний, ниже приведены рис. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 и табл. 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 и 3.5 для назначения допусков формы и расположения для деталей типа валов, зубчатых колес, крышек подшипников качения, стаканов для подшипников качения соответственно.

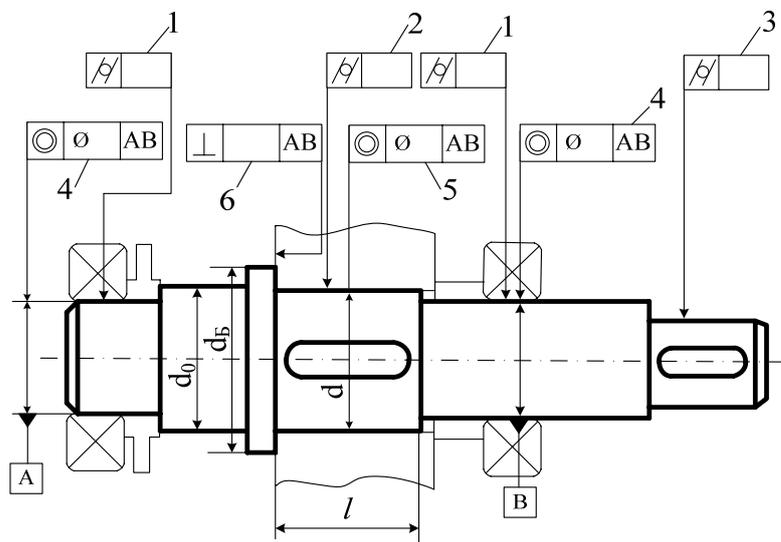


Рис. 3.1

Таблица 3.1

№ позиций на рис. 3.1	Допуски формы и расположения валов, мкм	
1	T_{O}	T_{O} по ГОСТ 3325-85 или табл. 4 Приложения $T_{\text{=}}$ по ГОСТ 3325-85 или табл. 4 Приложения
2,3	T_{O} или T_{O} и $T_{\text{=}} \approx 0,3 \cdot IT$, где IT – допуск размера	
4	T_{O} по ГОСТ 3325-85 или табл. 2 Приложения	

5	<p>T_{\odot} на диаметре d по табл. 3.2. Степень точности в табл. 3.2 принимать: 5 при 6 степени кинематической точности зубчатого колеса; 6 при 7, 8 степени кинематической точности зубчатого колеса; 7 при 9 степени кинематической точности зубчатого колеса</p>
6	<p>T_{\perp} на диаметре d_B по табл. 3.3. Степень точности по табл. 3.3. принимать: 5 при 6 степени точности по нормам контакта зубчатого колеса; 6 при 7, 8 степени точности по нормам контакта зубчатого колеса; 7 при 9 степени точности по нормам контакта зубчатого колеса</p>

Таблица 3.2

Интервалы размеров, мм	Допуск соосности, мкм, при степени точности				
	5	6	7	8	9
Свыше 18 до 30	10	16	25	40	60
Свыше 30 до 50	12	20	30	50	80
Свыше 50 до 120	16	25	40	60	100
Свыше 120 до 250	20	30	50	80	120
Свыше 250 до 400	25	40	60	100	160

Таблица 3.3

Интервалы размеров, мм	Допуск параллельности, перпендикулярности, мкм, при степени точности					
	5	6	7	8	9	10
Свыше 16 до 25	4	6	10	16	25	40
Свыше 25 до 40	5	8	12	20	30	50
Свыше 40 до 63	6	10	16	25	40	60
Свыше 63 до 100	8	12	20	30	50	80
Свыше 100 до 160	10	16	25	40	60	100
Свыше 160 до 250	12	20	30	50	80	120
Свыше 250 до 400	16	25	40	60	100	160

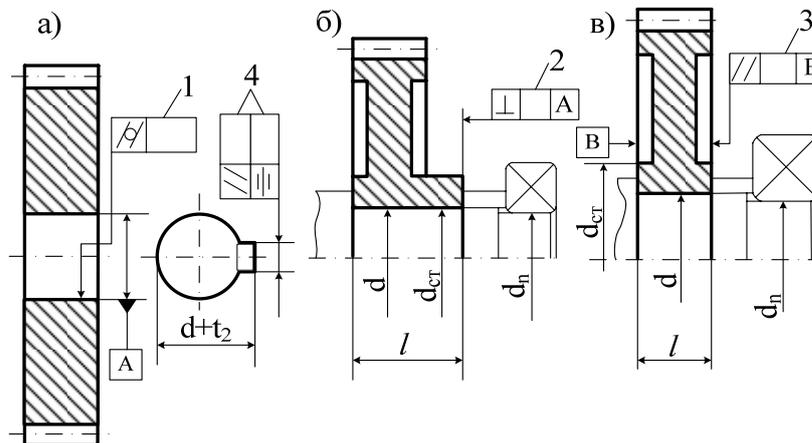


Рис. 3.2

Таблица 3.4

№ позиций на рис. 3.2	Допуски формы и расположения для зубчатых колёс, мкм
1	<p>T_{\odot} или T_{\ominus} и $T_{\pm} \approx 0,3 \cdot IT$, где IT – допуск размера</p>
2	<p>T_{\perp} на диаметре ступицы при $l/d \geq 0,8$ по табл. 3.3. Степень точности по табл. 3.3 принимать: 8 – при установке вала на шариковых радиальных и радиально-упорных подшипниках; 7 – при установке вала на подшипниках с короткими цилиндрическими роликами; 6 – при установке вала на конических роликовых подшипниках</p>

3	$T_{//}$ на диаметре ступицы при $l/d < 0,8$ по табл. 3.3. Степень точности по табл. 3.3 принимать: 7 – при установке вала на шариковых радиальных и радиально-упорных подшипниках; 6 – при установке вала на подшипниках радиальных с короткими цилиндрическими роликами; 5 – при установке вала на конических роликовых подшипниках
4	$T_{\phi} \approx 0,6 \cdot T_{ш.п.}$ $T_{\ominus} \approx 0,4 \cdot T_{ш.п.}$ где $T_{ш.п.}$ – допуск ширины шпоночного паза

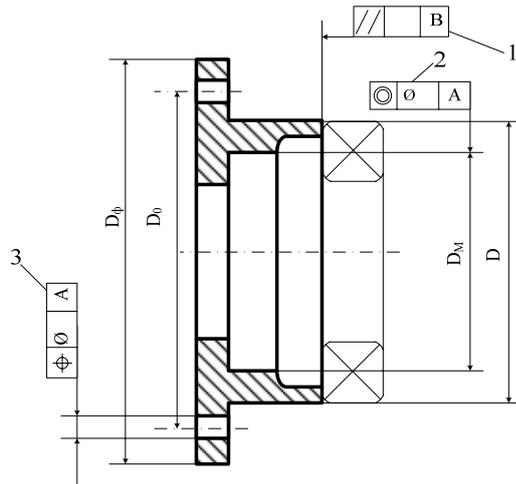


Рис. 3.3

Таблица 3.5

№ позиций на рис. 3.3	Допуски формы и расположения для крышек подшипников, мкм
1	$T_{//}$ на диаметре ступицы D_{ϕ} по табл. 3.3. Степень точности по табл. 3.3 принимать: 10 – при работе вала на шариковых радиальных и радиально-упорных подшипниках; 9 – при работе вала на роликовых подшипниках с короткими цилиндрическими роликами; 8 – при работе вала на конических роликовых подшипниках
2	T_{\ominus} на диаметре D_M по табл. 3.2 Степень точности по табл. 3.2. принимать – 8
3	$T_{\phi} = 0,4 (d_{отв} - d_B)$, где $d_{отв}$ – диаметр отверстия в крышке под винт; d_B – диаметр ненарезанного стержня винта

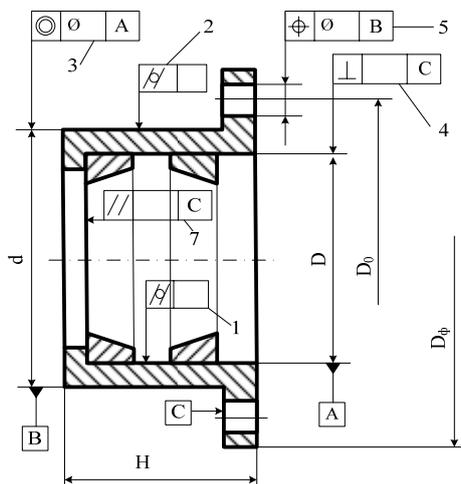


Рис. 3.4

№ позиций на рис. 3.4	Допуски формы и расположения поверхностей для стаканов, мкм
1, 2	$T_{\text{Ю}}$ или $T_{\text{О}}$ и $T_{\text{=}} \approx 0,3 \cdot IT$, где IT – допуск размера отверстия
3	$T_{\text{◎}} \approx 0,6 \cdot IT$, где IT – допуск размера
4	T_{\perp} на диаметре D по табл. 3.3. Степень точности по табл. 3.3 принимать: 9 – при установке в стакан шариковых радиальных и радиально-упорных подшипниках; 8 – при установке в стакан роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами; 7 – при установке в стакан конических роликовых подшипниках
5	$T_{\oplus} = 0,4 (d_{\text{отв}} - d_{\text{в}})$, где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия в крышке под винт; $d_{\text{в}}$ – диаметр ненарезанного стержня винта
6	T_{\parallel} на диаметре ступицы $D_{\text{ф}}$ по табл. 3.3. Степень точности принимать как в п.4 настоящей таблицы

Выбор числового значения шероховатости поверхности является не менее сложной задачей и однозначного решения не имеет. В некоторых случаях величины шероховатости поверхности связывают с уровнями относительной геометрической точности участка детали (по ГОСТ 24643-81 рекомендованы уровни А, В, С) и она составляет некоторую часть от допуска размера [3]. Но в ряде других случаев шероховатость назначают исходя из функционального назначения детали или сопряжения.

При нормировании шероховатости поверхности следует отдавать предпочтение высотным параметрам, а среди них – параметру R_a .

