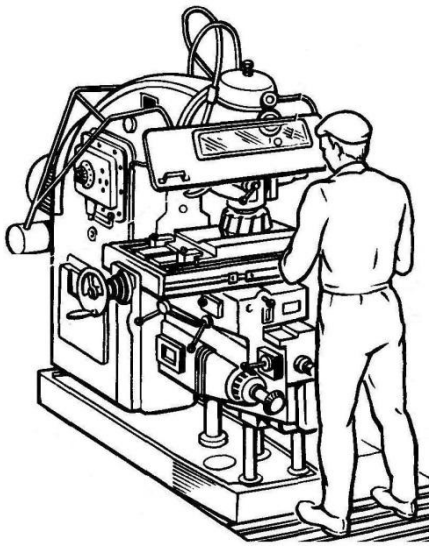
Министерство науки и высшего образования РФ
ФГБОУ ВО «Ульяновский государственный университет»
Автомеханический техникум

Забирова Г.Р.

МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ

Методические указания
по выполнению лабораторно-практических работ
для студентов специальностей
15.02.08 Технология машиностроения
22.02.03 Литейное производство черных и цветных металлов
22.02.06 Сварочное производство
15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)
23.02.03 Техническое обслуживание и ремонт автомобильного транспорта



Ульяновск
2020

Методические указания содержат краткий теоретический курс, комплекс лабораторно-практических работ учебной дисциплины «Метрологии, стандартизации и сертификации».

Предназначено для студентов Автомеханического техникума УлГУ, обучающихся по специальностям – Технического направления.

Рекомендованы к введению в образовательный процесс Научно-педагогическим советом Автомеханического техникума УлГУ (протокол № 11/1 от 26 мая 2020 г.).

«Метрология – вот главное поле битвы за технологии будущего»

В современном мире качество выпускаемой продукции определяет конкурентоспособность предприятия, его устойчивое развитие. Качество является основным фактором реализации товара по выгодной цене.

Обеспечение качества выпускаемой продукции и услуг является основной целью деятельности метрологии, стандартизации и сертификации.

Метрология – это наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Стандартизация – это деятельность по установлению правил и характеристик в целях их добровольного и многократного использования, направленная на достижение упорядоченности в сферах производства и обращения продукции и повышения конкурентоспособности продукции, работ и услуг.

Сертификация - это форма подтверждения соответствия объектов требованиям технических регламентов, положениям стандартов или условиям договоров, осуществляемая органом по сертификации.

Качество выпускаемой продукции на предприятиях зависит от количества и качества измерений, с помощью которых контролируются как технологические параметры производственных процессов, так и параметры, характеристики и свойства получаемых изделий. Например в машиностроении до 15 % трудовых затрат приходится на выполнение линейных и угловых измерений, которые обеспечивают качество, надежность и взаимозаменяемость изделий.

Качество выпускаемой продукции зависит как от качества технологических процессов производства, так и, в немалой степени, от качества метрологического обеспечения производства (качества выполняемых в процессе производства и при приемке готовой продукции измерительных и контрольных операций). Эти операции применяются при входном контроле сырья и комплектующих изделий, контроле состояния производственных технологических процессов, выходном контроле качества. Следовательно, измерения и инструментальный измерительный контроль являются важными элементами управления качеством продукции.

Обеспечение качества технологических процессов и продукции, невозможно без точных измерений и достоверного контроля

Содержание

Практические работы

№1 Единая система допусков и посадок 5

№ 2 Ряды допусков и основных отклонений. Допуски и посадки по ЕСДП 19

№ 3 Расчет допусков формы и расположения поверхностей 32

№ 4 Расчет размерных цепей на обеспечение полной взаимозаменяемости (минимум-максимум) 46

№ 5 Расчет исполнительных размеров гладких рабочих калибров для контроля вала и отверстия 62

№ 6 Нормирование точности метрической резьбы 69

№ 7 Нормирование точности шпоночных соединений 90

№ 8 Нормирование точности шлицевых соединений 98

№ 9 Нормирование точности подшипников качения 107

№ 10Нормирование точности зубчатых колес и передач 121

Лабораторные работы

№1. Измерение деталей штангенинструментами 131

№2. Измерение деталей микрометрическими инструментами 137

ПРИЛОЖЕНИЯ 146

Практическая работа № 1
Единая система допусков и посадок

Цель: — научиться определять предельные отклонения, предельные размеры, допуск и годность действительного размера;

— научиться графически изображать поле допуска и читать размер на чертеже

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).

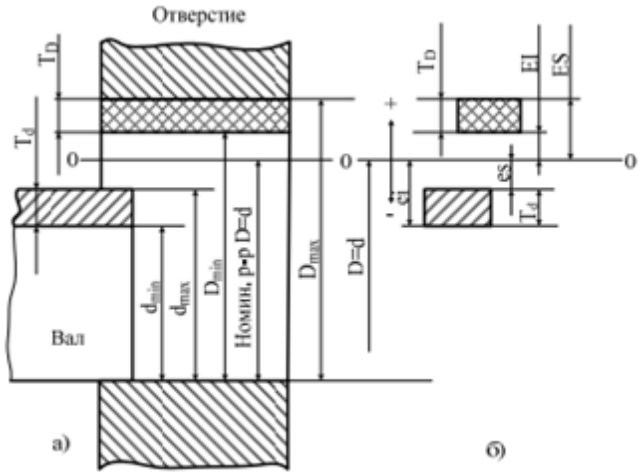


Рис. 1.1 – Посадка с зазором

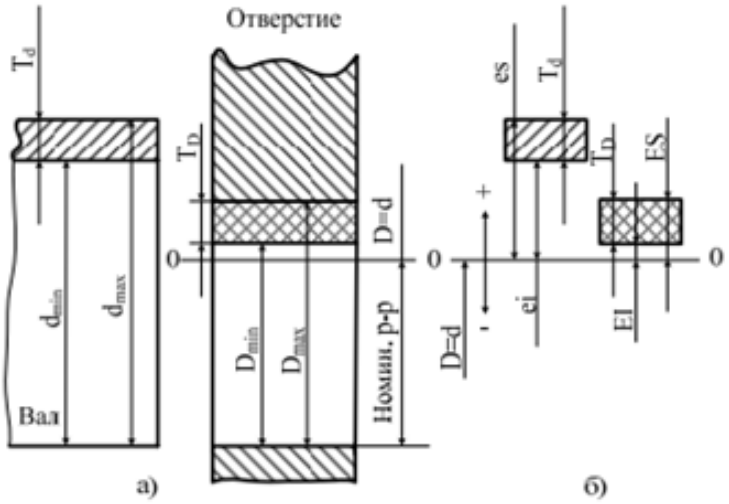


Рис. 1.2 – Посадка с натягом

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ:
номинальный размер вала d
номинальный размер отверстия D
верхнее предельное отклонение вала es
нижнее предельное отклонение вала ei
верхнее предельное отклонение отверстия ES
нижнее предельное отклонение отверстия EI
вал d
отверстие D
наибольший предельный размер вала d_{max}
наименьший предельный размер вала d_{min}
наибольший предельный размер отверстия D_{max}
Наименьший предельный размер отверстия D_{min}
допуск вала Td
допуск отверстия TD
наибольший зазор S_{max}
наименьший зазор S_{min}
наибольший натяг N_{max}
наименьший натяг N_{min}
допуск для посадки с зазором T_S
допуск для посадки с натягом T_N
допуск для переходной посадки $T_П$

Теоретическая часть:

Линейный размер - числовое значение линейной величины в выбранных единицах измерения.

Номинальный размер - размер, полученный конструктором в результате расчетов (на прочность, жесткость) или с учетом различных конструкторских и технологических соображений при проектировании.
Номинальный размер обозначается *для вала d; для отверстия D*

Номинальный размер может целым или дробным числом. Однако конструктор не должен любой размер, полученный им при расчете, принимать за номинальный и проставлять на чертеже. В противном случае для получения, например, отверстий потребуется изготовлять сверла для каждого проставленного размера, что экономически нецелесообразно. Поэтому, чтобы уменьшить разнообразие назначаемых конструктором номинальных линейных размеров, установлено обязательное применение нормальных линейных размеров. На чертеже в качестве номинального

линейного размера указывают только такой размер, который после расчета округлен до ближайшего большего значения из установленного ряда нормальных линейных размеров.

Деталь с абсолютно точным номинальным размером изготовить нельзя ввиду погрешностей при обработке. Размер, полученный в результате обработки детали, отличается от номинального, но ведь значение этого размера становится известно в результате измерения, а оно может быть с различной погрешностью. Поэтому будем говорить о действительном размере.

Действительный размер - размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Действительный размер обозначается *для вала dд; для отверстия Dд*.

Чтобы действительный размер обеспечивал функциональную годность детали, конструктор должен установить после расчета номинального размера два предельных размера - наибольший и наименьший.

Предельные размеры - это два предельно допустимых размера, которым может быть равен или между которыми должен находиться действительный размер готовой детали.

Предельные размеры обозначаются:

наибольший предельный размер *для вала d max; для отверстия Dmax*

наименьший предельный размер *для вала d min; для отверстия Dmin*

Однако задавать на чертеже два размера неудобно. Поэтому на чертеже к номинальному размеру проставляют его предельные отклонения:

1. *Верхнее предельное отклонение* - алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Верхнее предельное отклонение обозначается *для вала es; для отверстия ES*

Находится по формуле:

для вала es = d max - d;

для отверстия $ES = D_{max} - D$

2. *Нижнее предельное отклонение* - алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Нижнее предельное отклонение обозначается *для вала ei; для отверстия EI*

Находится по формуле:

для вала $ei = d_{min} - d$;

для отверстия $EI = D_{min} - D$

3. *Действительное отклонение* - алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

Отклонения могут быть положительные или отрицательные, всегда обозначаются со своим знаком. Отклонения на чертежах обозначаются в миллиметрах, а в таблицах допусков и посадок в микрометрах. [1 мм = 1000 мкм]

Допуск - зона значений размеров, между которыми должен находиться действительный размер готовой детали.

Допуск характеризует точность размера.

Допуск - разность между наибольшим и наименьшим допустимыми значениями параметра, или алгебраическая разность между верхним и нижним предельными отклонениями.

Допуск обозначается *для вала Td; для отверстия TD*

Находится по формуле:

для вала $Td = d_{max} - d_{min} = |es – ei|$;

для отверстия $TD = D_{max} - D_{min} = |ES – EI|$

Допуск знака не имеет. Чем больше допуск, тем ниже требования к точности, тем проще ее изготавливать.

Графическое изображение размеров, отклонений и полей допусков вала и отверстия

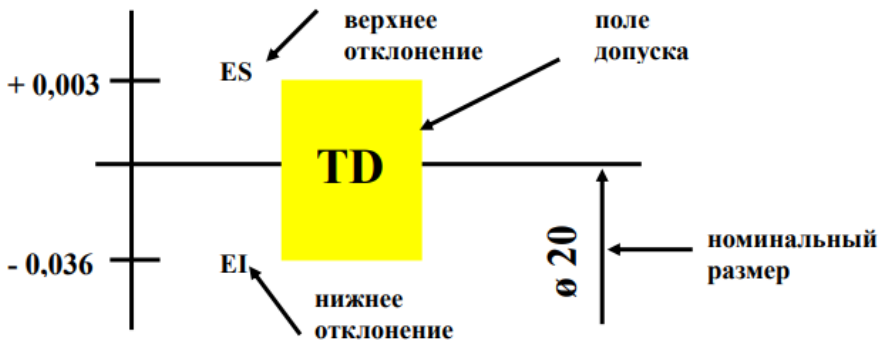
Построение схемы начинается с проведения *нулевой линии* - горизонтальная линия, соответствующая номинальному размеру, от которого откладываются отклонения размеров.

Выше нулевой линии - положительные значения, ниже - отрицательные.

Графически поле допуска изображается прямоугольником.

На вертикальной линии откладываются предельные отклонения в определенном масштабе.

Поле допуска - зона, заключенная между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям.



Однако умения правильно прочесть размер на чертеже мало, надо уметь учитывать требования, заданные на чертеже в процессе изготовления

изделия. В первую очередь надо научиться определять годность действительного размера.

Действительный размер будет годным, если он окажется не больше наибольшего предельного размера и не меньше наименьшего предельного размера или равен им - это есть *условие годности действительного размера*. Действительный размер сравнивается с предельными размерами, а не с номинальным.

В действительности размеры без чертежа не существуют, их надо обязательно соотнести с той поверхностью, обработка которой им определяется.

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называют *сопрягаемыми деталями*.