Числовое значение шероховатости поверхности R_a в зависимости от допуска размера и формы вычисляют по зависимостям [3]:

при допуске формы 60% от допуска размера T_p

$$R_a \leq 0,05 \cdot T_p;$$

при допуске формы 40% от допуска размера T_p

$$R_a \leq 0,025 \cdot T_p;$$

при допуске формы 20% от допуска размера T_p .

$$R_a \leq 0,012 \cdot T_p,$$

что соответствует уровням относительной геометрической точности А, В, С.

При допуске формы менее 25 % от допуска размера T_p рекомендуется принимать

$$R_a \leq 0,15 \cdot T_{\text{ф}};$$

где $T_{\text{ф}}$ – допуск формы.

Полученное расчетом значение R_a округляется до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2789-73.

Рассмотрим определение допусков формы и расположения поверхностей, а также шероховатости поверхности на конкретных примерах.

Рассмотрим методы решения некоторых задач.

Пример 3.1. Для заданного эскиза вала рис. 3.5 известны размеры посадочных диаметров под подшипники качения – $\text{Ø}20\text{k}6$, а также номинальные размеры: $d_0 = 25$ мм, $d_1 = 35$ мм. Тип подшипника, который будет установлен на вал – шариковый радиальный, класса точности 0. Вал будет вращаться в подшипниках качения, установленных на участках АВ.

Необходимо определить (назначить):

- допуски круглости и профиля продольного сечения (допуски цилиндричности) посадочных поверхностей под подшипники качения;
- допуск торцового биения (допуск перпендикулярности) левого по рис. 3.5 заплечика вала под подшипник качения;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.5 поверхностей.

Дать эскиз вала и указать на нем допустимые значения отклонений формы и шероховатости поверхности.

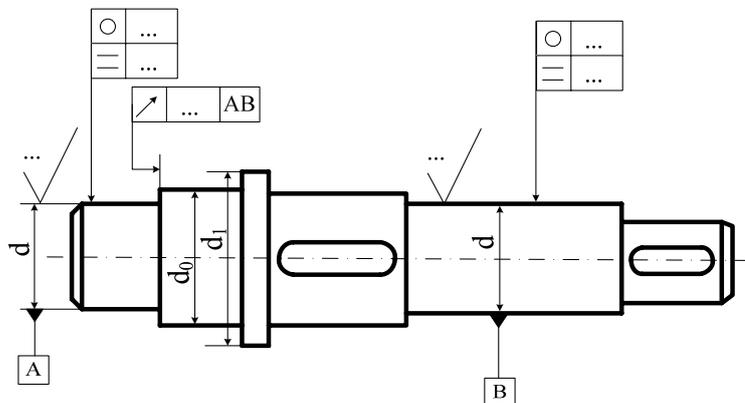


Рис. 3.5

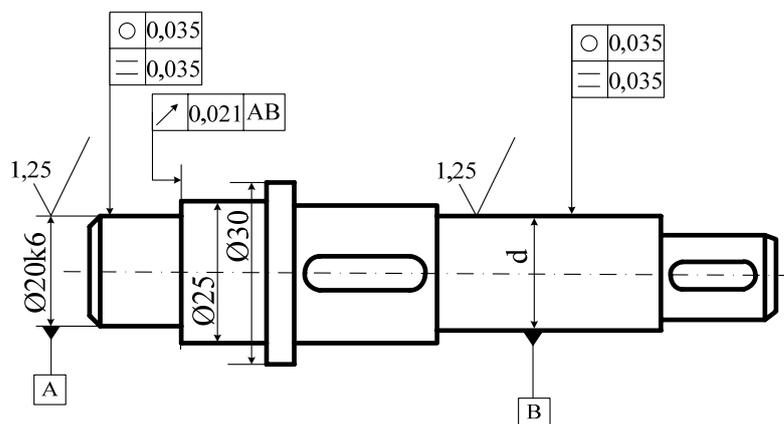


Рис. 3.6

Решение.

1. По ГОСТ 3325-85 допуск круглости и допуск профиля продольного сечения вала диаметром 20 мм, сопрягаемого с подшипником нулевого класса точности составляют 3,5 мкм (см. Приложение 3).

Принимаем $T_o = 3,5$ мкм; $T_- = 3,5$ мкм.

2. По ГОСТ 3325-85 допуск торцового биения заплечика вала при $d = 25$ мм составляет 21 мкм. Принимаем $T_{\text{б}} = 21$ мкм.

3. Шероховатость поверхностей под подшипники качения регламентирована ГОСТ 3325-85 и принимается для диаметра вала 20 мм под подшипники качения нулевого класса точности 1,25 мкм.

$$R_a = 1,25 \text{ мкм.}$$

Упрощенный эскиз вала с указанными допустимыми отклонениями формы, расположения и шероховатости поверхности дан на рис. 3.6.

Пример 3.2. Зубчатое колесо необходимо посадить на вал, который будет вращаться в подшипниках качения шариковых радиальных класса точности 0. По

известному диаметру отверстия подшипников d_n , на которые будет установлен вал, номинальным размерам зубчатого колеса и обозначению поля допуска посадочного размера Н7 определить (назначить):

- допуск цилиндричности внутренней посадочной поверхности колеса;
- допуск перпендикулярности торца ступицы зубчатого колеса;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.2.3 поверхностей.

Исходные данные: $d_n = 50$ мм, $D = 55$ мм, $b_w = 70$ мм, $l_{ст} = 80$ мм, $d_{ст} = 95$ мм.

Решение.

Допуск цилиндричности внутреннего посадочного отверстия $\text{Ø}55\text{H}7$ по табл. 3.4 поз. 1 принимается $\approx 0,3 \cdot T_p$.

$$T_{f/o} = 0,3 \cdot T_D = 0,3 \cdot IT7_{55} = 0,3 \cdot 30 = 9 \text{ мкм.}$$

Можно допуск цилиндричности внутреннего посадочного отверстия $\text{Ø}55\text{H}7$ округлить по ГОСТ 24643-81 (СТ СЭВ 636-77).

$$T_{f/o} = 10 \text{ мкм} = 0,01 \text{ мм.}$$

На чертеже (эскизе) предпочтительно задавать допуск круглости и допуск профиля продольного сечения, которые можно принять равными допуску цилиндричности.

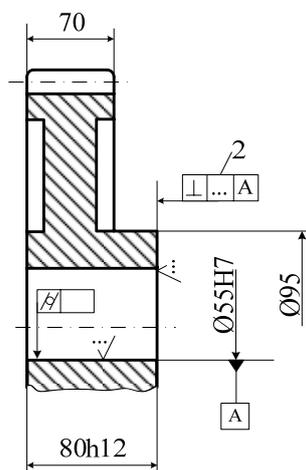


Рис. 3.7

2. Допуск перпендикулярности торца ступицы зубчатого колеса принимаем по табл. 3.4 поз. 2.

Принимаем $T_{\perp} = 0,030$ мм. На чертеже (эскизе) предпочтительнее задать допуск торцового биения $T_{\nearrow} = 0,030$ мм.

3. Шероховатость поверхности отверстия $\text{Ø}55\text{H}7$.

Определяем уровень относительной геометрической точности

$$\frac{T}{T_p} = \frac{0,01}{0,03} = 0,33.$$

При таком значении T/T_p ближе подходит уровень А, так как мы имеем дело с цилиндрической поверхностью (см. примечание к уровням относительной геометрической точности).

Следовательно, $R_a \leq 0,05 T_p$, т. е. $R_a \leq 0,05 \cdot 30 \leq 1,5$ мкм. Ближайшее меньшее стандартное значение R_a равно 1,25 мкм.

Принимаем $R_a = 1,25$ мкм.

4. Шероховатость торца ступицы при допуске перпендикулярности 0,030 мм и допуске размера длины ступицы 0,3 мм.

Определяем уровень относительной геометрической точности

$$\frac{T}{T_p} = \frac{0,03}{0,3} = 0,1 \quad , \text{ т. е. } 10 \% , \text{ что меньше } 25 \%$$

Тогда $R_a \leq 0,15 T_{\perp} \leq 0,15 \cdot 30 \leq 4,5$ мкм.

Ближайшее меньшее стандартное значение $R_a = 3,2$ мкм. Принимаем $R_a = 3,2$ мкм.

Упрощенный эскиз зубчатого колеса с указанием на нем допустимых значений, найденных для данной задачи, представлен на рис. 3.8 (а – первый вариант постановки допусков и отклонений; б – второй вариант (предпочтительный)).

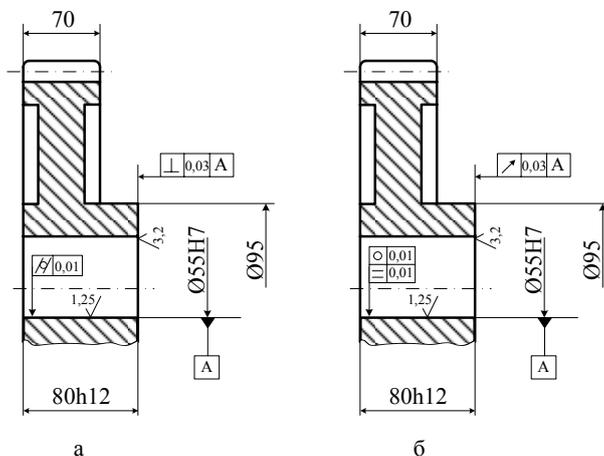


Рис. 3.8

Задания к практической работе № 3

Задача 1. Крышка торцовая с отверстием для манжетного уплотнения (рис. 3.9), служащая для крепления подшипника класса точности 0 в корпусе, будет установлена в редукторе. Известны номинальные размеры крышки и поля допусков посадочных размеров (табл. 3.6).

Определить и назначить:

- допуск параллельности торца крышки;
- допуск соосности под манжетное уплотнение;
- допуск параллельности торца для базирования манжеты;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.9 поверхностей.

Дать эскиз крышки с указанием на нем допустимых значений отклонений формы и шероховатости поверхности.