Поверхности, по которым происходит соединение детали - *сопрягаемыми поверхностями.*

Остальные поверхности называют *свободными (несопрягаемыми).*

Вал – это наружная цилиндрическая поверхность (охватываемая)

Основной вал – это вал, верхнее предельное отклонение которого равно нулю. (es = 0)

Отверстие – внутренняя цилиндрическая поверхность, а также внутренняя поверхность с параллельными плоскостями (охватывающая)

Основное отверстие – это отверстие, нижнее предельное отклонение которого равно нулю. (EI = 0)

Введение этих терминов, т.е. привязка размера к чертежу детали, позволяет уточнить сформулированное ***условие годности действительного размера:***

$$\mathbf{d_{min} \le d_д \le d_{max}}\ \textbf{для вала}$$

$$\mathbf{D_{min} \le D_д \le D_{max}}\ \textbf{для отверстия}$$

Основные расчетные зависимости:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$Sm = (S_{max} + S_{min})/2 ; \quad (1.13)$$

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

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

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

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

$$Nm = (N_{max} + N_{min})/2 \quad (1.18)$$

$$Ts = S_{max} - S_{min} = TD + Td; \quad (1.19)$$

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td \quad (1.20)$$

Пример 1.1. В двух сопряжениях типа «вал–отверстие» известны: номинальные размеры сопряжений, предельные отклонения отверстия и вала. Первое сопряжение $Ø 40 = \frac{+0{,}025}{-0{,}025}$.

$$-0{,}050$$

Второе сопряжение d = 100 мм; TD = 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 $Ø 40 = \frac{+0{,}025}{-0{,}025}$.

$$-0{,}050$$

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):

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

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

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

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

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

$$TD = ES – EI = + 0,025 – 0 = 0,025 \text{ мм};$$

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

$$Ts = TD + Td = 0,025 + 0,025 = 0,05 \text{ мм}.$$

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

$$Smin = EI – es = 0 – (– 0,025) = 0,025 \text{ мм};$$

$$Smax = ES– ei = + 0,025 – (– 0,050) =0,075 \text{ мм}$$

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

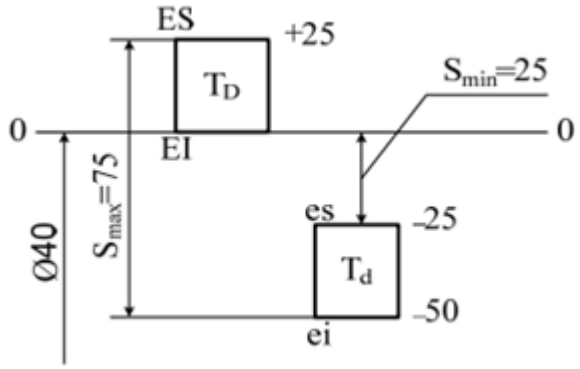


Рис. 1.3 - Схема расположения полей допусков первого сопряжения

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):

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

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

$$Dmin = D + EI = 100 – 0 = 100,000 \text{ мм};$$

$$dmax = d + es = 100 + (–0,080) = 99,920 \text{ мм};$$

$$dmin = d + ei = 100 + (–0,125) =99,875 \text{ мм}.$$

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

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

$$Ts = TD + Td= 0,035 + 0,045 = 0,080 \text{ мм}.$$

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

$$Smin = Dmin – dmax = 100,000 – 99,920 = 0,080 \text{ мм};$$

$$Smax = Dmax – dmin = 100,035 – 99,875 = 0,160 \text{ мм}.$$

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

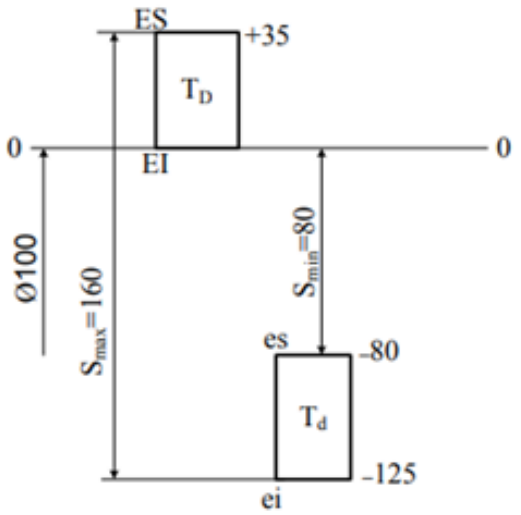


Рис. 1.4 - Схема расположения полей допусков второго сопряжения

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 Smin = 0,02 мм, наибольший зазор Smax = 0,063 мм, нижнее отклонение вала ei = – 0,04 мм, допуск вала Td = 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):

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

$$EI = Smin + es = 0,02 +(– 0,02) = 0;$$

$$ES = Smax + ei =0,063 + (– 0,040) = + 0,023 \text{ мм}.$$

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

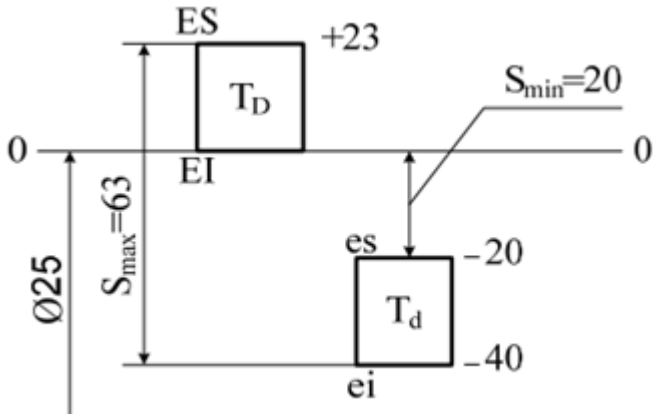


Рис.1.5 – Поле допуска

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

$$TD = ES – EI = + 0{,}023 – 0 = 0{,}023 \text{ мм};$$

$$Ts = TD + Td = 0{,}023 + 0{,}02 = 0{,}043 \text{ мм}.$$

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

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

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

$$dmax = d + es = 25 + (–0{,}02) = 24{,}98 \text{ мм};$$

$$dmin = d + ei = 25 + (–0{,}04) = 24{,}96 \text{ мм}.$$

Пример 1.3.

В посадке известны: номинальный размер соединения D, d = 60 мм, допуск вала Td =20 мкм, нижнее отклонение вала ei = + 45 мкм, натяг наибольший Nmax = 65 мкм, натяг наименьший Nmin = 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:

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

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

$$ES = ei – Nmin = +45 – 15 = +30 \text{ мкм};$$

$$EI = es – Nmax = +65 – 65 = 0.$$

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

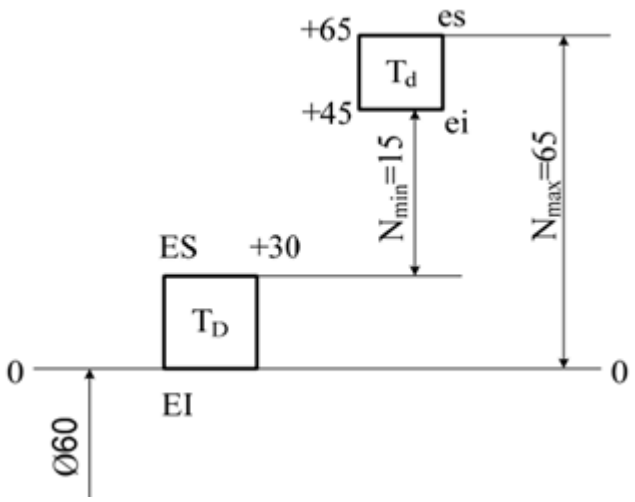


Рис.1.6 – Схема расположения полей допусков деталей сопряжения

2. Определяем допуск отверстия по уравнению (1.4):

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

Допуск посадки найдем из уравнения (1.20):

$$TN = Nmax - Nmin = 65 - 15 = 50 \text{ мкм}.$$

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

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

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

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

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

Пример 1.4. На рабочем чертеже вала задан номинальный размер с предельными отклонениями: $Ø40 = \frac{-0{,}025}{-0{,}050}$. Выборочные измерения нескольких изготовленных валов дали следующие результаты: d1 = 55,000 мм; d2 = 49,975 ММ; d3 = 49,950 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):

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

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:

$$d_{min} \le d_{действ} \le d_{max}.$$

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

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

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

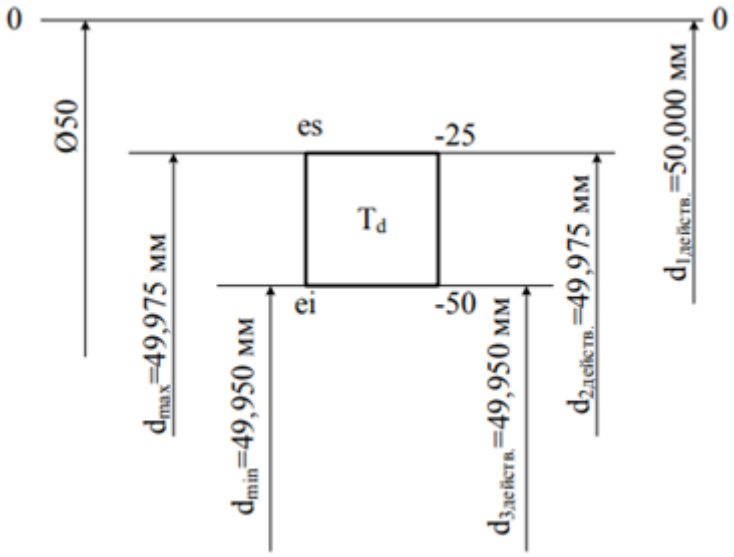


Рис.1.7 – Схема расположения поля допуска заданного вала

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	$50^{+0,35}_{+0,10}$	$56^{+0,07}_{+0,03}$	$35^{+0,060}_{+0,025}$	$19^{+0,05}_{+0,02}$	$11^{+0,040}_{+0,016}$	$6^{+0,017}_{+0,004}$	$260^{+0,070}_{+0,022}$	$180^{+0,060}_{+0,018}$	$120^{+0,050}_{+0,015}$	$80^{+0,042}_{+0,012}$

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	$42^{+0,087}_{+0,06}$	$60^{+0,105}_{+0,75}$	$100^{+0,16}_{+0,125}$	$140^{+0,19}_{+0,15}$	$8,5^{+0,039}_{+0,023}$	$11^{+0,048}_{+0,029}$	$19^{+0,062}_{+0,039}$	$250^{+0,3}_{+0,255}$	$320^{+0,35}_{+0,3}$	$450^{+0,475}_{+0,415}$

Контрольные вопросы:

1. Что такое допуск?
2. Дайте определения предельным размерам, предельным отклонениям Как они обозначаются?
3. Как определяются предельные размеры?
4. Что такое точность?
5. Дайте определение вала и отверстия, основного вала и основного отверстия.
6. Что такое взаимозаменяемость?
7. Назовите виды взаимозаменяемости?

Практическая работа № 2
Ряды допусков и основных отклонений
Допуски и посадки по ЕСДП

Цель работы: определять вид посадок для соединений деталей

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

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

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

$$i = 0.45\sqrt[3]{D} + 0{,}001D, \qquad (2.2)$$

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

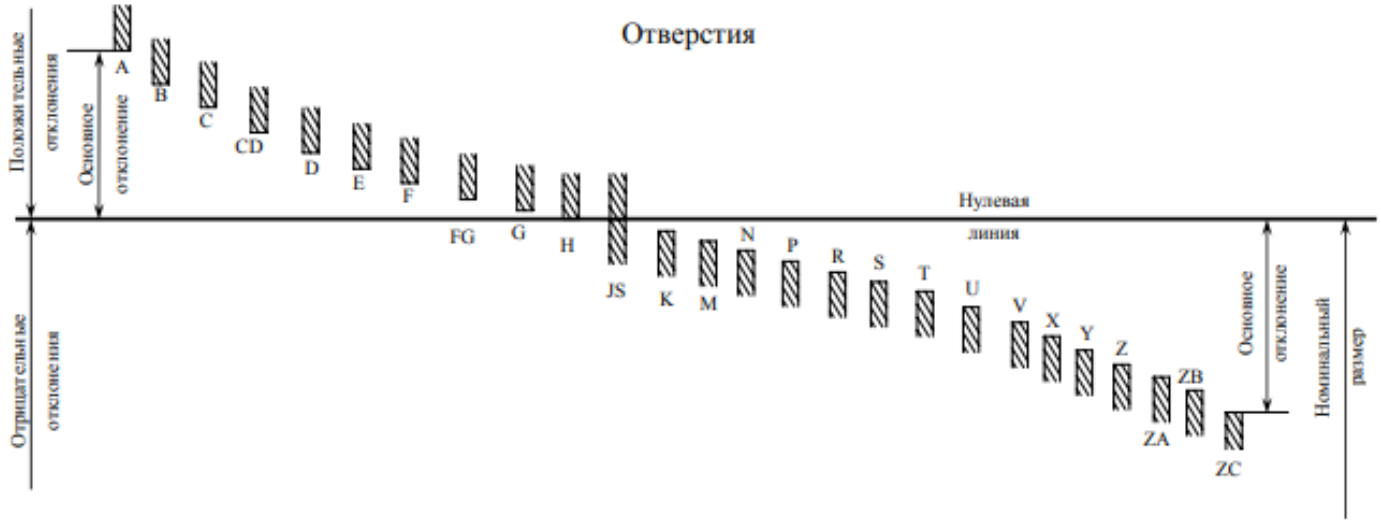


Рис. 2.1 - Основных отклонений для отверстий

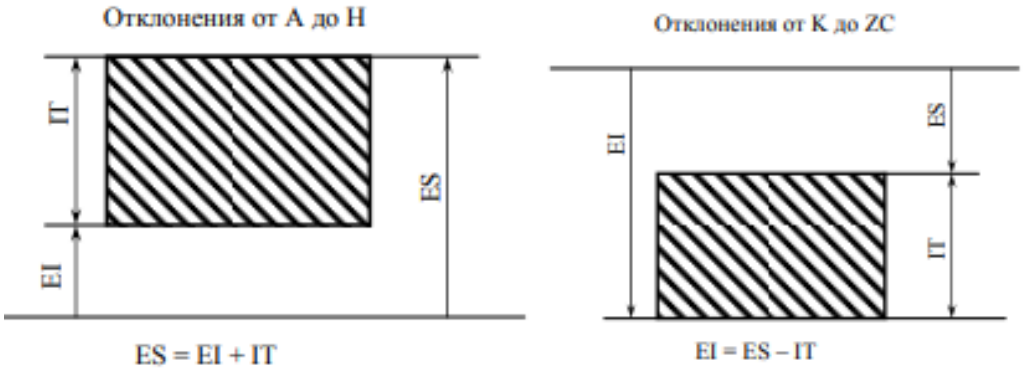


Рис. 2.2 - Основные отклонения

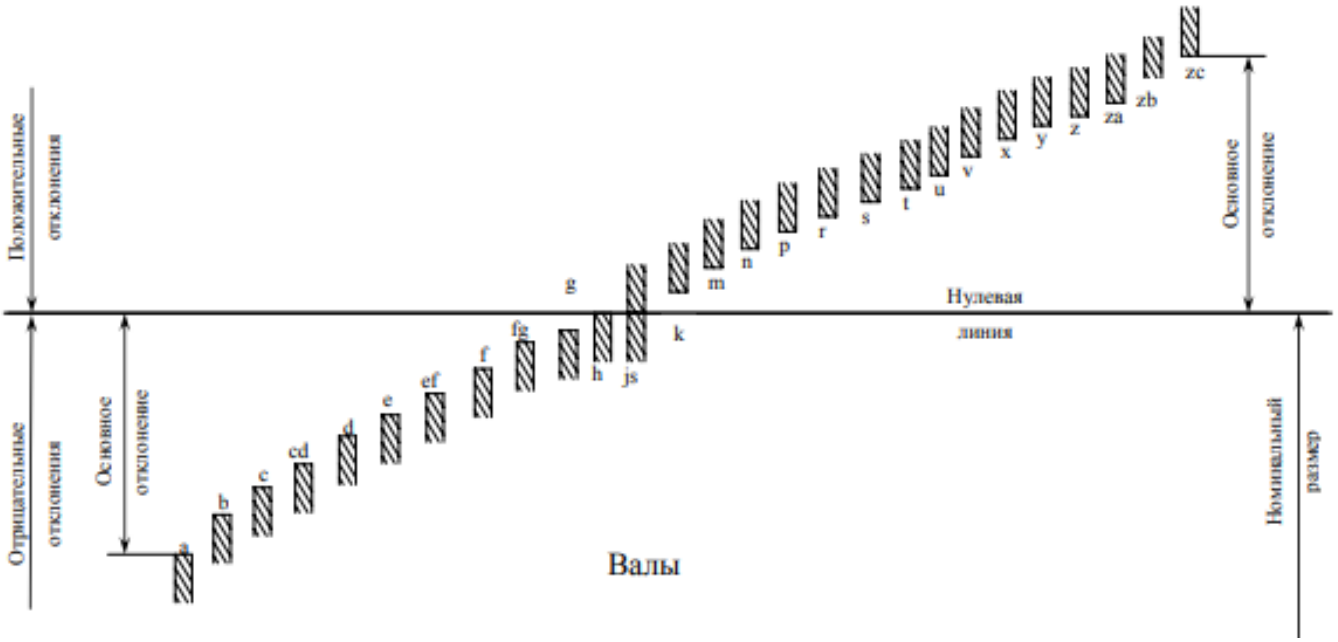


Рис. 2.3 - Основных отклонений для валов

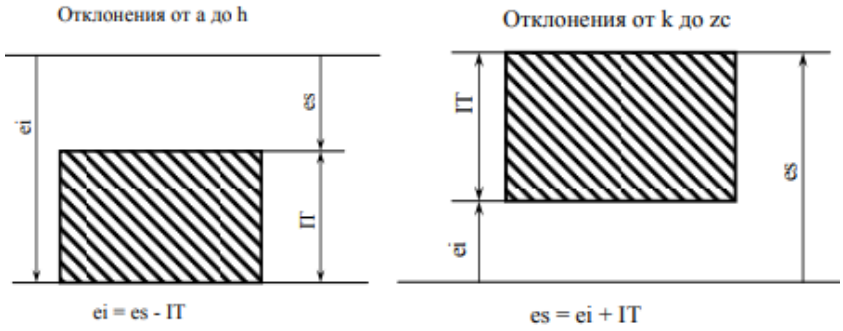


Рис. 2.4 - Основные отклонения

Точность изготовления различных деталей в ЕСДП характеризуется квалитетом.

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.

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

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

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:

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

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

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

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

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 $Ø40\frac{H7}{f7}$.

Вторая посадка $Ø50\frac{E9}{h8}$.

Решение.

Первая посадка Ø40 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 основной 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).

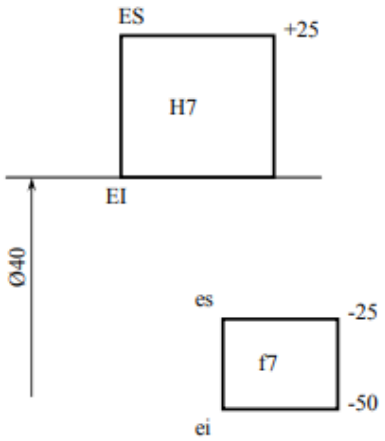


Рис. 2.5 - Схема расположения полей допусков

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

$$TD = Td = IT740 = 25 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки найдем по формуле (1.19):

$$Ts = TD + Td = 25 + 25 = 50 \text{ мкм.}$$

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 Ø50 E9/h8.

1. Эта посадка задана в системе вала по ЕСДП. Основной вал восьмого квалитета, а отверстие девятого квалитета 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 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).

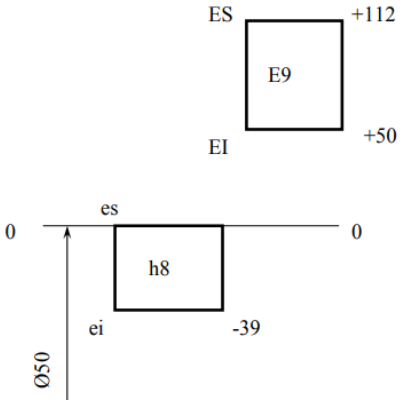


Рис. 2.6 - Схема расположения полей допусков

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

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

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

$$Ts = TD + Td = 62 + 39 = 101 \text{ мкм}.$$

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 мм и наименьший зазор Smin = 36 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):

$$T_D = k_1(0.45\sqrt[3]{D} + 0{,}001D) = 25 \cdot (0.45\sqrt[3]{98} + 0{,}001 \cdot 98) = 54 мкм$$

$$T_d = k_1(0.45\sqrt[3]{D} + 0{,}001D) = 16 \cdot (0.45\sqrt[3]{98} + 0{,}001 \cdot 98) = 34.5 мкм$$

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

$$D = \sqrt{80 \cdot 120} = 98 мкм.$$

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 TD =54 мкм, а для вала Td =35 мкм.

Найденным значениям допусков при наименьшем зазоре в посадке Smin = 36 мкм, удовлетворит посадка ЕСДП Ø120H7/f7 .

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

$$Smax = Smin + TD + Td = 36 + 54 + 35 = 125 \text{ мкм.}$$

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

Так как используется система отверстия, то

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

Предельные отклонения вала в соответствии с полем допуска f7:

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

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):

$$Ts = TD + Td = 54 + 35 = 89 \text{ мкм.}$$

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

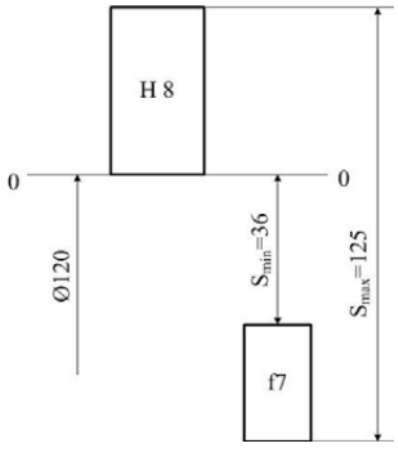


Рис. 2.7 - Схема расположения полей допусков

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

$$Ø18^{+0{,}008}_{-0{,}019}; \quad Ø42^{+0{,}025}; \quad Ø180^{+0{,}041}_{-0{,}022}$$

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 квалитета 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 мм = 27 мкм;

T_{D42} = ES – EI = + 0,025 – 0 = 0,025 мм = 25 мкм;

T_{D180} =ES – EI = + 0,041 – (–0,022) = 0,063 мм = 63 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 квалитету ЕСДП, а размеры 18 и 180 мм – по восьмому квалитету.

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

$$\Delta d = d(\alpha_Д \Delta t_Д - \alpha_{СИ} \Delta t_{СИ}),$$

где Δd – погрешность измерения, мм;

d – номинальный размер, мм;

$\alpha_Д$ – коэффициент линейного расширения материала детали;

$\Delta t_Д = t_Д - 20$ °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.

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

Погрешность измерения

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

Допуск размера Ø180g6 по ГОСТ 25346-89 составляет:

IT6180 = 25 мкм.

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

Поэтому, такие, кажущиеся незначительными, нарушения при измерении допускать нельзя. Температуру детали необходимо выравнивать 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.

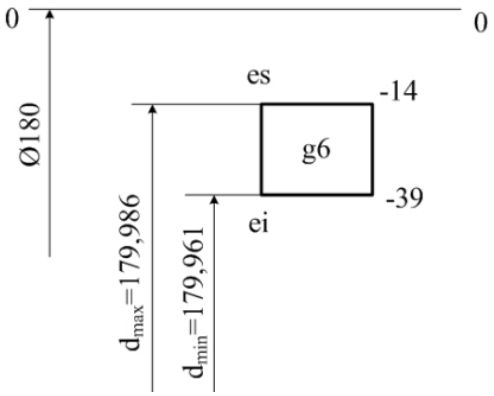


Рис. 2.8 - Схема расположения поля допуска на заданный размер с предельными отклонениями и предельными размерами

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 Smin (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 квалитету 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	$28^{+0,02}_{-0,013}$	$60^{+0,014}_{-0,032}$	$100^{+0,034}_{-0,02}$	$220^{+0,03}_{-0,016}$	$10^{+0,006}_{-0,016}$	$18^{+0,008}_{-0,019}$	$5^{-0,015}_{-0,027}$	$22^{+0,018}_{-0,014}$	$32^{+0,025}_{-0,009}$	$120^{-0,012}_{-0,051}$

Задача 5. Температура воздуха в цехе машиностроительного завода +20°С. 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, °С	+36	+45	+35	+42	+38	+40	+37	+41	+39	+42
Марка стали	40		30Х		40ХН		30ХГСА		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, °С	+40	+42	+32	+41	+39	+40	+38	+40	+37	+39
Марка стали	20		30		50Х		45Х		40ХС	

Контрольные вопросы

1. Какой принцип образования полей допусков, принятый в ЕСДП СЭВ?

2. Какие основные условия образования посадок?

3. Что такое квалитет? Как он обозначается?

4. Как определяется величина допуска?

5.Что такое основное отклонение? Сколько основных отклонений валов и отверстий существует? Как они обозначаются?

6. Какие буквы основных отклонений применяются для посадок с зазором, с натягом, для переходных посадок?

7.Что такое посадки в системе вала?

8. Что такое посадки в системе отверстия?

Практическая работа №3
РАСЧЕТ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Допуски формы и расположения поверхностей. Шероховатость поверхности Основные понятия и обозначения

Цель работы: научиться определять и обозначать отклонения формы и расположения поверхностей на чертежах деталей.

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.

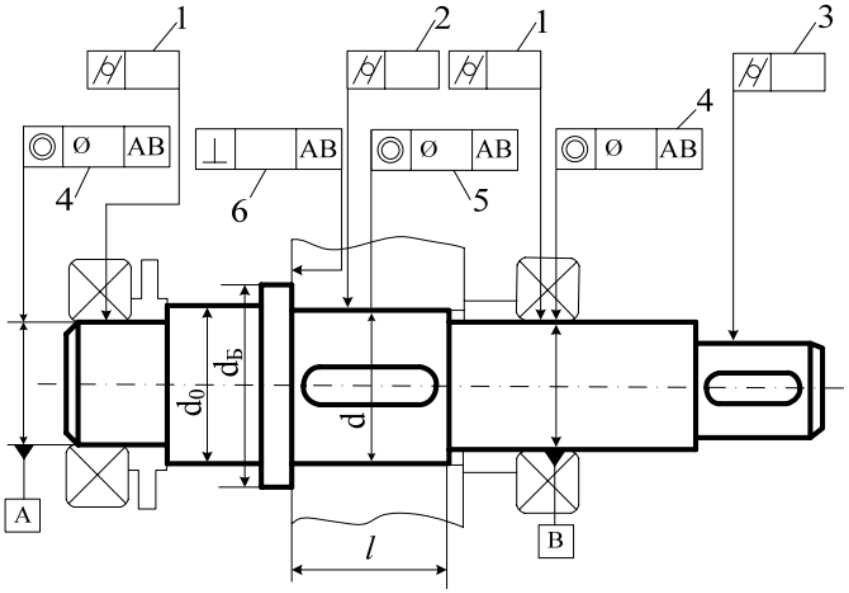


Рис. 3.1 – Чертеж детали - вал

Таблица 3.1

№ позиций на рис. 3.1	Допуски формы и расположения валов, мкм	
1	T⌭	T_O по ГОСТ 3325-85 или табл. 4 Приложения
		T= по ГОСТ 3325-85 или табл. 4 Приложения
2,3	T⌭ или T_O и T= ≈ 0,3 · IT, где IT – допуск размера	
4	T ◎ по ГОСТ 3325-85 или табл. 2 Приложения	
5	T ◎ 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	
6	T ⊥ на диаметре $d_Б$ 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	

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

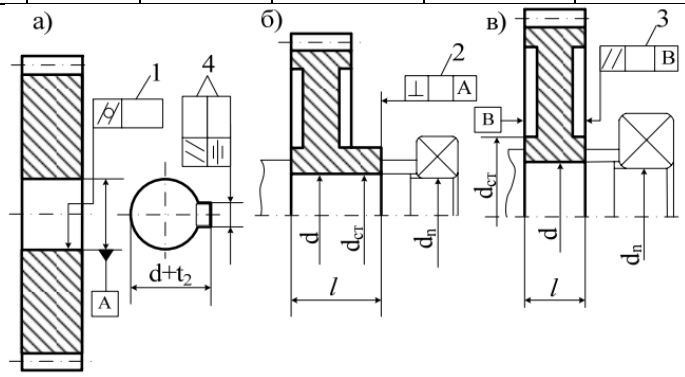


Рис. 3.2– Чертеж детали – зубчатое колесо

Таблица 3.4

№ позиций на рис. 3.2	Допуски формы и расположения для зубчатых колес, мкм
1	T⌭ или T_O и T= ≈ 0,3 · IT, где IT – допуск размера
2	T ⊥ на диаметре ступицы при l/d ≥ 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
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⌭ ≈ 0,6 · $T_{ш.п.}$ T= ≈ 0,4 · $T_{ш.п.}$

	где $T_{ш.п.}$ – допуск ширины шпоночного паза

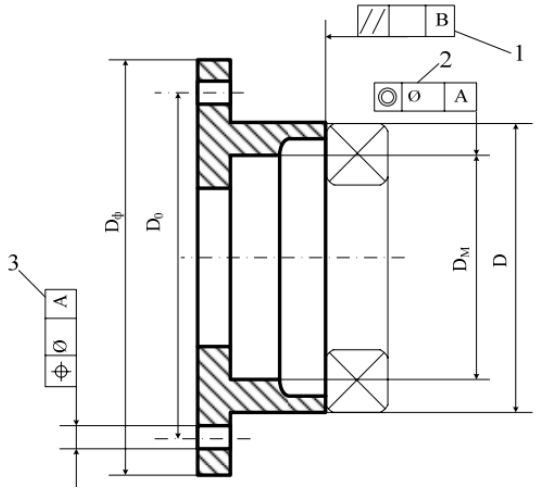


Рис. 3.3 – Чертеж детали – крышка подшипника

Таблица 3.5

№ позиций на рис. 3.3	Допуски формы и расположения для крышек подшипников, мкм
1	T// на диаметре ступицы Dф 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 ◎ на диаметре $D_м$ по табл. 3.2 Степень точности по табл. 3.2. принимать – 8
3	T ⌖ = 0,4 ($d_{отв}$ – $d_в$), где $d_{отв}$ – диаметр отверстия в крышке под винт; $d_в$ – диаметр ненарезанного стержня винта

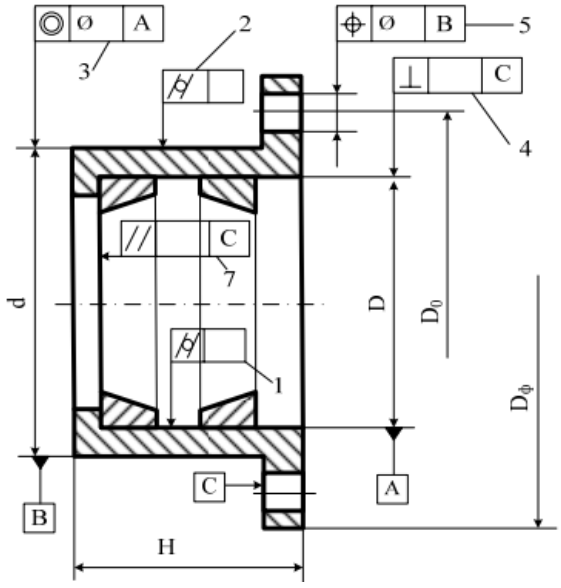


Рис. 3.4 – Чертеж детали - стакан

Таблица 3.6

№ позиций на рис. 3.3	Допуски формы и расположения для стаканов, мкм
1,2	T⌭ или T_O и T= ≈ 0,3 · IT, где IT – допуск размера отверстия
3	T◎ ≈ 0,6 · IT, где IT – допуск размера
4	T 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⌖ = 0,4 ($d_{отв}$ – $d_в$), где $d_{отв}$ – диаметр отверстия в крышке под винт; $d_в$ – диаметр ненарезанного стержня винта
6	T// на диаметре ступицы Dф 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

$$R_a \leq 0{,}15 \cdot T_ф;$$

где $T_ф$ – 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 – Ø20k6, а также номинальные размеры: do = 25 мм, d1 = 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.