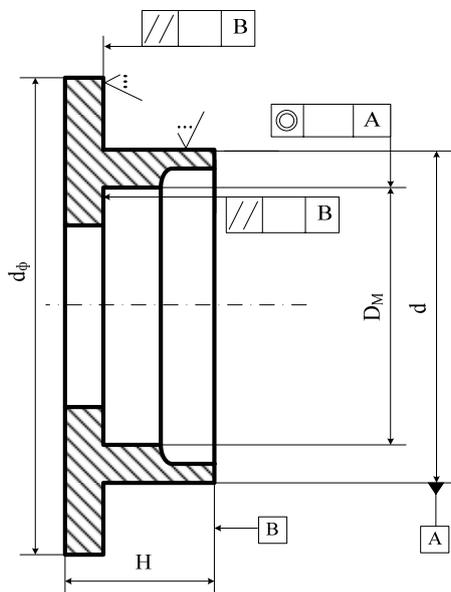


Рис. 3.9

Таблица 3.6

Предпоследняя зачётной книжки	цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальные размеры, мм	d_1	110	68	100	80	80	90	95	72	100	60
	d_ϕ	155	105	145	120	120	130	130	110	145	95
	D_M	100	60	80	60	70	80	85	65	90	52
	H	23	17	23	18	18	21	21	17	23	18
Последняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип подшипника		шариковый радиальный или радиально-упорный					конический роликовый				
Поля допусков	D_M	H8		H9		H8		H9		H8	
	d	h8		h9		h8		h9		h8	

Примечание. Недостающие параметры крышки принять самостоятельно.

Задача 2. Для заданного эскиза (рис. 3.10) вала известны номинальные размеры посадочных диаметров под подшипники качения и предельные отклонения размеров (табл. 3.7). Вал будет вращаться в подшипниках качения класса точности 0, установленных на участках АВ.

Определить (назначить):

- допуски круглости и продольного сечения (допуски цилиндричности) посадочных поверхностей под подшипники качения;
- допуски перпендикулярности (торцового биения) заплечиков подшипников качения;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.10 поверхностей.

Дать эскиз вала и указать на нем допустимые значения отклонений формы и шероховатости поверхности.

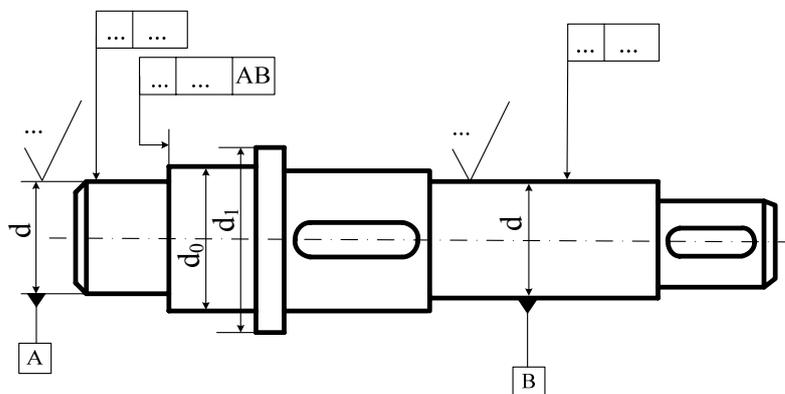


Рис. 3.10

Таблица 3.7

Предпоследняя зачётной книжки	цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальные диаметры, мм	d	40	70	55	25	20	45	50	30	60	25
	d_0	46	78	63	42	25	52	57	35	68	30
	d_1	57	85	75	52	35	63	67	45	80	40
Последняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип подшипника		конический роликовый					шариковый радиальный				
Поля допусков диаметра d		k5	k6	j5	k6	js5	g6	js6	h6	k6	js6

Примечание. Недостающие параметры принять самостоятельно.

Задача 3. Зубчатое колесо необходимо посадить на вал, который будет вращаться в подшипниках качения класса точности 0. По известному диаметру отверстия подшипников d_n и данным табл. 3.8 определить (назначить):

- допуск круглости и профиля продольного сечения (допуск цилиндричности) внутренней посадочной поверхности колеса;
- допуск торцового биения (допуск перпендикулярности) торца ступицы зубчатого колеса;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.11 поверхностей.

Дать эскиз зубчатого колеса с указанием на нем допустимых значений отклонений формы, расположения и шероховатости поверхностей.

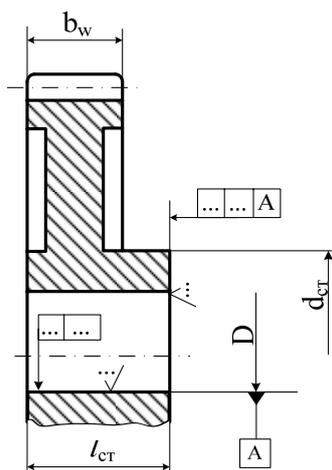


Рис. 3.11

Таблица 3.8

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_n , мм	75	60	95	40	55	25	70	50	85	30
D , мм	80	67	100	45	60	30	75	55	90	36
b_w , мм	80	85	125	56	75	40	95	70	110	45
$d_{ст}$, мм	$\approx 1,6 \cdot D$									
$l_{ст}$, мм	$\approx 1,5 \cdot D$									
Последняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Поля допусков D	H7	H6	H7	H6	H7	H6	H7	H6	H7	H6

Примечание. Недостающие конструктивные данные назначить самостоятельно

Задача 4. Вал редуктора, эскиз которого показан на рис. 3.12, будет установлен на подшипниках качения класса точности 0. Известны номинальные размеры посадочных диаметров и обозначения полей допусков (табл. 3.9)

Определить (назначить):

- допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения;
- допуск круглости и профиля продольного сечения (допуск цилиндричности) посадочной поверхности под муфту;
- допуск соосности посадочной поверхности под муфту;
- величину шероховатости указанных на рис. 3.12 поверхностей.

Дать эскиз вала и проставить на нем вычисленные значения отклонений формы и шероховатости поверхности.

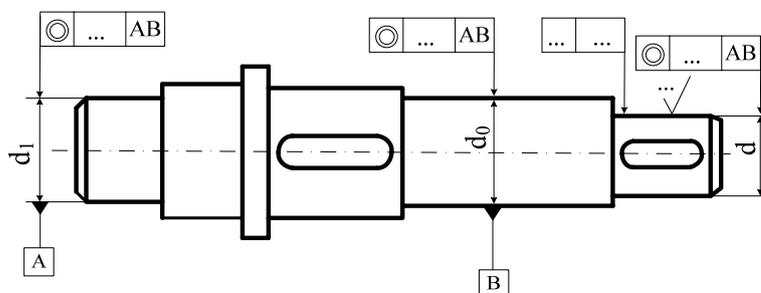


Рис. 3.12

Таблица 3.9

Предпоследняя зачётной книжки	цифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальные диаметры, мм	d	40	70	55	25	20	45	50	30	60	25
	d_0	46	78	63	42	25	52	57	35	68	30
	d_1	57	85	75	52	35	63	67	45	80	40
Последняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тип подшипника		конический роликовый					шариковый радиальный				
Поля допусков диаметра d		k5	k6	j5	k6	js5	g6	js6	h6	k6	js6

Примечание. Недостающие конструктивные данные назначить самостоятельно

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Допуски размеров, входящих в размерные цепи

Основные понятия, обозначения и методика решения задач

Собранные из отдельных деталей машина или механизм, будут нормально работать только в том случае, если каждая деталь изготовлена с заданной точностью и правильно занимает предназначенное для нее место среди других деталей, выполняя свои функции. необходимое положение поверхностей деталей и их осей относительно других деталей с собранным изделии обеспечивается расчетом размерных цепей.

Размерная цепь – это совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. Размерные цепи могут быть: конструкторские, технологические, измерительные. Конструкторская размерная цепь составляется для решения задачи по обеспечению точности при конструировании изделия, технологическая – для решения задачи по обеспечению точности при изготовлении, а измерительная – при измерении величин, характеризующих точность изделия.

Основой для составления и расчета линейных и угловых размерных цепей является РД 50-635-87. Все размеры, входящие в размерную цепь называют звеньями и обозначают одной прописной буквой русского алфавита с соответствующим индексом. Звенья размерной цепи разделяют на составляющие и замыкающее. Замыкающее звено может быть только одно. Это звено, которое получается последним в результате решения поставленной задачи при изготовлении детали или сборки сборочной единицы, а также при измерении. Составляющих звеньев может быть различное количество, определяемое назначением изделия и решением поставленной задачи.

На рис. 4.1 показаны примеры простейших трехзвенных размерных цепей, где A_1 и A_2 – составляющие звенья; A_Δ – замыкающее звено.

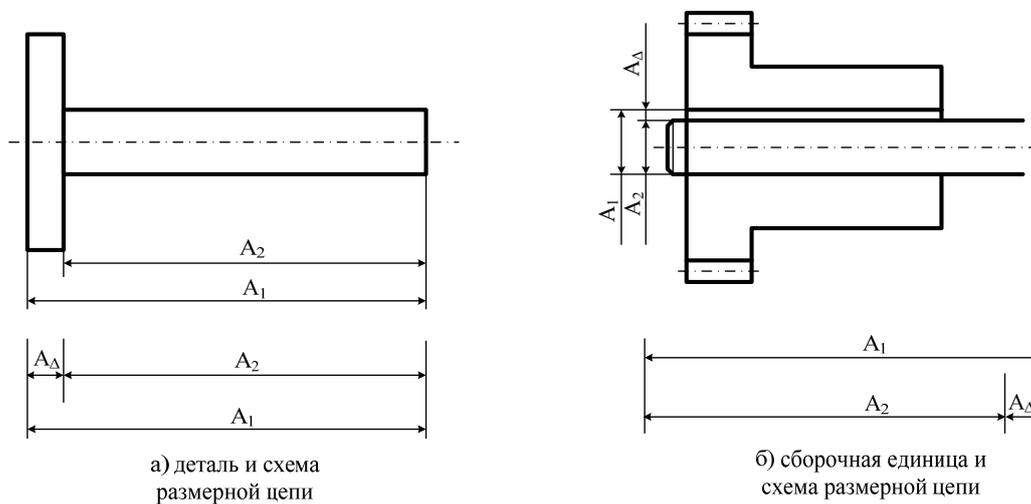


Рис. 4.1

Составляющие звенья различно влияют на замыкающее звено. В зависимости от этого влияния их разделяют на увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающими называют такие звенья, с увеличением размеров которых замыкающее звено увеличивается, а **уменьшающими** такие, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается.