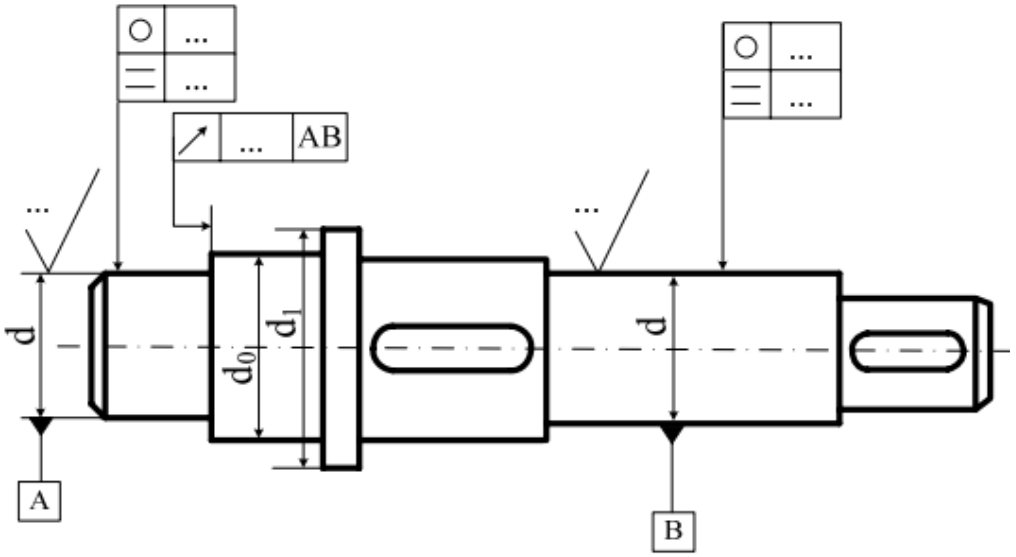


Рис. 3.5 – Чертеж детали - вал

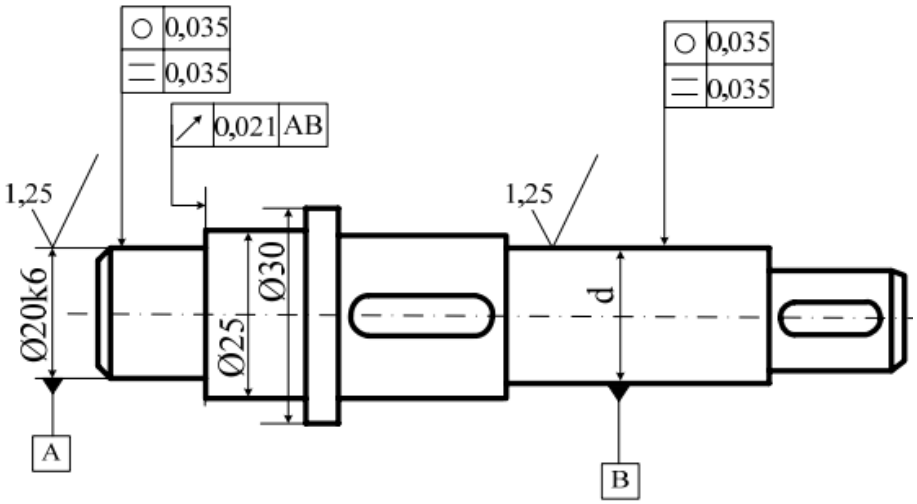


Рис. 3.6 – Чертеж детали - вал

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 $T_{\circ} = 3{,}5$ мкм; $T_{=} = 3{,}5$ мкм.

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

. Ra = 1,25 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 H7 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: dn = 50 мм, D = 55 мм, bw = 70 мм , lст = 80 мм, dст = 95 мм.

Решение.

Допуск цилиндричности внутреннего посадочного отверстия Ø55H7 по табл. 3.4 поз. 1 принимается ≈ 0,3 · Tp.

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

Можно допуск цилиндричности внутреннего посадочного отверстия Ø55H7 округлить по ГОСТ 24643-81 (СТ СЭВ 636-77).

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

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

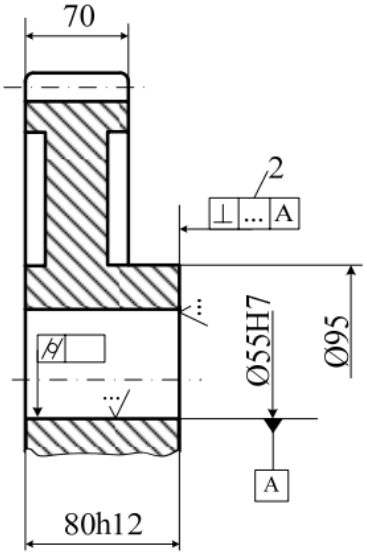


Рис. 3.7– Чертеж детали – зубчатое колесо

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 $T_{\uparrow} = 0{,}030$ мм.

3. Шероховатость поверхности отверстия Ø55H7.

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, $Ra \le 0{,}05\ T_p$, т. е. $Ra \le 0{,}05 \cdot 30 \le 1{,}5$ мкм. Ближайшее меньшее стандартное значение R_a равно 1,25 мкм.

Принимаем Ra = 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

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

Тогда Ra ≤0,15 T⊥ ≤ 0,15 · 30 ≤ 4,5 мкм.

Ближайшее меньшее стандартное значение Ra = 3,2 мкм. Принимаем Ra = 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)).

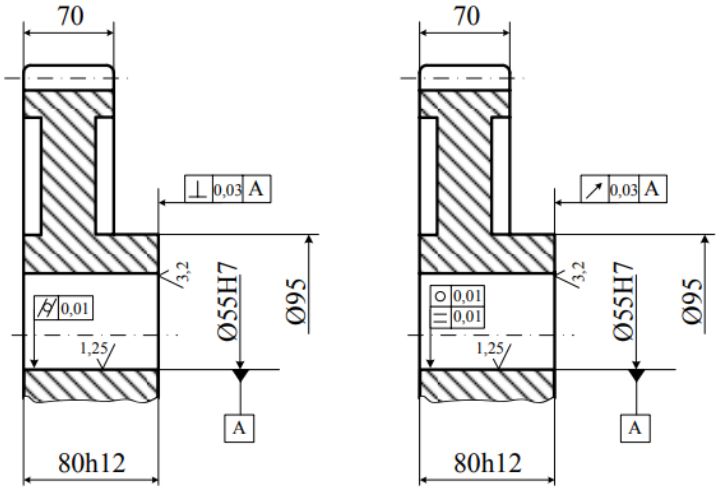


Рис. 3.8– Чертеж детали – зубчатое колесо

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.

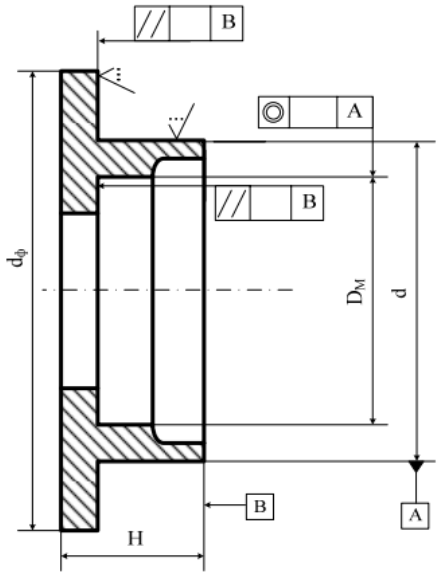


Рис. 3.9– Чертеж детали – крышка подшипника

Таблица 3.6

Предпоследняя цифра зачётной книжки		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
	$d_ф$	155	105	145	120	120	130	130	110	145	95
	$D_м$	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	$D_м$	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.

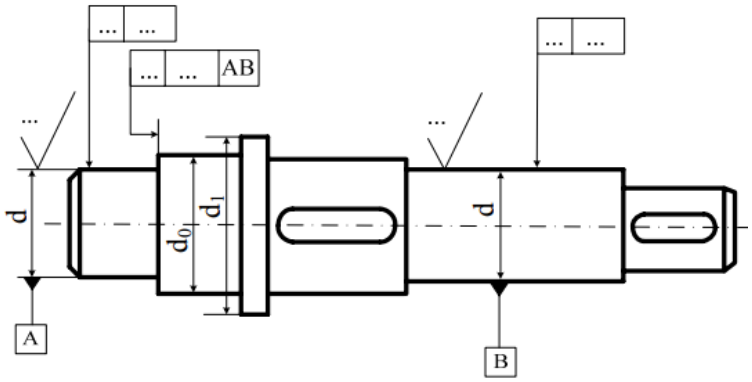


Рис. 3.10 – Эскиз заданного вала

Таблица 3.7

Предпоследняя цифра зачётной книжки		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 dn 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 значении отклонений формы, расположения и шероховатости поверхностей.

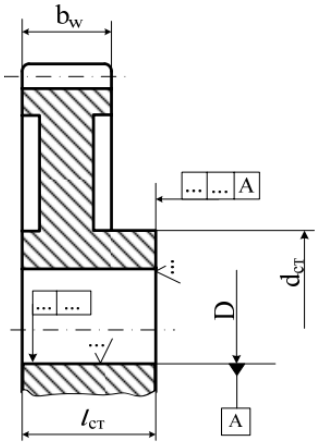


Рис. 3.11 – Эскиз заданного зубчатого колеса

Таблица 3.8

Предпоследняя цифра зачётной книжки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d_п$, 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.

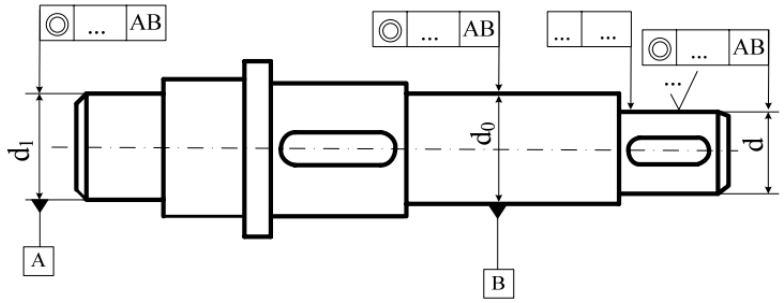


Рис. 3.12 – Эскиз заданного вала редуктора

Таблица 3.9

Предпоследняя цифра зачётной книжки		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

Контрольные вопросы:

1.Какие отклонения формы поверхностей устанавливает стандарт?

2. Какими символами обозначают отклонения формы на чертежах и где их ставят?

3. Какие отклонения расположения поверхностей устанавливает стандарт?

4. Какими символами обозначают отклонения расположения поверхностей?

5. Что такое «база»? Каким символом ее обозначают и как ставят на чертеже?

6. Что такое зависимый и независимый допуск?

7.Где и как берутся отклонения формы и расположения поверхностей?

Практическая работа № 4
РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Цель работы: Закрепить теоретические положения раздела “Расчет размерных цепей”, привить навыки в пользовании справочным материалом, ознакомить студентов с основными типами расчетов размерных цепей.

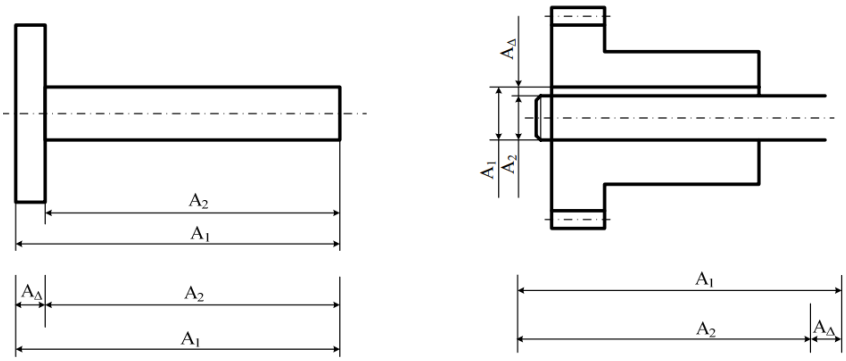
Основные понятия, обозначения и методика решения задач

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 собранном 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.



а) деталь и схема размерной цепи

б) сборочная единица и схема размерной цепи

Рис. 4.1 - Трехзвенных размерных цепей

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.