Выявление увеличивающих и уменьшающих звеньев в простейших размерных цепях обычно не вызывает затруднений. Так, на рис. 4.1 звено A_1 – увеличивающее, A_2 – уменьшающее. В более сложных размерных цепях удобно использовать правило обхода по замкнутому контуру. С этой целью замыкающему звену дают произвольное направление стрелкой, поставленной над обозначением звена (рис. 4.2) и обходят все звенья, начиная с замыкающего так, чтобы образовался замкнутый поток направлений. Тогда все звенья, имеющие направление стрелок на схеме размерной цепи одинаковое с замыкающим будут уменьшающими, а все остальные – увеличивающими.

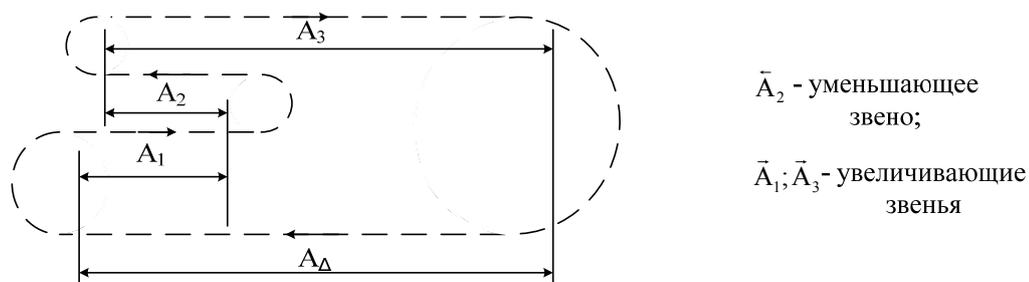


Рис. 4.2

Если замыкающему звену задавать всегда направление только налево, то тогда при обходе по замкнутому контуру все составляющие звенья, имеющие направление стрелок налево будут уменьшающими, а с направлением стрелок направо – увеличивающими. Этот частный случай общего правила обхода по замкнутому контуру часто используется.

В зависимости от взаимного расположения звеньев размерные цепи разделяют на линейные (с параллельными звеньями), плоские и пространственные. Все размерные цепи рассчитывают по формулам для линейных цепей. Пространственные размерные цепи приводят к плоским, а плоские к линейным путем проектирования размеров цепи на одно направление, в качестве которого обычно используют направление замыкающего звена.

Расчет размерных цепей является обязательным этапом при конструировании машин. Он способствует обеспечению взаимозаменяемости, повышению качества изделия и снижению трудоемкости изготовления. Расчет размерных цепей заключается в нахождении допусков и предельных отклонений всех звеньев цепи исходя из требований конструкции и технологии изготовления.

При решении размерных цепей различают две задачи:

1. Необходимо определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена по известным номинальным размерам и предельным отклонениям оставляющих звеньев. Эту задачу называют обратной и часто применяют для проверочных расчетов. Она имеет однозначное и достаточно простое решение.

2. Необходимо определить допуск и предельные отклонения всех составляющих звеньев по известным номинальным размерам звеньев, допуску и предельным отклонениям замыкающего звена. Эту задачу называют прямой. Она достаточно сложна и имеет несколько решений.

Размерные цепи могут решаться методами дающими различные результаты. Так, в РД 50-635-87 предусмотрены следующие методы: полной взаимозаменяемости (на максимум – минимум); не полной взаимозаменяемости (с использованием положений теории вероятностей); групповой взаимозаменяемости; метод пригонки; метод регулирования.

Принятые обозначения:

$A_1; A_2; \dots A_j$ – обозначение и номинальный размер звеньев размерной цепи A ;

A_{Δ} – обозначение и номинальный размер замыкающего звена размерной цепи A ;

\bar{A}_j – увеличивающее j -е составляющее звено размерной цепи A ;

\bar{A}_j – уменьшающее j -е составляющее звено размерной цепи A ;

$\boxed{A_j}$ – компенсирующее j -е составляющее звено размерной цепи A ;

n – количество увеличивающих звеньев;

p – количество уменьшающих звеньев;

$m - 1$ – общее количество составляющих звеньев: $n + p = m - 1$;

m – количество звеньев размерной цепи;

$E_s A_{\Delta}$ – верхнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи A ;

$E_i A_{\Delta}$ – нижнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи A ;

$E_s A_j$ – верхнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи A ;

$E_i A_j$ – нижнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи A ;

$T A_{\Delta}$ – допуск замыкающего звена размерной цепи A ;

$T A_j$ – допуск j -го звена размерной цепи A ;

$E_c A_{\Delta}$ – координата середины поля допуска замыкающего звена размерной цепи A ;

$E_c A_j$ – координата середины поля допуска j -го составляющего звена размерной цепи A ;

$E_{cv} A_{\Delta}$ – координата середины поля рассеяния замыкающего звена размерной цепи A ;

$E_{cv} A_j$ – координата середины поля рассеяния j -го составляющего звена размерной цепи A ;

$E_m A_{\Delta}$ – координата центра группирования замыкающего звена размерной цепи A ;

$E_m A_j$ – координата центра группирования j -го составляющего звена размерной цепи A ;

V_K – величина компенсации;
 λ – относительное среднее квадратическое отклонение;
 t_Δ – коэффициент риска;
 α – коэффициент относительной асимметрии;
 ξ_{Aj} – передаточное отношение j -го звена размерной цепи A ;
 N – число ступеней размеров неподвижного компенсатора;
 p – процент риска.

Основные расчетные формулы

Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи A определяют по формуле:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{Aj} A_j, \quad (4.1)$$

где $j = 1, 2, \dots, m$ – порядковый номер звена размерной цепи;

ξ_{Aj} – передаточное отношение j -го звена размерной цепи A .

В зависимости от вида размерной цепи передаточное отношение может иметь различное содержание и значение. Так, например, для линейных размерных цепей (цепей с параллельными звеньями) передаточные отношения равны:

$\xi_j = 1$ для увеличивающих составляющих звеньев; $\xi_j = -1$ для уменьшающих составляющих звеньев.

Поэтому для линейных размерных цепей зависимость (4.1) записывают в виде:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p \bar{A}_j, \quad (4.2)$$

где n – количество увеличивающих звеньев;

p – количество уменьшающих звеньев.

Допуск замыкающего звена TA_Δ при расчете на максимум – минимум находят по формуле:

$$TA_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} |\xi_{Aj}| \cdot TA_j. \quad (4.3)$$

Координату середины поля $E_c A_\Delta$ замыкающего звена размерной цепи A вычисляют по зависимости:

$$E_c A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{Aj} \cdot E_c A_j. \quad (4.4)$$

Предельные отклонения замыкающего звена A_Δ определяют:

$$E_s A_\Delta = E_c A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2}. \quad (4.5)$$

$$E_i A_\Delta = E_c A_\Delta - \frac{TA_\Delta}{2}. \quad (4.6)$$

Возможно определение предельных отклонений замыкающего звена по зависимостям:

$$E_s A_\Delta = \sum_{j=1}^n E_s \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_i \bar{A}_j, \quad (4.7)$$

$$E_i A_\Delta = \sum_{j=1}^n E_i \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_s \bar{A}_j. \quad (4.8)$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta\max} = A_{\Delta} + E_s A_{\Delta}; \quad (4.9)$$

$$A_{\Delta\min} = A_{\Delta} + E_i A_{\Delta}. \quad (4.10)$$

При расчете вероятностным методом допуск замыкающего звена находят по формуле:

$$TA_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_j^2 TA_j^2}, \quad (4.11)$$

где t_{Δ} – коэффициент риска, принимаемый из табл. 4.1

Таблица 4.1

Риск, %	32	16	4,6	0,94	0,27	0,1
t_{Δ}	1	1,4	2	2,6	3	3,3

Для линейных размерных цепей с параллельными звеньями (линейные размерные цепи) $\xi_i^2 = 1$.

Коэффициент $\lambda_j^2 = 1/9$ при нормальном законе распределения отклонений (Закон Гаусса).

При распределения отклонений по закону треугольника (закон Симпсона) $\lambda_j^2 = 1/6$.

При распределения отклонений по закону равной вероятности $\lambda_j^2 = 1/3$.

Иногда в расчетах размерных цепей используют коэффициент относительного рассеяния $K_j = t_{\Delta} \cdot \lambda_j$.

При наиболее часто используемом проценте риска 0,27 имеем по табл. 4.1: $t_{\Delta} = 3$ и с учетом значений коэффициента λ_j^2 ; коэффициент относительного рассеяния K_j составляет:

$K_j = 1$ при законе распределения Гаусса;

$K_j = 1,22$ при законе распределения Симпсона;

$K_j = 1,73$ при законе распределения равной вероятности.

При использовании коэффициента относительного рассеяния формула (4.11) принимает более простой вид для линейных размерных цепей при проценте риска 0,27:

$$TA_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} K_j^2 TA_j^2}. \quad (4.12)$$

Среднее значение допуска составляющих звеньев вычисляют по формулам:

при расчете по способу максимума – минимума

$$TA_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} |\xi_i^2|}; \quad (4.13)$$

при расчете вероятностным способом

$$TA_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_j^2}}. \quad (4.14)$$

Для линейных размерных цепей формулы (4.13) и (4.14) приобретают более простой вид при решении способом равных допусков:

при расчете по способу максимума – минимума

$$TA_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{m-1}; \quad (4.15)$$

при расчете вероятностным способом

$$TA_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{K_j \sqrt{m-1}}. \quad (4.16)$$

Решая размерную цепь способом одного качества (коэффициент точности):
при полной взаимозаменяемости (на максимум – минимум)

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0,001 \cdot A_j)}; \quad (4.17)$$

при неполной взаимозаменяемости (вероятностный расчет)

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0,001 \cdot A_j)^2 \cdot K_j^2}}. \quad (4.18)$$

При решении размерной цепи методом компенсации вычисляют наибольшую возможную компенсацию V_K по формуле:

$$V_K = T'A_{\Delta} - TA_{\Delta} \quad (4.19)$$

где $T'A_{\Delta} = \sum TA_j$ – производственный допуск замыкающего звена, равный сумме расширенных допусков звеньев размерной цепи.