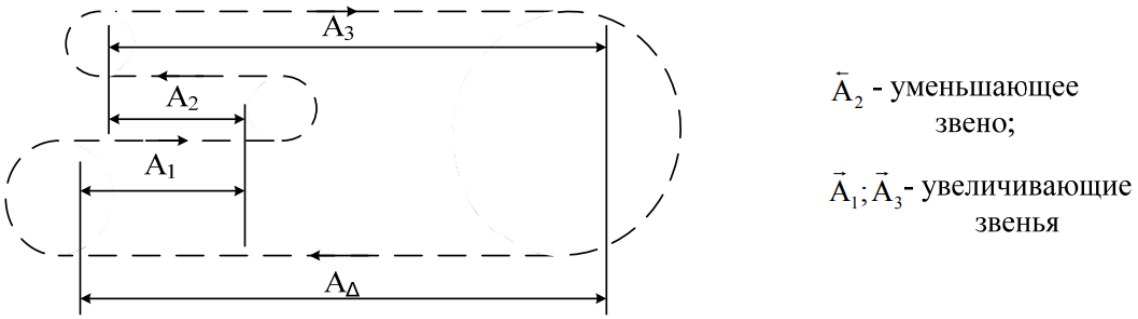


Рис. 4.2 – Схема замкнутого контура

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 пре дельные 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;... A_j – обозначение и номинальный размер звеньев размерной цепи А;

A_Δ – обозначение и номинальный размер замыкающего звена размерной цепи А;

$\vec{A}_j$: – увеличивающее j-е составляющее звено размерной цепи А;

$\overleftarrow{A}_j$ – уменьшающее j-е составляющее звено размерной цепи А;

$\lfloor A_j \rfloor$ – компенсирующее j-е составляющее звено размерной цепи А;

n – количество увеличивающих звеньев;

p – количество уменьшающих звеньев;

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

m – количество звеньев размерной цепи;

E_sA_Δ – верхнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи А;

EiA_Δ – нижнее предельное отклонение замыкающего звена размерной цепи А;

EsAj – верхнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи А;

EiAj – нижнее предельное отклонение составляющего звена размерной цепи А;

TA_Δ – допуск замыкающего звена размерной цепи А;

TAj – допуск j-го звена размерной цепи А;

EcA_Δ – координата середины поля допуска замыкающего звена размерной цепи А;

E_cAj – координата середины поля допуска j-го составляющего звена размерной цепи А;

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

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

E_mA_Δ – координата центра группирования замыкающего звена размерной цепи А;

E_mAj – координата центра группирования j-го составляющего звена размерной цепи А;

V_K – величина компенсации;

λ – относительное среднее квадратическое отклонение;

t_Δ – коэффициент риска;

α – коэффициент относительной асимметрии;

ξAj – передаточное отношение j-го звена размерной цепи А;

N – число ступеней размеров неподвижного компенсатора;

p – процент риска.

Основные расчетные формулы

Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи А определяют по формуле:

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

где j = 1, 2, ... m – порядковый номер звена размерной цепи;

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

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:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^{n} \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{p} \bar{A}_j \,, \tag{4.2}$$

где n – количество увеличивающих звеньев;

p – количество уменьшающих звеньев.

Допуск замыкающего звена $T_{A\Delta}$ при расчете на максимум – минимум находят по формуле:

$$TA_\Delta = \sum_{j=1}^{m} |\xi_A| \cdot TA_j \,, \tag{4.3}$$

Координату середины поля E_cA_Δ замыкающего звена размерной цепи А вычисляют по зависимости:

$$E_C A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{Aj} \cdot E_C A_j \,, \tag{4.4}$$

Предельные отклонения замыкающего звена A_Δ определяют:

$$E_S A_\Delta = E_C A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} \,, \tag{4.5}$$

$$E_i A_\Delta = E_C A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} \,, \tag{4.6}$$

Возможно определение предельных отклонений замыкающего звена по зависимостям:

$$E_S A_\Delta = \sum_{j-1}^{n} E_S \vec{A}_j - \sum_{j-1}^{p} E_i \bar{A}_j \,, \tag{4.7}$$

$$E_i A_\Delta = \sum_{j-1}^{n} E_i \vec{A}_j - \sum_{j-1}^{p} E_S \bar{A}_j \,, \tag{4.8}$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta max} = A_\Delta + E_s A_\Delta, \tag{4.9}$$

$$A_{\Delta min} = A_\Delta + E_i A_\Delta, \tag{4.10}$$

При расчете вероятностным методом допуск замыкающего звена находят по формуле:

$$TA_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_{j-1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_j^2 T\vec{A}_j^2} \,, \tag{4.11}$$

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 $\lambda_j^2 = \frac{1}{9}$ при нормальном законе распределения отклонений (Закон Гаусса).

При распределения отклонений по закону треугольника (закон Симпсона) $\lambda_j^2 = \frac{1}{6}$

При распределения отклонений по закону равной вероятности $\lambda_j^2 = \frac{1}{3}$

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:

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

Среднее значение допуска составляющих звеньев вычисляют по формулам:

при расчете по способу максимума – минимума

$$TA_{cp} = \frac{TA_\Delta}{\sum_{j-1}^{m-1} \left| \xi_i^2 \right|} \ , \qquad (4.13)$$

при расчете вероятностным способом

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

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

$$TA_{cp} = \frac{TA_\Delta}{m-1} , \qquad (4.15)$$

при расчете вероятностным способом

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

Решая размерную цепь способом одного квалитета (коэффициент точности):

при полной взаимозаменяемости (на максимум – минимум)

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j-1}^{m-1}\left(0.45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0.001 \cdot A_j\right)}, \quad (4.17)$$

при неполной взаимозаменяемости (вероятностный расчет)

$$k_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{j-1}^{m-1}\left(0.45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0.001 \cdot A_j\right)^2 \cdot K_j^2}}, \quad (4.18)$$

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

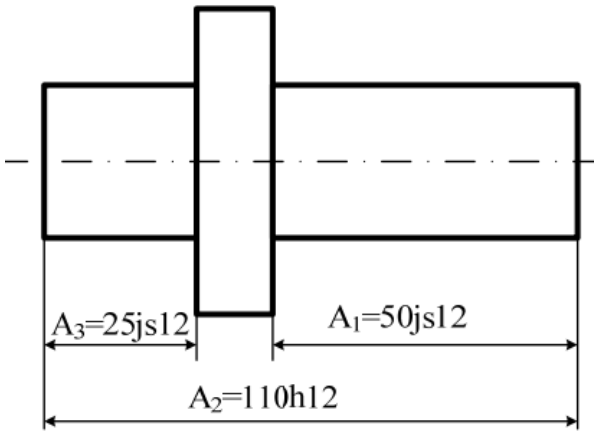


Рис. 4.3 – Рабочий чертеж детали

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.

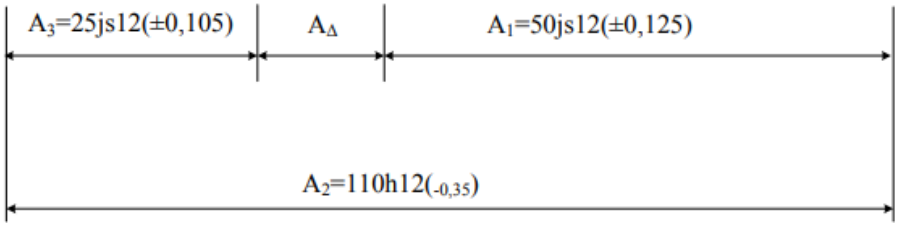


Рис. 4.4 - Схема размерной цепи

По ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88) находим величины допусков и отклонений звеньев и наносим их на схему: A_1=50js12(±0,125); A_2=110h12($^{-}_{0,35}$); A_3 = 25js12(±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, сто звенья А1 и A_3 уменьшающие (направление стрелок обхода по контуру совпадает с направлением стрелки замыкающего звена), а звено A_2 – увеличивающее (рис. 4.5).

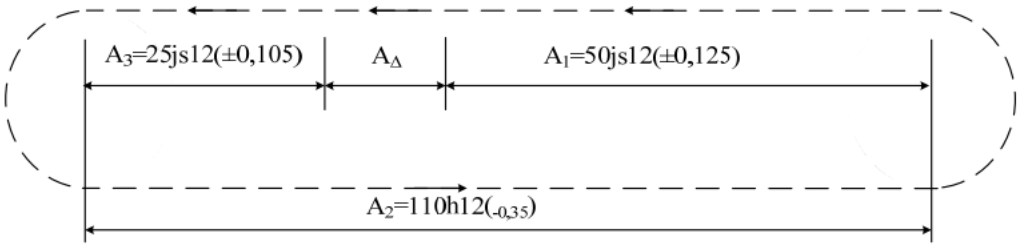


Рис. 4.5 – Схема замкнутого контура

Способ «а» (расчет на max–min)

Номинальное значение замыкающего звена находим по формуле (4.2):

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

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

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

Верхнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.7)

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

Нижнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.8)

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

Проверка:

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

Отклонения определены правильно.

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

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

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

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

Способ «б» (вероятностный расчет)

Номинальное значение замыкающего вычисляется по формуле (4.2) и было определено выше A_Δ=35 мм.

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

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

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).

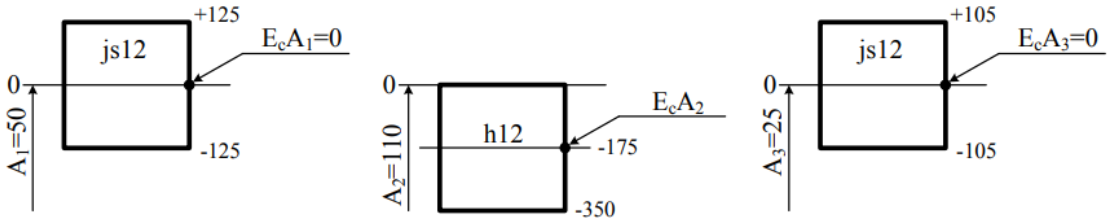


Рис.4.6 – Схема полей допусков

$$E_C A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{Aj} \cdot E_C A_j = \sum_{j=1}^{n} E_C \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{p} E_C \vec{A}_j = -175 - 0 - 0 = -175 мкм = -0{,}175 мм,$$

Верхнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.5)

$$E_S A_\Delta = E_C A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} = -0{,}175 + \frac{0{,}479}{2} = 0{,}0645 мм$$

Нижнее отклонение замыкающего звена по формуле (4.6)

$$E_i A_\Delta = E_C A_\Delta + \frac{TA_\Delta}{2} = -0{,}175 - \frac{0{,}479}{2} = -0{,}4145 мм$$

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

$$A_{\Delta max} = A_\Delta + E_s A_\Delta = 35 + 0{,}0645 = 35{,}0645 мм$$

$$A_{\Delta min} = A_\Delta + E_i A_\Delta = 35 + (-0{,}4145) = 34{,}5855 мм$$

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

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.

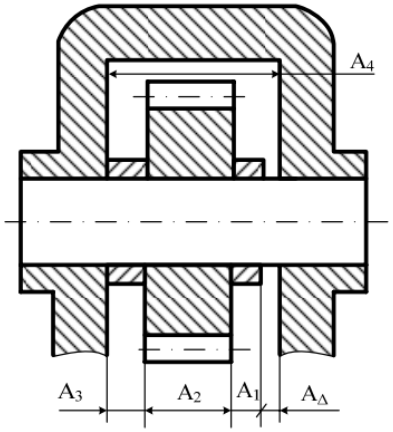


Рис. 4.7 – Сборочный механизм

Составить размерную цепь и определить:

- предельные отклонения на все составляющие звенья;
- расчет произвести для двух вариантов:

а) на max–min;

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

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

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 квалитета.

Вариант «а» (расчет на max–min)

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

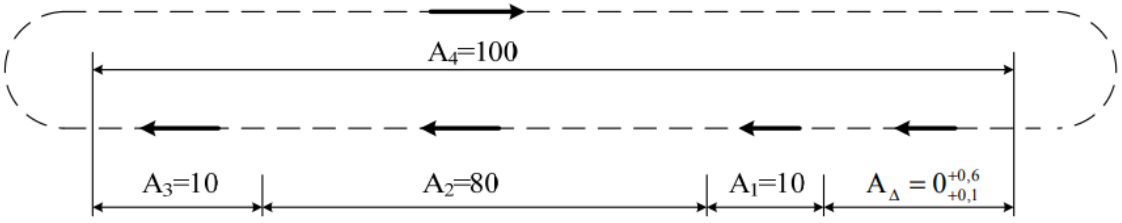


Рис. 4.8 - Схема размерной цепи

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 $TA_\Delta=EsA_\Delta–EiA_\Delta=+0,6–0,1=0,5$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 схемы 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 охватывающие 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 квалитета). Определим среднее число единиц допуска в допуске размеров по формуле (4.17)

$$k_{cp} = \frac{TA_\Delta}{\sum_{j-1}^{m-1}\left(0.45\cdot\sqrt[3]{A_j}+0.001\cdot A_j\right)} = \frac{TA_\Delta}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}$$

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→i=0,9 мкм; A_2=80 мм→i =1,86 мкм; A_3=10 мм→i =0,9 мкм; A_4=100 мм→i=2,17 мкм.

Среднее число единиц допуска в допуске размеров

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

Полученное значение $k_{ср}$ = 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:

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

$A_{2(вал)}$ = 820 мм по IT10 →$80_{-0,12}$ мм

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

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

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

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

Заданное значение допуска замыкающего звена TA_{Δ}=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.

Имеем:

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

Окончательно получим верхнее предельное отклонение $E_S \vec{A}_4$

$$E_S \vec{A}_4 = E_S A_\Delta + (E_i \overleftarrow{A}_1 + E_i \overleftarrow{A}_2 + E_i \overleftarrow{A}_3) = +0{,}6 + (-0{,}058 - 0{,}12 - 0{,}058) = +0{,}364 мм$$

Для нижнего предельного отклонения A_4 имеем:

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

$$E_i A_4 = E_i \vec{A}_\Delta - (E_s \overleftarrow{A}_1 + E_s \overleftarrow{A}_2 + E_s \overleftarrow{A}_3) = +0.1 + 0 + 0 + 0 = +0.1 мм$$

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

Вариант «б» (вероятностный расчет)

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

$$k_{ср} = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_{j-1}^{m-1} \left(0.45 \cdot \sqrt[3]{A_j} + 0.001 \cdot A_j\right)^2 \cdot K_j^2}} = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_{j-1}^{m-1} i_j^2 \cdot K_j^2}} =$$

$$= \frac{500}{\sqrt{0.9^2 \cdot 1^2 + 1.86^2 \cdot 1^2 + 0.9^2 \cdot 1^2 + 2.17^2 \cdot 1^2}} = 159.8$$

Это значение $k_{ср}$ 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:

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

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

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

$A_{4(отверстие)}$ = 100 мм по IT12 → $100^{+0,350}$ мм

Выполняем проверку назначенных допусков по формуле (4.12):

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

Это немного превышает заданное значение допуска замыкающего звена TA_Δ = 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→ $IT11_{10}$ = 0,09 мм.