Число ступеней неподвижных компенсаторов N рассчитывают по формуле:

$$N = \frac{T'A_{\Delta}}{TA_{\Delta} - T_{комп.}}, \quad (4.20)$$

где $T_{комп.}$ – допуск на изготовление неподвижного компенсатора.

Рассмотрим решение задач, начиная с самых простых.

Пример 4.1. На рабочем чертеже детали (рис. 4.3) среди прочих заданы продольные размеры A_1 ; A_2 ; A_3 с известными номинальными значениями размеров и обозначениями их полей допусков.

Составить размерную цепь и определить:

- номинальные значения замыкающего звена;
- верхнее и нижнее отклонение замыкающего звена;
- допуск и предельные размеры замыкающего звена;

Расчет произвести двумя способами:

а) на max–min; б) вероятностным методом при риске 0,27 %, распределении размеров по нормальному закону $K_j = 1$; $\alpha_j = 0$.

Исходные данные $A_1 = 50js12$; $A_2 = 110h12$; $A_3 = 25js12$.

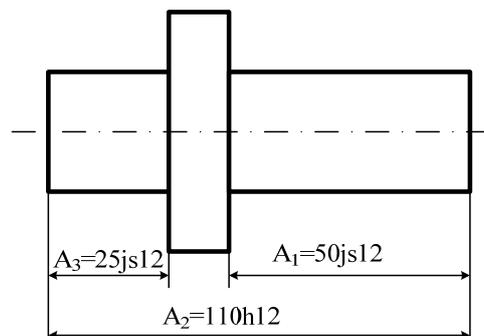


Рис. 4.3

Решение. Задача относится к числу обратных и имеет однозначное решение. Составляем схему размерной цепи. Замыкающим звеном этой размерной цепи является

осевой размер, получающийся последним в результате изготовления. Таким размером является осевой размер утолщения валика. Схема размерной цепи приведена на рис. 4.4.

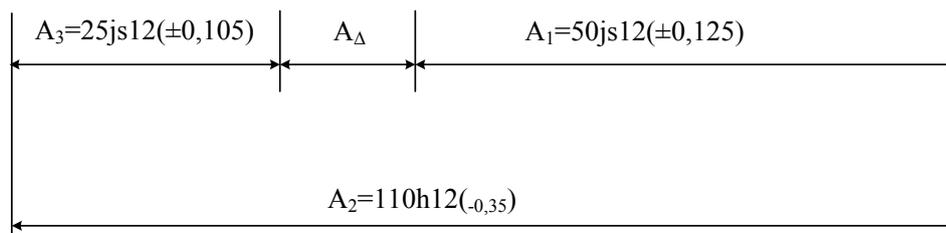


Рис. 4.4

По ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88) находим величины допусков и отклонений звеньев и наносим их на схему: $A_1 = 50js12(\pm 0,125)$; $A_2 = 110h12(-0,35)$; $A_3 = 25js12(\pm 0,105)$

Выявляем увеличивающие и уменьшающие звенья размерной цепи. Зададим замыкающему звену направление стрелкой налево (рис 4.5). Используя правило обхода по замкнутому контуру устанавливаем, что звенья A_1 и A_3 уменьшающие (направление стрелок обхода по контуру совпадает с направлением стрелки замыкающего звена), а звено A_2 – увеличивающее (рис. 4.5).

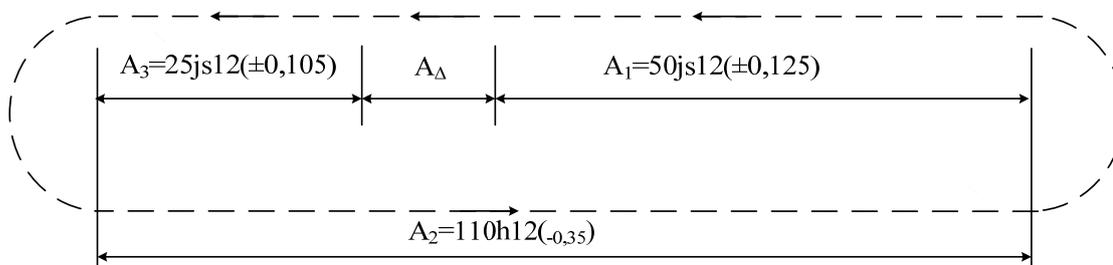


Рис. 4.5

Способ «а» (расчет на max–min)

Номинальное значение замыкающего звена находим по формуле (4.2):

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p \bar{A}_j = 110 - (50 + 25) = 35 \text{ мм.}$$

Допуск замыкающего звена по формуле (4.3) с учетом того, что для линейных размерных цепей $\xi_i^2 = 1$:

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j = 210 + 350 + 250 = 810 \text{ мкм} = 0,81 \text{ мм.}$$

Верхнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.7)

$$E_s A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_s \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_i \bar{A}_j = 0 - (-125 - 105) = +230 \text{ мкм} = +0,23 \text{ мм.}$$

Нижнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.8)

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_i \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_s \bar{A}_j = (-350) - (125 + 105) = -580 \text{ мкм} = -0,58 \text{ мм.}$$

Проверка:

$$TA_{\Delta} = E_s A_{\Delta} - E_i A_{\Delta} = +230 - (-580) = 810 \text{ мкм} = 0,81 \text{ мм.}$$

Отклонения определены правильно.

Предельные размеры замыкающего звена находим по формулам (4.9) и (4.10)

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + E_s A_{\Delta} = 35 + 0,23 = 35,23 \text{ мм;}$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + E_i A_{\Delta} = 35 + (-0,58) = 34,42 \text{ мм.}$$

Размер замыкающего звена $A_{\Delta} = 35_{-0,58}^{+0,23} \text{ мм.}$

Способ «б» (вероятностный расчет)

Номинальное значение замыкающего вычисляется по формуле (4.2) и было определено выше $A_{\Delta} = 35$ мм.

Допуск замыкающего звена найдем по формуле (4.12) с учетом того, что $K_j = 1$ для нормального закона распределения

$$TA_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} K_j^2 TA_j^2} = \sqrt{1^2 \cdot 0,25^2 + 1^2 \cdot 0,21^2 + 1^2 \cdot 0,35^2} = 0,479 \text{ мм.}$$

Координату середины поля замыкающего звена найдем по формуле (4.4), предварительно определив координаты середин полей допусков составляющих звеньев. Построим схемы полей допусков составляющих размеров (рис. 4.6).

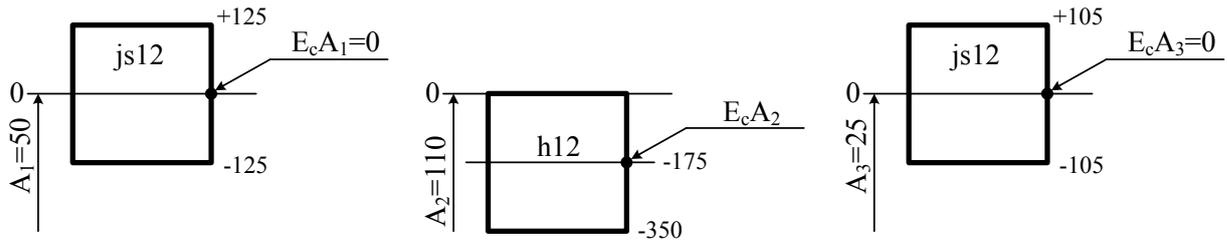


Рис. 4.6

$$E_c A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{A_j} \cdot E_c A_j = \sum_{j=1}^n E_c \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_c \bar{A}_j = -175 - 0 - 0 = -175 \text{ мкм} = -0,175 \text{ мм.}$$

Верхнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.5)

$$E_s A_{\Delta} = E_c A_{\Delta} + \frac{TA_{\Delta}}{2} = -0,175 + \frac{0,479}{2} = 0,0645 \text{ мм.}$$

Нижнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.6)

$$E_i A_{\Delta} = E_c A_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta}}{2} = -0,175 - \frac{0,479}{2} = -0,4145 \text{ мм.}$$

Предельные размеры замыкающего звена находим по формулам (4.9) и (4.10)

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + E_s A_{\Delta} = 35 + 0,0645 = 35,0645 \text{ мм;} \\ A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + E_i A_{\Delta} = 35 + (-0,4145) = 34,5855 \text{ мм.}$$

Размер замыкающего звена $A_{\Delta} = 35_{-0,4145}^{+0,0645}$ мм.

Пример 4.2. Для нормальной работы механизма (рис. 4.7) необходимо обеспечить зазор в осевом направлении A_{Δ} (замыкающее звено) между проставочным кольцом и корпусом. Известны номинальные размеры всех составляющих звеньев.

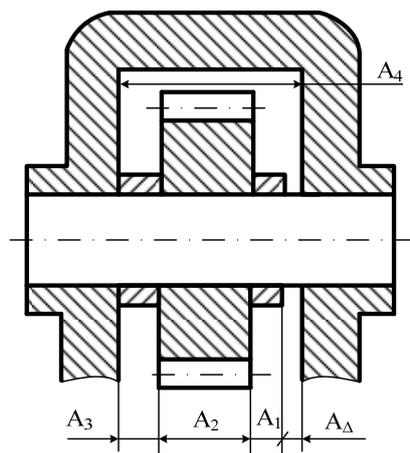


Рис. 4.7

Составить размерную цепь и определить:

- предельные отклонения на все составляющие звенья;

- расчет произвести для двух вариантов:

а) на $\max\text{--min}$;

б) вероятностным методом при риске 0,27 %, распределении размеров по нормальному закону $K_j = 1$; $\alpha_j = 0$.