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

$$E_C A_\Delta = \sum_{j=1}^{m-1} \xi_{Aj} \cdot E_C A_j = \sum_{j=1}^{n} E_C \vec{A}_j - \sum_{j=1}^{p} E_C \overleftarrow{A}_j ,$$

$$E_C A_\Delta = E_C \vec{A}_4 - E_C \overleftarrow{A}_1 - E_C \overleftarrow{A}_2 - E_C \overleftarrow{A}_3$$

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

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

В результате получим:

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

$$E_i A_1 = E_C A_1 - \frac{TA_1}{2} = 0{,}05 - \frac{0{,}09}{2} = +0{,}005 мм$$

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 А1; А2; А3. 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; α_j=0.

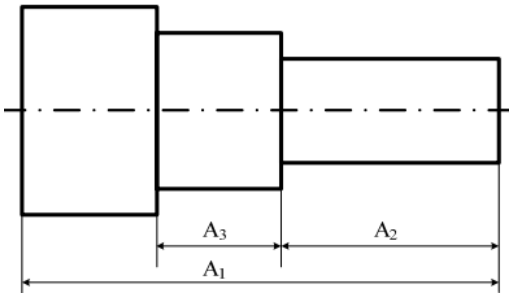


Рис. 4.9 – Рабочий чертёж заданной детали

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 АΔ;
- 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; α_j=0.

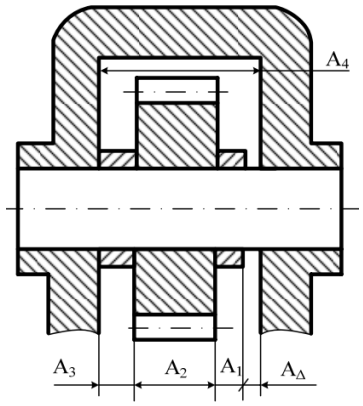


Рис. 4.10– Рабочий чертёж заданного механизма

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	

Контрольные вопросы

1. Что такое размерная цепь?
2. Классификация размерных цепей.
3. Перечислите задачи, решаемые при расчете размерных цепей
4. Приведите пример прямой задачи при расчете размерных цепей
5. Приведите пример обратной задачи при расчете размерных цепей
6. Какое звено называют исходным?
7. Какое звено называют замыкающим?
8. Какие звенья называют увеличивающими?
9. Какие звенья называют уменьшающими?
10. Перечислите способы решения размерных цепей.
11. В чем сущность расчета размерной цепи методом максимума-минимума?

Практическая работа № 5
РАСЧЕТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ГЛАДКИХ РАБОЧИХ КАЛИБРОВ ДЛЯ КОНТРОЛЯ ВАЛА И ОТВЕРСТИЯ

Цель работы: ознакомиться с конструкциями калибров, правилами конструирования и расчета гладких калибров

Краткие теоретические основания выполняемого задания

Измерение – это нахождение числового значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств (например, универс. измерит. средств). Контроль – это проверка соответствия показателей качества продукции установленным требованиям, т.е. определение того, находится ли значение контролируемой физической величины между предельными ее значениями или вне их, исключая процесс измерения. Калибры – бесшкальные контрольные инструменты, которые позволяют осуществлять контроль детали, исключая процесс измерения. Каждый из видов измерительных средств имеет свои конкретные области применения:- калибры применяются для контроля размеров деталей 6– го – 17– го квалитетов при известных номинальных размерах в пределах 1…500 мм.

Классификация калибров.

По виду контролируемых изделий и параметров:

- гладкие для цилиндрических изделий;
- резьбовые;
- шлицевые; и др.

По числу единовременно контролируемых элементов:

- элементные – для контроля отдельных линейных размеров;
- комплексные – для одновременного контроля нескольких элементов.

По условиям оценки годности деталей:

- нормальные;
- предельные.

При контроле нормальными калибрами годность проверяемых элементов оценивают на основании субъективных ощущений контролирующего (т.к. нормальный калибр должен проходить без усилия, но и без зазора).

Предельные калибры ограничивают размеры деталей, распределяя их на три группы:

- годные;
- брак вследствие перехода за верхнюю границу допуска;
- брак вследствие перехода за нижнюю границу допуска.

Для работы с предельными калибрами требуется меньшая квалификация рабочего и контролёра и повышается объективность процесса контроля.

Предельные калибры изготовляют попарно. Один из них называют проходным, а другой непроходным.

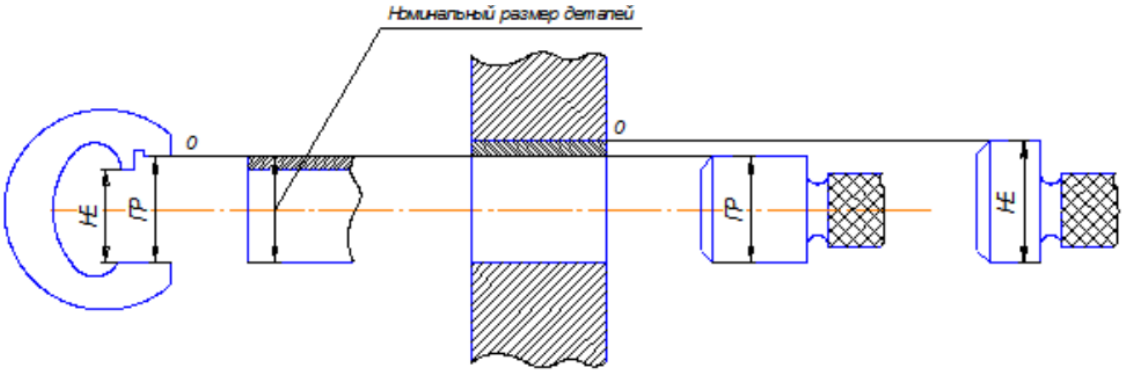


Рис. 5.1 – Схема контроля деталей гладкими калибрами

Для внутренних измерений номинальный размер проходного калибра выполняют по номинальному, а непроходного по наибольшему предельным размерам.

Для наружных измерений номинальный размер проходного калибра выполняют по наибольшему, а непроходного по наименьшему предельным размерам.

Проверяемое изделие считают годным, если проходной калибр проходит, а непроходной калибр не проходит в проверяемое изделие (Показать на образцах).

Если проходной калибр не проходит, то деталь является исправимым браком, если непроходной калибр проходит, то деталь – неисправимый брак.

По технологическому назначению калибры подразделяют на:

- рабочие;
- контрольные.

Рабочие калибры используют для контроля деталей на рабочих местах в процессе их изготовления. Этими калибрами пользуются рабочие и контролеры ОТК завода – изготовителя.

Контрольные калибры предназначены для контроля или регулировки рабочих калибров. Они являются непроходными и служат для изъятия и эксплуатации вследствие износа проходных рабочих калибров – скоб.

Согласно действующим стандартам калибры имеют следующие обозначения:

Р – ПР – проходной рабочий калибр;

Р – НЕ – непроходной рабочий калибр;

К – ПР – контрольный калибр для проходного рабочего (нового) калибра;

К – НЕ – контрольный калибр для непроходного рабочего (нового) калибра;

К – И – контрольный калибр для контроля износа проходной стороны рабочего калибра.

Конструкции калибров.

Для контроля валов используют главным образом скобы. Основные конструкции калибров – скоб установлены ГОСТ 18355 – 73 ¼18368 – 73. Наиболее распространены односторонние двух предельные скобы. Применяют также регулируемые скобы, которые можно настраивать на различные размеры.

Регулируемые скобы имеют меньшую точность и надежность, поэтому их применяют для контроля изделий 8 – го и грубее квалитетов.

Для контроля отверстий применяют калибры – пробки конструкции, которых установлены ГОСТ 14807 - 69¼14827 – 69. Калибры – пробки могут быть двухсторонними для размеров до 50 мм и односторонними для размеров свыше 50 мм.

Для снижения затрат на калибры стремятся увеличить их износостойкость. Для изготовления калибров используются стали марок 20; 20Х; У7; У8; ХВГ; ШХ15; Для рабочих поверхностей калибров используются пластинки из твердых сплавов ВК –6, ВК – 8.

Калибры, оснащенные сплавами имеют износостойкость в 50¼150 раз выше, чем стальные.

Основной принцип конструирования калибров

При конструировании предельных калибров следует соблюдать принцип подобия (принцип Тейлора), согласно которому проходные калибры должны являться прототипом сопрягаемой детали с длиной, равной длине соединения (т.е. калибры для валов должны иметь форму колец), и контролировать размеры по всей длине соединения с учетом погрешностей формы деталей.

Непроходные калибры должны иметь малую измерительную длину и контакт, приближающийся к точному, чтобы проверять собственно только размер детали.

На практике иногда приходится отступать от принципа подобия вследствие неудобства контроля. Например, контроль проходным кольцом потребовал бы снятия детали, закрепленной в центрах станка. Поэтому вместо колец применяют проходные скобы с широкими измерительными поверхностями.

Маркировка калибров.

На калибрах наносят следующую маркировку:
- номинальный размер изделия; (Æ70)
- условное обозначение предельных отклонений изделия (Н7);
- величины предельных отклонений изделия в мм; ($^{+0,03}$)
- обозначение калибра (ПР, НЕ);
- товарный знак завода – изготовителя.

Расчет исполнительных размеров гладких калибра-пробки

Пример:

Расчет пробки для контроля отверстия Ø20Н7

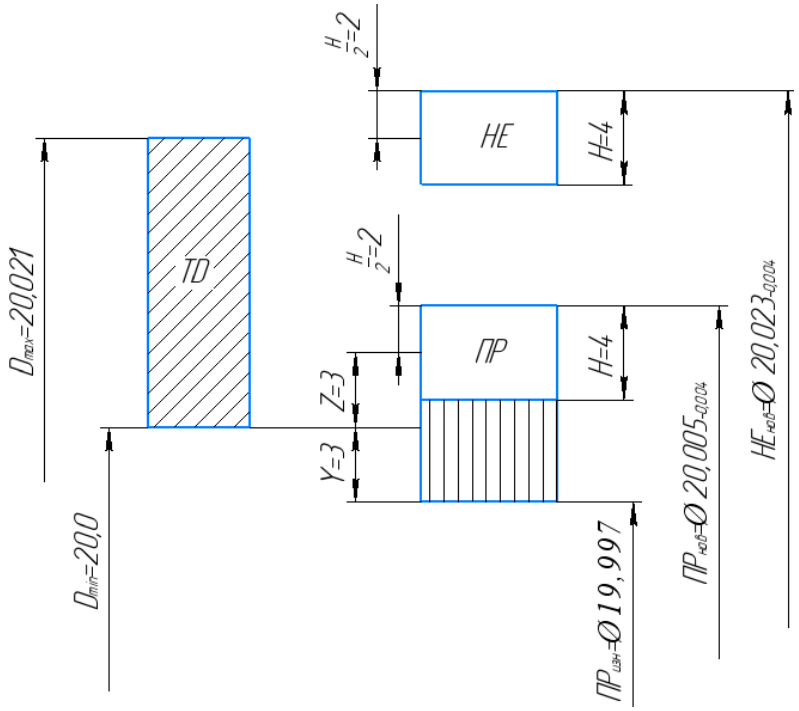
1.Исходные данные:

Ø20Н7=Ø20$^{+0,021}$ мм (7 квалитет точности)

D_{max}=20,021 мм

D_{min}=20 мм

2. Схема полей допусков калибра-пробки.



Определение допусков и величины определяющие расположение полей допусков калибров (приложение 9) для размеров

Z - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера изделия;

Y - допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия;

H - допуск на изготовление калибров.

Z=3мкм=0,003 мм

Y=3 мкм=0,003 мм

H=4 мкм=0,004 мм

3. Исполнительные размеры калибра-пробки

3.1. Проходная сторона новая:

$$ПР_{нов} = \left(D_{\min} + Z + \frac{H}{2} \right)_{-H}, \quad (5.1)$$

$$ПР_{нов} = \left(20 + 0{,}003 + \frac{0{,}004}{2} \right)_{-0.004} = 20{,}005_{-0{,}004} мм$$

3.2. Проходная сторона изношенная:

$$ПР_{изн} = D_{\min} - Y, \quad (5.2)$$

$$ПР_{изн} = 20 - 0{,}003 = 19{,}997 мм$$

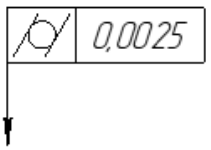
3.3. Непроходная сторона новая:

$$НЕ_{нов} = \left(D_{\max} + \frac{H}{2} \right)_{-H}, \quad (5.3)$$

$$НЕ_{нов} = \left(20.021 + \frac{0.004}{2} \right)_{-0{,}004} = 20.023_{-0{,}004} мм$$

3.4. Допуск на форму (нецилиндричность) по Ø20h2 вставок ПР и НЕ

Ø20h2= $Ø20_{-0{,}0025}$ Td=0,0025 мм



4. Конструкция и размеры гладких двусторонних калибров-пробок со вставками должны соответствовать ГОСТ 14807-69 – ГОСТ 14827-69

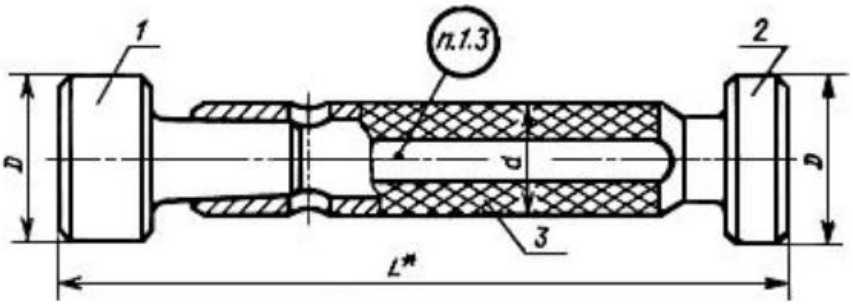


Рис. 5.2 – чертеж калибр - пробки

Расчет исполнительных размеров гладких калибра-скобы

Пример:

Расчет пробки для контроля отверстия Ø20g6

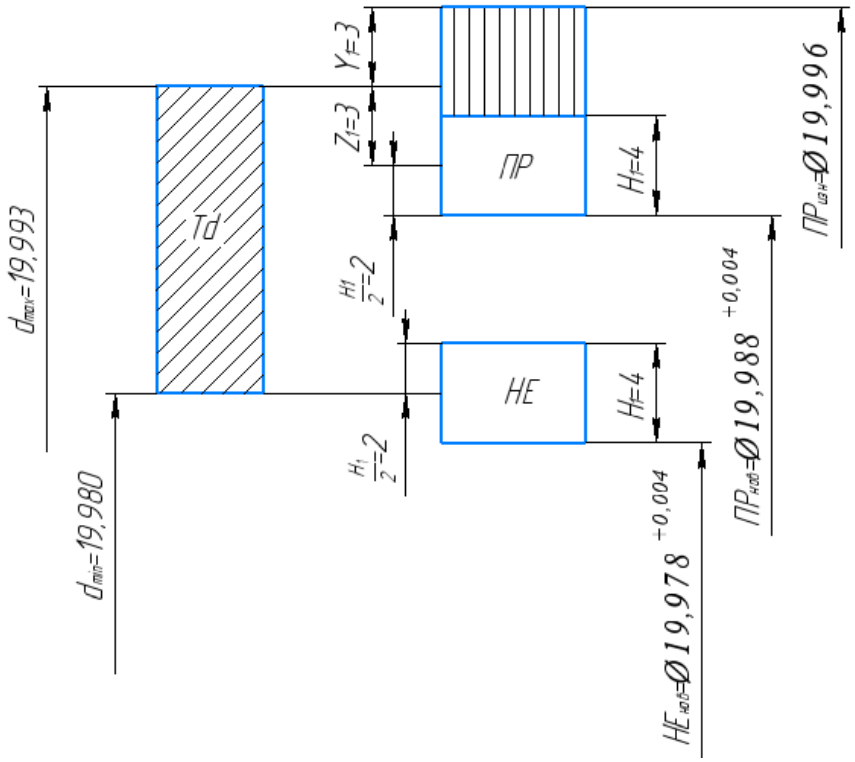
1.Исходные данные:

Ø20g6=$Ø20^{-0{,}007}_{-0{,}020}$ мм (6 квалитет точности)

d_{max}=19,993 мм

d_{min}=19,980 мм

2. Схема полей допусков калибра-скобы.



Определение допусков и величины определяющие расположение полей допусков калибров (приложение 9) для размеров

Z_1 - отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера изделия;
Y_1 - допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия;
H_1 - допуск на изготовление калибров для вала.
Z_1=3мкм=0,003 мм
Y_1=3 мкм=0,003 мм
H_1=4 мкм=0,004 мм
3. Исполнительные размеры калибра-пробки
3.1. Проходная сторона новая:

$$ПР_{нов} = \left(d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} \right)^{+H_1}, \quad (5.4)$$

$$ПР_{нов} = \left(19{,}993 - 0{,}003 - \frac{0{,}004}{2} \right)^{+0{,}004} = 19{,}988^{+0{,}004}\,мм$$

3.2. Проходная сторона изношенная:

$$ПР_{изн} = d_{\max} + Y_1, \quad (5.5)$$

$$ПР_{изн} = 19{,}993 + 0{,}003 = 19{,}996 мм$$

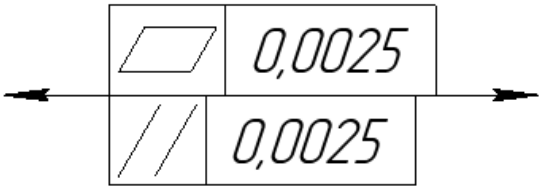
3.3. Непроходная сторона новая:

$$НЕ_{нов} = \left(d_{\min} - \frac{H_1}{2} \right)^{+H_1}, \quad (5.6)$$

$$HE_{нов} = \left(19{,}980 - \frac{0.004}{2}\right)^{+0{,}004} = 19{,}978^{+0{,}004}\ мм$$

3.4. Допуск на форму (не плоскостность и не параллельность сторон скобы) по Ø20Н2 вставок ПР и НЕ

Ø20Н2= $Ø20^{+0{,}0025}$ TD=0,0025 мм



4. Конструкция и размеры калибра-скобы должны соответствовать ГОСТ 18358-73 – ГОСТ 18369-73

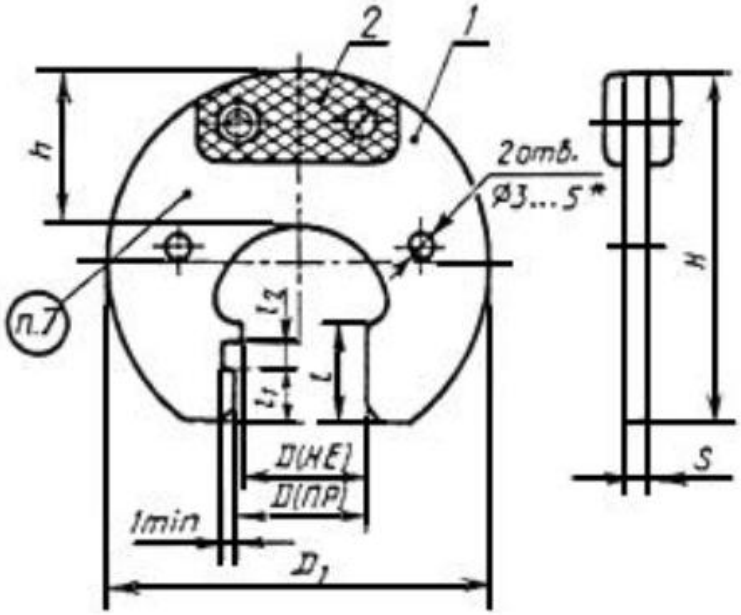


Рис. 5.3 – чертеж калибр - скобы

Контрольные вопросы:

1. Что такое калибр?
2. Какие бывают калибры?
3. Как проводится контроль калибрами?
4. Как расположены поля допусков калибров по отношению к полю допуска контролируемого размера?
5. Какие допуски устанавливают для калибров-пробок, калибров-скоб?
6. Как маркируют калибры и где?
7. Для чего нужны калибры?

Практическая работа № 6
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Цель работы: Определить допуски на наружный и внутренний диаметр резьбы, предельные размеры резьбы

Основные параметры резьбы

Резьбовые соединения широко применяются в машиностроении и приборостроении (около 60 % всех деталей имеют резьбу). Резьбы делятся по назначению на крепежные и специальные. Крепежные резьбы используют для соединения деталей, подлежащих периодическому разъему. Специальные резьбы могут быть кинематическими (для передачи движения и усилий), упорными (для восприятия односторонних больших нагрузок), трубными (для герметичных соединений) и др.

К первой группе относятся следующие резьбы:

1) крепежные – метрические, применяемые для разъемного соединения деталей машин; основное их назначение – обеспечение прочности соединений и сохранение плотности стыка в процессе длительной эксплуатации. Метрическую резьбу повышенной точности применяют для точных микрометрических пар;

2) кинематические (трапецеидальная и прямоугольная), применяемые для ходовых винтов, измерительных приборов. Основное их назначение – обеспечение точного перемещения при наименьшем трении, а также для преобразования вращательного в прямолинейное в прессах;

3) трубные и арматурные – для обеспечения герметичности соединений.

Общими для всех резьб являются требования работоспособности и свинчиваемости без подгонки независимо изготовленных резьбовых деталей.

Метрическая резьба является универсальной, она получила наиболее широкое распространение. Профиль метрической резьбы и основные параметры установлены по ГОСТ 9150 (см. рис. 6.1). Метрическая резьба может выполняться с крупным и мелким шагом. Мелкий шаг назначается для тонкостенных деталей, при короткой длине свинчивания, равной высоте гайки, при работе в условиях вибрационных нагрузок. Зависимость шага от диаметра резьбы и ряды предпочтительного применения установлены в ГОСТ8724 (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Диаметры и шаги по ГОСТ 8724

Номинальный диаметр *d*			Шаг резьбы *P*		Номинальный размер *d*			Шаг резьбы *P*	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	Крупный	Мелкий	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	Крупный	Мелкий
5	–	–	0,8	0,5	–	52	–	5	4; 3; 2; 1,5; 1
6	–	–	1	0,5	–	–	55		4; 3; 2; 1,5
8	–	–	1,25	1; 0,75; 0,5	56	60	–	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
10	–	–	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5	–	–	58; 62		4; 3; 2; 1,5;
12	–	–	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	64	68	–	6	4; 3; 2; 1,5; 1
–	14	–	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	–	–	65	–	4; 3; 2; 1,5
–	–	15; 17		1,5; 1	–	–	70	–	6; 4; 3; 2; 1,5
16	–	–	2	1,5; 1; 0,75; 0,5	–	–	75	–	4; 3; 2; 1,5
20	18; 22	–	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	72; 80	76	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5; 1
24	27	–	3	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	–	–	78; 82	–	2
–	–	25; 28	–	2; 1,5; 1	90	85	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5
30	33	–	3,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	–	95	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5
–	–	26; 35; 38	–	1,5	100	105	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5
36	39	–	4	3; 2; 1,5; 1	110	115	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5
–	–	40	–	3; 2; 1,5	–	120	–	–	6; 4; 3; 2; 1,5
42	45		4,5	4; 3; 2; 1,5; 1	125	130	–	–	8; 6; 4; 3; 2; 1,5

48	–	–	5	4; 3; 2; 1,5; 1	140; 160	150; 170	–	–	8; 6; 4; 3; 2; 1,5
–	–	50	–	3; 2; 1,5	180; 200	190	–	–	8; 6; 4; 3; 2

Основные размеры метрической резьбы выполняются по ГОСТ24705. Основные параметры – общие для наружной (болта) и внутренней (гайки) резьбы: номинальный наружный диаметр d(D) (указывается в условном обозначении резьбы), номинальный внутренний диаметр $d_1(D_1)$, номинальный средний диаметр $d_2(D_2)$, шаг резьбы P, угол профиля $\alpha = 60°$, высота исходного треугольника витка H; рабочая высота витка H1.

Профиль резьбы – это сечение витка в плоскости, проходящей через ось резьбы. Различают исходный теоретический и номинальный профиль метрической резьбы (рис. 6.1). Теоретический профиль определяется тремя параметрами: средним диаметром D_2 , шагом P и углом профиля $\alpha = 60°$. Номинальный профиль, общий для болта и для гайки, определяется углом профиля 60° и плоскими срезами вершин и впадин резьбы на расстоянии H/8 для болта и H/4 для гайки от вершины исходного треугольника. На рис. 6.1 номинальный профиль показан утолщенной линией. Взаимозаменяемость метрических резьб определяется пятью основными и тремя производными параметрами.

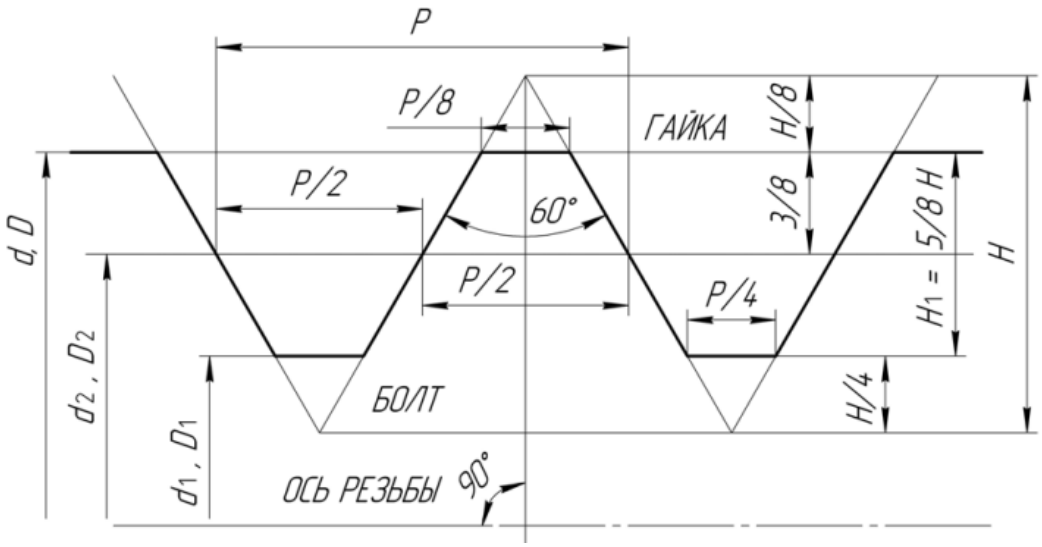


Рис. 4.1. Профиль метрической резьбы:

H – высота исходного треугольника; H = 0,866P;

H_1=0,541P; 3/8H=0,325P; H/8=0,108P; H/4=0,216P

Средний диаметр $d_2(D_2)$ – это диаметр воображаемого цилиндра, соосного с резьбой, образующие которого в любой осевой плоскости делятся боковыми сторонами витков на равные части. Этому определенно соответствует измерение среднего диаметра методом трех проволочек.

Средний диаметр является основным из всех параметров резьбы, так как он определяет положение винтовой поверхности относительно оси резьбы. По винтовой поверхности происходит контакт болта и гайки при их свинчивании. Средний диаметр определяется так же, как расстояние между противоположными параллельными сторонами профиля резьбы, измеренное в направлении, перпендикулярном оси резьбы. Этому определению среднего диаметра соответствует измерение его с помощью ножей.

Шаг резьбы P – расстояние между параллельными сторонами двух соседних витков резьбы, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы, на расстоянии $0{,}5d_2$ от оси резьбы. Для многоходовой резьбы наряду с термином «шаг» применяют термин «ход». Ходом t называется расстояние между параллельными сторонами профилей, соответствующих одному и тому же витку. Ход равен перемещению болта (гайки) в осевом направлении за один оборот относительно гайки (болта):

$$t = P \cdot n,$$

где n – число заходов.

В зависимости от соотношения между шагом и диаметром метрические резьбы подразделяют на резьбы с мелкими и крупными шагами. Для резьб с крупным шагом диаметр и шаг связаны зависимостью

$$d = 6P^{1.3}$$

У резьб с мелкими шагами при одном и том же наружном диаметре шаги меньше, чем у резьбы с крупным шагом. Для каждого наружного диаметра резьбы с мелкими шагами предусмотрено несколько различных шагов. Метрическую резьбу с мелкими шагами применяют, когда ограничена длина свинчивания, для соединения тонкостенных деталей и в ряде других случаев.