Исходные данные: $A_1 = 10$ мм; $A_2 = 80$ мм; $A_3 = 10$ мм; $A_4 = 100$ мм; $A_\Delta = 0_{+0,1}^{+0,6}$ мм.

Решение.

Задача относится к категории прямых. Необходимость решения подобных задач возникает при проектном расчете. Такие задачи имеют несколько методов решений, дающих различные результаты. Так, РД-635-87 предусматривает решение подобных задач пятью различными методами: методом полной взаимозаменяемости, методом неполной взаимозаменяемости, методом групповой взаимозаменяемости, методом подгонки, методом регулирования с применением неподвижного компенсатора.

Внутри первых двух методов существует еще деление на различные способы: способ равных допусков и способ одного качества.

Вариант «а» (расчет на $\max\text{--min}$)

По рис. 4.6 составляем схему размерной цепи (рис. 4.8).

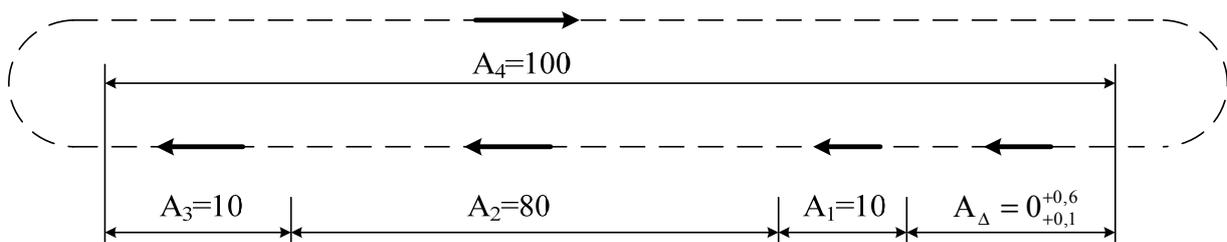


Рис. 4.8

Из назначения механизма следует, что замыкающим звеном A_Δ является зазор между корпусом и проставочным кольцом, который должен быть от 0,1 мм до 0,6 мм. Следовательно, допуск замыкающего звена $TA_\Delta = E_s A_\Delta - E_i A_\Delta = +0,6 - 0,1 = 0,5$ мм.

Установим увеличивающие и уменьшающие звенья размерной цепи. Для этого зададим замыкающему звену направление стрелкой налево и обойдем все звенья по замкнутому контуру (рис. 4.7).

Согласно этой схеме размерной цепи устанавливаем, что A_1 ; A_2 ; A_3 – уменьшающие звенья, а A_4 – увеличивающее звено.

Выявим к какой категории размеров (валы или отверстия) относятся звенья размерной цепи по рис. 4.6. Звенья A_1 ; A_2 ; A_3 имеющие охватываемые поверхности, относятся к категории валов, а звено A_4 , имеет охватываемые поверхности и относится к категории отверстий. Эти сведения будут необходимы при назначении предельных отклонений размеров.

Ввиду того, что размеры звеньев по своей величине значительно отличаются между собой, применим способ решения одинаковой точности (одного качества). Определим среднее число единиц допуска в допуске размеров по формуле (4.17)

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0,001 \cdot A_j)} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}$$

В знаменателе этой формулы под знаком суммы находятся значения единиц допуска i по ЕСДП (ГОСТ 25346-89; СТ СЭВ 145-88), которые могут быть вычислены непосредственно по формуле или взяты из табл. 4.2.

Таблица 4.2

Значения $i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0,001 \cdot A_j$ в мкм для интервалов размеров

Интервал размеров, мм	свыше	-	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400
	до	3	6	10	18	30	50	80	120	180	250	315	400	500
Значение i , в мкм		0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,9	3,23	3,54	3,89

Воспользуемся табл. 4.2 и найдем i для $A_1 = 10$ мм $\rightarrow i = 0,9$ мкм; $A_2 = 80$ мм $\rightarrow i = 1,86$ мкм; $A_3 = 10$ мм $\rightarrow i = 0,9$ мкм; $A_4 = 100$ мм $\rightarrow i = 2,17$ мкм.

Среднее число единиц допуска в допуске размеров

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j} = \frac{500}{0,9 + 1,86 + 0,9 + 2,17} = 85,76$$

Полученное значение $k_{cp} = 85,76$ находится между десятым ($k_{10} = 64$) и одиннадцатым ($k_{11} = 100$) квалитетами (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Квалитеты ЕСДП по ГОСТ 25346-89	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Число единиц допуска k в допуске размера	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400

В такой ситуации можно для части звеньев назначить допуски по ближайшему более точному квалитету, а для части по ближайшему более грубому квалитету. При этом следует придерживаться правила – назначать поля допусков для размеров «в тело», т.е. для размеров типа «вал» назначать отклонения, как для основного вала соответствующего квалитета, а для размеров типа «отверстие» назначать отклонения, как для основного отверстия соответствующего квалитета. Если размер не относится к таким категориям (уступы, межосевые расстояния), то предельные отклонения задают симметричными.

Назначаем допуски и предельные отклонения:

$$A_{1(\text{вал})} = 10 \text{ мм по IT10} \rightarrow 10_{-0,058} \text{ мм}$$

$$A_{2(\text{вал})} = 80 \text{ мм по IT10} \rightarrow 80_{-0,12} \text{ мм}$$

$$A_{3(\text{вал})} = 10 \text{ мм по IT10} \rightarrow 10_{-0,58} \text{ мм}$$

$$A_{4(\text{отверстие})} = 100 \text{ мм по IT11} \rightarrow 100^{+0,22} \text{ мм}$$

Выполняем проверку по формуле (4.3) при $|\xi_i^2| = 1$ для линейных размерных цепей

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j = 58 + 120 + 58 + 220 = 456 \text{ мкм}$$

Заданное значение допуска замыкающего звена $TA_{\Delta} = 500$ мкм.

Условие равенства заданного и расчетного значения допусков не выполняется. Для одного из звеньев можно увеличить допуск на 44 мкм. Это целесообразно сделать для наиболее трудно изготавливаемого звена. Увеличим допуск для звена A_4 (отверстие).

Поскольку допуск для этого звена будет нестандартным, определим предельные отклонения для $A_4 = 100$ мм, решая уравнения (4.7) и (4.8) относительно неизвестных отклонений составляющего звена A_4 .

$$\text{Имеем: } E_s A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_s \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_i \bar{A}_j; \text{ или } E_s A_{\Delta} = E_s \bar{A}_4 - (E_i \bar{A}_1 + E_i \bar{A}_2 + E_i \bar{A}_3)$$

Окончательно получим верхнее предельное отклонение $E_s \bar{A}_4$:

$$E_s \bar{A}_4 = E_s A_{\Delta} + (E_i \bar{A}_1 + E_i \bar{A}_2 + E_i \bar{A}_3) = +0,6 + (-0,058 - 0,12 - 0,058) = +0,364 \text{ мм.}$$

Для нижнего предельного отклонения A_4 имеем:

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n E_i \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_s \bar{A}_j; \text{ или } E_i A_{\Delta} = E_i \bar{A}_4 - (E_s \bar{A}_1 + E_s \bar{A}_2 + E_s \bar{A}_3);$$

$$E_i \bar{A}_4 = E_i A_{\Delta} + (E_s \bar{A}_1 + E_s \bar{A}_2 + E_s \bar{A}_3) = +0,1 + 0 + 0 + 0 = +0,1 \text{ мм.}$$

Размер звена A_4 : $A_4 = 100_{+0,1}^{+0,364}$ мм.

Вариант «б» (вероятностный расчет)

Применяя те же рассуждения, что и в варианте «а», определим число единиц допуска для нахождения нужного качества по формуле (4.18):

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0,001 \cdot A_j)^2 \cdot K_j^2}} = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} i_j^2 \cdot K_j^2}} = \frac{500}{\sqrt{0,9^2 \cdot 1^2 + 1,86^2 \cdot 1^2 + 0,9^2 \cdot 1^2 + 2,17^2 \cdot 1^2}} = 159,8.$$

Это значение k_{cp} находится между одиннадцатым ($k_{11} = 100$) и двенадцатым ($k_{12} = 160$), но очень близко к двенадцатому. Поэтому практически все звенья можно изготавливать по IT12.

Назначаем допуски и предельные отклонения:

$$A_{1(\text{вал})} = 10 \text{ мм по IT12} \rightarrow 10_{-0,150} \text{ мм}$$

$$A_{2(\text{вал})} = 820 \text{ мм по IT12} \rightarrow 80_{-0,300} \text{ мм}$$

$$A_{3(\text{вал})} = 10 \text{ мм по IT12} \rightarrow 10_{-0,150} \text{ мм}$$

$$A_{4(\text{отверстие})} = 100 \text{ мм по IT12} \rightarrow 100_{+0,350} \text{ мм}$$

Выполняем проверку назначенных допусков по формуле (4.12):

$$TA_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} K_j^2 TA_j^2} = \sqrt{1^2 \cdot 0,15^2 + 1^2 \cdot 0,3^2 + 1^2 \cdot 0,15^2 + 1^2 \cdot 0,35^2} = 0,507 \text{ мм} = 507 \text{ мкм.}$$

Это немного превышает заданное значение допуска замыкающего звена $TA_{\Delta} = 500$ мкм. Необходимо скорректировать допуск одного из звеньев в сторону уменьшения и определить предельные отклонения этого звена. Выберем в качестве корректировочного одно из наиболее просто изготавливаемых звеньев, например A_1 . Примем для него допуск по IT11 $\rightarrow IT11_{10} = 0,09$ мм.

Для нахождения предельных отклонений звена A_1 воспользуемся формулой (4.4):

$$E_C A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{A_j} \cdot E_C A_j = \sum_{j=1}^n E_C \bar{A}_j - \sum_{j=1}^p E_C \bar{A}_j;$$

$$E_C A_{\Delta} = E_C \bar{A}_4 - E_C \bar{A}_1 - E_C \bar{A}_2 - E_C \bar{A}_3.$$

$$+0,35 = +0,175 - E_C \bar{A}_1 + 0,15 + 0,075;$$

$$E_C \bar{A}_1 = -0,35 + 0,175 + 0,15 + 0,075 = +0,050 \text{ мм.}$$

В результате получим:

$$E_s A_1 = E_C A_1 + \frac{TA_1}{2} = 0,05 + \frac{0,09}{2} = +0,095 \text{ мм.}$$

$$E_i A_1 = E_c A_1 - \frac{T A_1}{2} = 0,05 - \frac{0,09}{2} = +0,005 \text{ мм.}$$

Размер звена $A_1 = 10^{+0,095}_{+0,005}$ мм.

Сравнивая результаты решения одной и той же задачи разными методами можно увидеть, что вероятностный расчет позволяет значительно расширить допуски составляющих звеньев, не уменьшая точности замыкающего звена.

Задания к практической работе № 4

Задача 1. На рабочем чертеже (рис. 4.9) детали среди прочих заданы продольные размеры A_1 ; A_2 ; A_3 . Номинальные значения размеров и обозначение их полей допусков даны в табл. 4.4.

Составить размерную цепь и определить:

- номинальные значения замыкающего звена;
- верхнее и нижнее отклонение замыкающего звена;
- допуск и предельные размеры замыкающего звена;

Расчет произвести двумя способами:

- а) на max–min;
- б) вероятностным методом при риске 0,27 %, распределении размеров по нормальному закону $K_j = 1$; $\alpha_j = 0$.

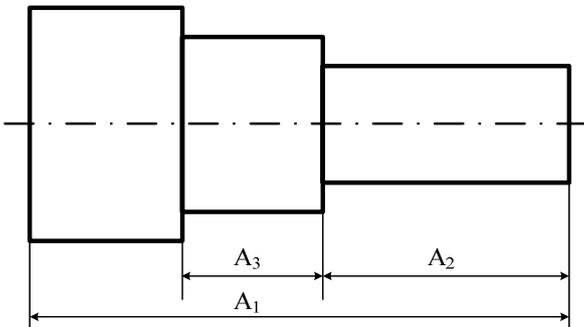


Рис. 4.9

Таблица 4.4

Предпоследняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальные размер звеньев, мм	A_1	180	220	240	160	230	260	300	320	140	130
	A_2	55	65	62	85	92	48	50	100	56	84
	A_3	68	35	24	84	65	28	37	45	29	30
Последняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обозначение полей допусков звеньев	A_1	h10		h11		h12		h10		h12	
	A_2	js10		js12		js14		js11		js10	
	A_3	js10		js12		js14		js11		js10	

Задача 2. Для заданного механизма (рис. 4.10) известны номинальные осевые размеры, входящих в него деталей и соответствующие им поля допусков, представленные в табл. 4.5.

Составить размерную цепь и определить:

- номинальное значение замыкающего звена A_Δ ;
- верхнее и нижнее отклонение замыкающего звена;
- допуск и предельные размеры звена A_Δ

Расчет произвести двумя способами:

- а) на max–min;
- б) вероятностным методом при риске 0,27 %, распределении размеров по нормальному закону $K_j = 1$; $\alpha_j = 0$.

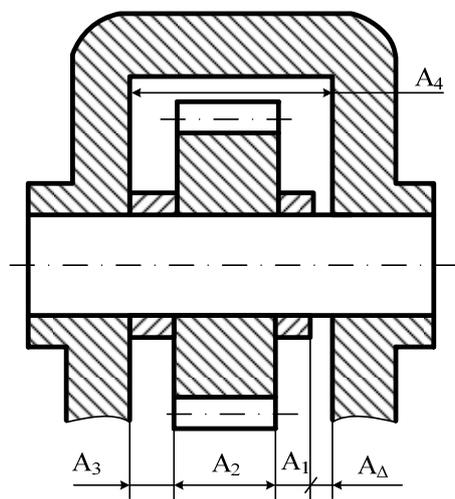


Рис. 4.10

Таблица 4.5

Предпоследняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номинальные размер звеньев, мм	A ₁	8	10	12	14	15	18	20	21	23	24
	A ₂	100	120	80	140	150	200	190	220	180	170
	A ₃	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
	A ₄	124	148	112	175	190	245	238	270	235	228
Последняя цифра зачётной книжки		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обозначение полей допусков звеньев	A ₁	h10		h12		h11		h12		h10	
	A ₂	h10		h12		h11		h12		h10	
	A ₃	h10		h12		h11		h12		h10	
	A ₄	H10		H12		H11		H12		H10	

Библиографический список

1. Звездаков В.П. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин в примерах и задачах : учебное пособие. – Барнаул : Изд-во АлГТУ, 2000. – 528 с. : ил.
2. ГОСТ 25346-89. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений.
3. Палей М.А. Допуски и посадки: справочник. В 2-х ч. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 7-е изд., перераб. и доп. – Л. : Политехника, 1991. – 607 с. : ил.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Коэффициент линейного расширения

Марка стали	20	30	40	50	30X	45X	50X	40XH	40XC	30XГ СА	65Г
Коэффициент линейного расширения α , 10^{-6} град ⁻¹	11,1	12,1	11,9	11,2	12,4	12,8	12,8	11,8	11,7	11	11,1

2. Допуски соосности посадочных поверхностей и допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников по ГОСТ 3325-85

Тип подшипника	Допуски соосности, мкм, посадочных поверхностей длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении		Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников	Допустимые углы взаимного перекоса колец от технологических погрешностей обработки		
	вала	корпуса		общий	вала	корпуса
Радиальный однорядный шариковый (при радиальном нагружении) с радиальным зазором:						
нормальным	4,0	8,0	8'	4'	1'20"	2'40"
по 7-му ряду	6,0	12,0	12'	6'	2'	4'
по 8-му ряду	8,0	16,0	16'	8'	2'40"	5'20"
Конический с роликами:						
без модифицированного контакта	1,0	2,0	2'	1'	20"	40"
с небольшим модифицированным контактом	2,0	4,0	4'	2'	40"	1'20"

3. Параметры шероховатостей посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Подшипник качения		Посадочные поверхности		
Класс точности	Номинальный диаметр, мм	валов	отверстий корпусов	опорных торцов запечиков
0	до 80	1,25	1,25	2,5
	80...500	2,5	2,5	2,5
6 и 5	до 80	0,63	0,63	1,25
	80...500	1,25	1,25	2,5
4	до 80	0,32	0,63	1,25
	80...500	0,63	1,25	2,5
2	до 80	0,16	0,32	0,63
	80...500	0,32	0,63	0,63

4. Допуски форм и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипником качения

Для посадочной поверхности вала, сопрягаемого с подшипником													
Класс точности подшипника	Номинальные диаметры d и D подшипников качения												
	от 0,6 до 2,5	св. 2,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения													
0 и 6	1,5	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7	8	9
5 и 4	0,7	0,7	0,8	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	4
2	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	1,7	–	–
Допуск торцевого биения заплечиков вала													
0	10	10	12	15	18	21	25	30	35	40	45	46	52
6	6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36
5	3	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18
4	2	2	2,5	2,5	3	3	4	5	6	8	10	–	–
2	1,2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	–	–
Для посадочной поверхности отверстия корпуса, сопрягаемого с подшипником													
Класс точности подшипника	Номинальные диаметры d и D подшипников качения												
	от 0,6 до 2,5	св. 2,5 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения													
0 и 6	–	2,5	3	4	4,5	5	6	7,5	9	10	11,5	13	14
5 и 4	–	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	5,3	6
2	–	0,5	0,6	0,8	1	1	1,4	1,6	2	2,2	2,5	3	4
Допуск торцевого биения заплечиков отверстия корпуса													
0	–	–	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89
6	–	–	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57
5	–	–	5	6	8	9	11	13	15	18	20	13	25
4	–	–	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	30
2	–	–	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13

5. Значения основных отклонений отверстий, мкм

Интервалы размеров, мкм	Нижнее отклонение EI													Верхнее отклонение ES																																																																																																																										
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS	J	K	M	N	от P до ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC																																																																																																											
	Все квалификации													Свыше 7																																																																																																																										
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100																														
Св. 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	+2	+4	+6	+8	+10	+11	+12	+13	+14	+15	+16	+17	+18	+19	+20	+21	+22	+23	+24	+25	+26	+27	+28	+29	+30	+31	+32	+33	+34	+35	+36	+37	+38	+39	+40	+41	+42	+43	+44	+45	+46	+47	+48	+49	+50	+51	+52	+53	+54	+55	+56	+57	+58	+59	+60	+61	+62	+63	+64	+65	+66	+67	+68	+69	+70	+71	+72	+73	+74	+75	+76	+77	+78	+79	+80	+81	+82	+83	+84	+85	+86	+87	+88	+89	+90	+91	+92	+93	+94	+95	+96	+97	+98	+99	+100																														
Св. 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	+5	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36	+40	+44	+48	+52	+56	+60	+64	+68	+72	+76	+80	+84	+88	+92	+96	+100	+104	+108	+112	+116	+120	+124	+128	+132	+136	+140	+144	+148	+152	+156	+160	+164	+168	+172	+176	+180	+184	+188	+192	+196	+200	+204	+208	+212	+216	+220	+224	+228	+232	+236	+240	+244	+248	+252	+256	+260	+264	+268	+272	+276	+280	+284	+288	+292	+296	+300	+304	+308	+312	+316	+320	+324	+328	+332	+336	+340	+344	+348	+352	+356	+360	+364	+368	+372	+376	+380	+384	+388	+392	+396	+400	+404	+408	+412	+416	+420	+424	+428	+432	+436	+440	+444	+448	+452	+456	+460	+464	+468	+472	+476	+480	+484	+488	+492	+496	+500
Св. 10 до 14	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0	+6	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60	+65	+70	+75	+80	+85	+90	+95	+100	+105	+110	+115	+120	+125	+130	+135	+140	+145	+150	+155	+160	+165	+170	+175	+180	+185	+190	+195	+200	+205	+210	+215	+220	+225	+230	+235	+240	+245	+250	+255	+260	+265	+270	+275	+280	+285	+290	+295	+300	+305	+310	+315	+320	+325	+330	+335	+340	+345	+350	+355	+360	+365	+370	+375	+380	+385	+390	+395	+400	+405	+410	+415	+420	+425	+430	+435	+440	+445	+450	+455	+460	+465	+470	+475	+480	+485	+490	+495	+500																									
Св. 14 до 18	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0	+6	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60	+65	+70	+75	+80	+85	+90	+95	+100	+105	+110	+115	+120	+125	+130	+135	+140	+145	+150	+155	+160	+165	+170	+175	+180	+185	+190	+195	+200	+205	+210	+215	+220	+225	+230	+235	+240	+245	+250	+255	+260	+265	+270	+275	+280	+285	+290	+295	+300	+305	+310	+315	+320	+325	+330	+335	+340	+345	+350	+355	+360	+365	+370	+375	+380	+385	+390	+395	+400	+405	+410	+415	+420	+425	+430	+435	+440	+445	+450	+455	+460	+465	+470	+475	+480	+485	+490	+495	+500																									
Св. 18 до 24	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0	+8	+12	+20	+28	+36	+44	+52	+60	+68	+76	+84	+92	+100	+108	+116	+124	+132	+140	+148	+156	+164	+172	+180	+188	+196	+204	+212	+220	+228	+236	+244	+252	+260	+268	+276	+284	+292	+300	+308	+316	+324	+332	+340	+348	+356	+364	+372	+380	+388	+396	+404	+412	+420	+428	+436	+444	+452	+460	+468	+476	+484	+492	+500																																																														
Св. 24 до 30	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0	+10	+14	+24	+34	+44	+54	+64	+74	+84	+94	+104	+114	+124	+134	+144	+154	+164	+174	+184	+194	+204	+214	+224	+234	+244	+254	+264	+274	+284	+294	+304	+314	+324	+334	+344	+354	+364	+374	+384	+394	+404	+414	+424	+434	+444	+454	+464	+474	+484	+494	+500																																																																										
Св. 30 до 40	+320	+180	+130	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0	+13	+18	+28	+39	+49	+59	+69	+79	+89	+99	+109	+119	+129	+139	+149	+159	+169	+179	+189	+199	+209	+219	+229	+239	+249	+259	+269	+279	+289	+299	+309	+319	+329	+339	+349	+359	+369	+379	+389	+399	+409	+419	+429	+439	+449	+459	+469	+479	+489	+499	+500																																																																										
Св. 40 до 50	+340	+190	+140	—	+110	+70	—	+30	—	+10	0	+16	+22	+34	+46	+58	+70	+82	+94	+106	+118	+130	+142	+154	+166	+178	+190	+202	+214	+226	+238	+250	+262	+274	+286	+298	+310	+322	+334	+346	+358	+370	+382	+394	+406	+418	+430	+442	+454	+466	+478	+490	+502	+514	+526	+538	+550	+562	+574	+586	+598	+610	+622	+634	+646	+658	+670	+682	+694	+706	+718	+730	+742	+754	+766	+778	+790	+802	+814	+826	+838	+850	+862	+874	+886	+898	+910	+922	+934	+946	+958	+970	+982	+994	+1000																																									
Св. 50 до 60	+360	+200	+150	—	+120	+80	—	+36	—	+12	0	+18	+26	+41	+56	+71	+86	+101	+116	+131	+146	+161	+176	+191	+206	+221	+236	+251	+266	+281	+296	+311	+326	+341	+356	+371	+386	+401	+416	+431	+446	+461	+476	+491	+506	+521	+536	+551	+566	+581	+596	+611	+626	+641	+656	+671	+686	+701	+716	+731	+746	+761	+776	+791	+806	+821	+836	+851	+866	+881	+896	+911	+926	+941	+956	+971	+986	+1000																																																										
Св. 60 до 80	+380	+220	+170	—	+140	+90	—	+43	—	+14	0	+22	+30	+47	+64	+81	+98	+115	+132	+149	+166	+183	+200	+217	+234	+251	+268	+285	+302	+319	+336	+353	+370	+387	+404	+421	+438	+455	+472	+489	+506	+523	+540	+557	+574	+591	+608	+625	+642	+659	+676	+693	+710	+727	+744	+761	+778	+795	+812	+829	+846	+863	+880	+897	+914	+931	+948	+965	+982	+999	+1000																																																																	
Св. 80 до 100	+400	+240	+190	—	+150	+100	—	+50	—	+15	0	+25	+36	+55	+74	+93	+112	+131	+150	+169	+188	+207	+226	+245	+264	+283	+302	+321	+340	+359	+378	+397	+416	+435	+454	+473	+492	+511	+530	+549	+568	+587	+606	+625	+644	+663	+682	+701	+720	+739	+758	+777	+796	+815	+834	+853	+872	+891	+910	+929	+948	+967	+986	+1000																																																																								
Св. 100 до 120	+410	+240	+190	—	+150	+100	—	+50	—	+15	0	+29	+39	+60	+81	+102	+123	+144	+165	+186	+207	+228	+249	+270	+291	+312	+333	+354	+375	+396	+417	+438	+459	+480	+501	+522	+543	+564	+585	+606	+627	+648	+669	+690	+711	+732	+753	+774	+795	+816	+837	+858	+879	+900	+921	+942	+963	+984	+1000																																																																													
Св. 120 до 140	+420	+250	+200	—	+160	+110	—	+56	—	+17	0	+33	+43	+66	+90	+114	+138	+162	+186	+210	+234	+258	+282	+306	+330	+354	+378	+402	+426	+450	+474	+498	+522	+546	+570	+594	+618	+642	+666	+690	+714	+738	+762	+786	+810	+834	+858	+882	+906	+930	+954	+978	+1000																																																																																			
Св. 140 до 160	+430	+260	+210	—	+170	+120	—	+62	—	+18	0	+36	+46	+71	+96	+121	+146	+171	+196	+221	+246	+271	+296	+321	+346	+371	+396	+421	+446	+471	+496	+521	+546	+571	+596	+621	+646	+671	+696	+721	+746	+771	+796	+821	+846	+871	+896	+921	+946	+971	+996	+1000																																																																																				
Св. 160 до 180	+450	+280	+230	—	+180	+130	—	+68	—	+19	0	+39	+49	+75	+100	+125	+150	+175	+200	+225	+250	+275	+300	+325	+350	+375	+400	+425	+450	+475	+500	+525	+550	+575	+600	+625	+650	+675	+700	+725	+750	+775	+800	+825	+850	+875	+900	+925	+950	+975	+1000																																																																																					
Св. 180 до 200	+460	+290	+240	—	+190	+140	—	+74	—	+20	0	+43	+53	+80	+105	+130	+155	+180	+205	+230	+255	+280	+305	+330	+355	+380	+405	+430	+455	+480	+505	+530	+555	+580	+605	+630	+655	+680	+705	+730	+755	+780	+805	+830	+855	+880	+905	+930	+955	+980	+1000																																																																																					
Св. 200 до 225	+470	+300	+250	—	+200	+150	—	+80	—	+21	0	+47	+57	+84	+109	+134	+159	+184	+209	+234	+259	+284	+309	+334	+359	+384	+409	+434	+459	+484	+509	+534	+559	+584	+609	+634	+659	+684	+709	+734	+759	+784	+809	+834	+859	+884	+909	+934	+959	+984	+1000																																																																																					
Св. 225 до 250	+480	+310	+260	—	+210	+160	—	+86	—	+22	0	+51	+61	+88	+113	+138	+163	+188	+213	+238	+263	+288	+313	+338	+363	+388	+413	+438	+463	+488	+513	+538	+563	+588	+613	+638	+663	+688	+713	+738	+763	+788	+813	+838	+863	+888	+913	+938	+963	+988	+1000																																																																																					
Св. 250 до 280	+490	+320	+270	—	+220	+170	—	+92	—	+23	0	+55	+65	+92	+117	+142	+167	+192	+217	+242	+267	+292	+317	+342	+367	+392	+417	+442	+467	+492	+517	+542	+567	+592	+617	+642	+667	+692	+717	+742	+767	+792	+817	+842	+867	+892	+917	+942	+967	+992	+1000																																																																																					
Св. 280 до 315	+500	+330	+280	—	+230	+180	—	+98	—	+24	0	+59	+69																																																																																																																											

7. Значения допусков, мкм

Интервалы размеров, мм	Квалитеты																
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17			
До 3	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000			
Св. 3 до 6	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200			
Св. 6 до 10	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500			
Св. 10 до 18	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800			
Св. 18 до 30	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100			
Св. 30 до 50	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500			
Св. 50 до 80	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000			
Св. 80 до 120	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500			
Св. 120 до 180	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000			
Св. 180 до 250	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600			
Св. 250 до 315	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200			
Св. 315 до 400	18	25	36	57	89	140	230	360	270	890	1400	2300	3600	5700			
Св. 400 до 500	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1500	2500	4000	6300			

8. Значение величины Δ (из приложения 5)

Интервалы размеров, мм	Δ, мкм							
	3	4	5	6	7	8	9	10
До 3	0							
Св. 3 до 6	1	1,5	1	3	4	6	9	12
Св. 6 до 10	1	1,5	2	3	4	6	9	12
Св. 10 до 18	1	2	3	3	7	9	12	15
Св. 18 до 30	1,5	2	3	4	8	12	15	18
Св. 30 до 50	1,5	3	4	5	9	14	18	23
Св. 50 до 80	2	3	5	6	11	16	21	27
Св. 80 до 120	2	4	5	7	13	19	25	32
Св. 120 до 180	3	4	6	7	15	23	30	38
Св. 180 до 250	3	4	6	9	17	26	34	43
Св. 250 до 315	4	4	7	9	20	29	38	48
Св. 315 до 400	4	5	7	11	21	32	42	53
Св. 400 до 500	5	5	7	13	23	34	45	57