Резьбу с крупным шагом обозначают буквой М (метрическая) и числовым значением наружного диаметра, например М24, М30. У резьб с мелкими шагами помимо буквы М и диаметра указывают также значение шага, например М24×1,5; М30×2.

Угол профиля резьбы α – угол между боковой стороной профиля и направлением, перпендикулярным к оси резьбы. Измеряя левую $\alpha_л/2$ и правую $\alpha_п/2$ половины угла профиля, можно определить полный угол α, а также возможный перекос резьбы.

Наружный диаметр резьбы d(D) – общий наибольший для наружной и внутренней резьбы диаметр, равный диаметру воображаемого цилиндра, описывающего резьбовую (винтовую) поверхность болта и гайки. Числовое обозначение наружного диаметра используют для обозначения резьбы.

Внутренний диаметр $d_1(D_1)$ – общий для наружной и внутренней резьбы наименьший диаметр, равный диаметру воображаемого цилиндра, вписанного в резьбовую (винтовую) поверхность болта и гайки.

К дополнительным производным параметрам относят рабочую высоту профиля H_1, номинальный радиус закругления впадины внутренней резьбы R, длину свинчивания.

Форма впадин резьбы болта и гайки не регламентируется и может устанавливаться любой, т. е. плоскосрезанной, плоскосрезанной с закруглениями по уголкам и закругленной, исходя из необходимости обеспечения прочности, а также из условий проектирования резьбообразующего инструмента с наибольшим возможным запасом на износ. Радиус H/6 во впадине резьбы болта задан как исходный при проектировании новых резьбообразующих инструментов.

Форма впадины у наружной резьбы может быть плоскосрезанной (по диаметру d_1) или радиусной (по диаметру d_3). Во втором случае резьба более прочная.

Свинчиваемость болта и гайки производится по среднему диаметру.

Допуски и посадки метрической резьбы с зазором

Система допусков на резьбу должна обеспечивать как свинчиваемость, так и прочность резьбового соединения. Наиболее широко применяются соединения с зазорами, однако могут быть соединения с натягами и с переходными посадками.

Посадки с зазором резьбовых соединений применяют в следующих случаях:

– при работе при высокой температуре для компенсации температурных деформаций, предохранения соединений от заедания и обеспечения возможности разборки деталей без повреждения, введения в зазор смазочного материала;

– повышения циклической прочности резьбовых соединений, испытывающих переменные нагрузки;

– нанесения антикоррозийного покрытия значительной толщины;

– быстрой и легкой свинчиваемости деталей при наличии небольшого загрязнения или повреждения резьбы.

Система допусков для посадок с зазором установлена ГОСТ 16093. Все отклонения и допуски отсчитываются от номинального профиля в направлении, перпендикулярном оси резьбы (см. рис. 6.2).

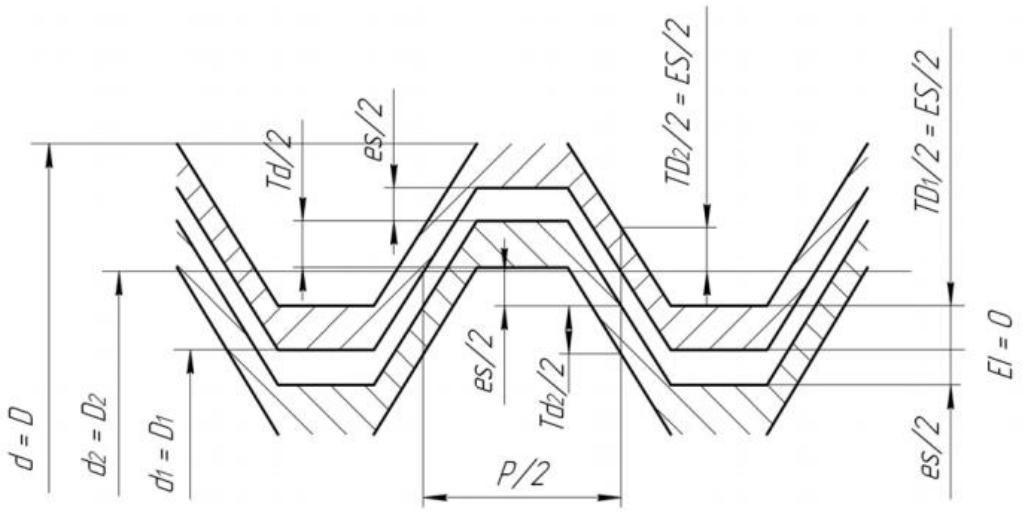


Рис. 6.2. Расположение полей допусков по профилю резьбы болта с основным отклонением g (f; e; d) и гайки с основным отклонением H

По ГОСТ 16093 установлены степени точности на средний диаметр резьбы с 3-й по 10-ю в порядке убывания точности (табл. 6.2). В качестве основного принят допуск 6-й степени точности. Резьбы 6-й степени могут быть получены фрезерованием, нарезанием резцом, гребенкой, метчиком, плашкой, при накатывании роликом. Более точные степени требуют после операций нарезания применять шлифование профиля резьбы. Степени 3, 4, 5 используются для коротких резьб с мелким шагом. Для резьб с крупным шагом при увеличенной длине свинчивания рекомендуется применять 7-ю или 8-ю степень точности.

Допуски среднего диаметра болта Td_2 даны в табл. 6.2, а в табл. 6.3 – допуски среднего диаметра гайки TD_2. Кроме этого, для болта установлены допуски по наружному диаметру – Td (4-й, 6-й, 8-й степени точности), а для гайки – допуски по внутреннему диаметру TD1 (4-й, 5-й, 6-й, 7-й, 8-й степени точности) (см. табл. 6.4). По ГОСТ 16093 допуски на шаг резьбы и угол профиля не установлены, возможные отклонения по ним допускаются за счет изменения среднего диаметра резьбы и введения диаметральных компенсаций. Геометрически средний диаметр, шаг и угол профиля взаимозависимы. Поэтому стандартный (табличный) допуск на средний диаметр является суммарным и определяется по формуле

$$Td_2(TD_2) = T'd_2(T'D_2) + fp + f\alpha,$$

где $T'd_2(T'D_2)$ – часть суммарного допуска, которая определяет допустимое отклонение среднего диаметра болта (гайки);

fp – диаметральная компенсация погрешностей по шагу;

$$fp = \Delta Pn \cdot ctg\ \alpha/2,$$

при $\alpha = 60°$ $\quad fp = 1{,}732\Delta Pn;$

ΔPn – погрешность шага, мкм, на всей длине свинчивания;

fα – диаметральная компенсация погрешностей половины угла профиля:

$$f\alpha = \frac{0.58H_1}{\sin\alpha} \cdot \Delta\alpha/2,$$ при α = 60° fα = 0,36PΔα/2;

$$\Delta\alpha/2 = \frac{|\Delta\alpha/2|пр + |\Delta\alpha/2|лев}{2}$$ (угловые минуты).

Таблица 6.2

Допуск среднего диаметра болта Td_2, мкм, по ГОСТ 16093

Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг *P*, мм	Степень точности							
		3	4	5	6	7	8	9	10
Свыше 5,6 до 11,2	0,5	42	53	67	85	106	(132)	–	–
	0,75	50	63	80	100	125	(160)	–	–
	1,0	56	71	90	112	140	180	224	280
	1,25	60	75	95	118	150	190	236	300
	1,5	67	85	106	132	170	212	265	335
Свыше 11,2 до 22,4	0,5	45	56	71	90	112	(140)	–	–
	0,75	53	67	85	106	132	(170)	–	–
	1,0	60	75	95	118	150	190	236	300
	1,25	67	85	106	132	170	212	265	335
	1,5	71	90	112	140	180	224	280	355
	1,75	75	95	118	150	190	236	300	375
	2,0	80	100	125	160	200	250	315	400
	2,5	85	106	132	170	212	265	335	425
Свыше 22,4 до 45	0,5	48	60	75	95	118	–	–	–
	0,75	56	71	90	112	140	(180)	–	–
	1,0	63	80	100	125	160	200	250	315
	1,5	75	95	118	150	190	236	300	375
	2,0	85	106	132	170	212	265	335	425
	3,0	100	125	160	200	250	315	400	500
	3,5	106	132	170	212	265	335	425	530
	4,0	112	140	180	224	280	355	450	560

	4,5	118	150	190	236	300	375	475	600
Свыше 45 до 90	0,5	50	63	80	100	125	–	–	–
	0,75	60	75	95	118	150	–	–	–
	1,0	71	90	112	140	180	224	280	355
	1,5	80	100	125	160	200	250	315	400
	2,0	90	112	140	180	224	280	355	450
	3,0	106	132	170	212	265	335	425	530
	4,0	118	150	190	236	300	375	475	600
	5,0	125	160	200	250	315	400	500	630
	5,5	132	170	212	265	335	425	530	670
	6,0	140	180	224	280	355	450	560	710
Свыше 90 до 180	1,0	75	95	118	150	190	–	–	–
	1,5	85	106	132	170	212	265	335	425
	2,0	95	118	150	190	236	300	375	475
	3,0	112	140	180	224	280	355	450	560
	4,0	125	160	200	250	315	400	500	630
	6,0	150	190	236	300	375	472	600	750
Примечания: 1 Значения, указанные в скобках, по возможности не применять. 2 Для деталей из пластмасс использовать 10-ю степень точности.									

Таблица 6.3

Допуски среднего диаметра гайки TD_2, мкм, по ГОСТ 16093

Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг *P*, мм	Степень точности				
		4	5	6	7	8
Свыше 5,6 до 11,2	0,5	71	90	112	140	–
	0,75	85	106	132	170	–
	1,0	95	118	150	190	236
	1,25	100	125	160	200	250
	1,5	112	140	180	224	280
Свыше 11,2 до 22,4	0,5	75	95	118	150	–
	0,75	90	112	140	180	–

	1,0	100	125	160	200	250
	1,25	112	140	180	224	280
	1,5	118	150	190	236	300
	1,75	125	160	200	250	315
	2,0	132	170	212	265	335
	2,5	140	180	224	280	355
Свыше 22,4 до 45	0,5	80	100	125	–	–
	0,75	95	118	150	190	–
	1,0	106	132	170	212	265
	1,5	125	160	200	250	315
	2,0	140	180	224	280	355
	3,0	170	212	265	335	425
	3,5	180	224	280	355	450
	4,0	190	236	300	375	475
	4,5	200	250	315	400	500
Свыше 45 до 90	0,5	85	106	132	–	–
	0,75	100	125	160	–	–
	1,0	118	150	190	236	300
	1,5	132	170	212	265	335
	2,0	150	190	236	300	375
	3,0	180	224	280	355	450
	4,0	200	250	315	400	500
	5,0	212	265	335	425	530
	5,5	224	280	355	450	560
	6,0	236	300	376	475	600
Свыше 90 до 180	1,0	125	160	200	250	–
	1,5	140	180	224	280	355
	2,0	160	200	250	315	400
	3,0	190	236	300	375	475

	4,0	212	265	335	425	530
	6,0	250	315	400	500	636

Таблица 6.4

Допуски диаметров d и D_1, мкм

Шаг *P*, мм	Степень точности							
	Наружная резьба *Td*			Внутренняя резьба TD_1				
	4	6	8	4	5	6	7	8
0,5	67	106	-	90	112	140	180	–
0,75	90	140	-	118	150	190	236	–
0,8	95	150	236	125	160	200	250	315
1,0	112	180	280	150	190	236	300	375
1,25	132	212	335	170	212	265	335	425
1,5	150	236	375	190	236	300	375	472
1,75	170	265	425	212	265	335	425	530
2,0	180	280	450	236	300	375	475	600
2,5	212	335	530	280	355	450	560	710
3,0	236	375	600	315	400	500	630	800
3,5	265	425	670	355	450	560	710	900
4,0	300	475	750	375	475	600	750	950
4,5	315	500	800	425	530	670	850	1060
5,0	335	530	850	450	560	710	900	1120
5,5	355	560	900	475	600	750	950	1180
6,0	375	600	950	500	630	800	1000	1250
Примечание: Другие степени точности для диаметров *d* и D_1 не применяются.								

Погрешность половины угла наклона боковой стороны профиля $\Delta\alpha/2$ определяется как среднее арифметическое абсолютных величин отклонений правой и левой половин угла профиля резьбы. Диаметральная компенсация равна разности средних диаметров гайки и болта, что обеспечит их свинчиваемость. Для обеспечения свинчиваемости средний диаметр болта необходимо уменьшить, а средний диаметр гайки увеличить в процессе обработки.

Вводится понятие *приведенный средний диаметр* – диаметр условной идеальной резьбы. Это значение измеренного среднего диаметра $d_{2изм}(D_{2изм})$, увеличенное для наружной резьбы (или уменьшенное для внутренней) на суммарную диаметральную компенсацию погрешностей по шагу и погрешностей половины угла профиля:

$$d_{2пр} = d_{2изм} + (fp + f\alpha);$$

$$D_{2пр} = D_{2изм} – (fp + f\alpha).$$

Оценка годности резьбы производится набором калибров: применяют гладкие калибры для наружного диаметра болта и внутреннего − у гайки, резьбовые калибры (резьбовые пробки и кольца с проходной и непроходной сторонами).

Положение полей допусков определяется значением основных отклонений. Для наружной резьбы предусмотрено пять верхних отклонений – es («в тело»), обозначаемых в порядке возрастания зазора буквами – h; g; f; e; d. Для внутренней резьбы предусмотрено четыре нижних отклонения EI («в тело»), обозначаемых H; G; F; E (см. табл. 6.5, 6.6 и рис. 6.3).

Таблица 6.5

Числовые значения основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы, мкм, по ГОСТ 16093

Шаг резьбы *P*, мм	Наружная резьба, *es* для *d* и d_2				Внутренняя резьба, *EI* для *D*и D_1		
	d	*e*	*f*	*g*	*E*	*F*	*G*
0,5	–	–50	–36	–20	+50	+36	+20
0,75	–	–56	–38	–22	+56	+38	+22
0,8	–	–60	–38	–24	+60	+38	+24
1,0	–90	–60	–40	–26	+60	+40	+26
1,25	–95	–63	–42	–28	+63	+42	+28
1,5	–95	–67	–45	–32	+67	+45	+32
1,75	–100	–71	–48	–34	+71	+48	+34
2,0	–100	–71	–52	–38	+71	+52	+38
2,5	–106	–80	–58	–42	+80	–	+42
3,0	–112	–85	–63	–48	+85	–	+48
3,5	–118	–90	–	–53	+90	–	+53
4,0	–125	–95	–	–60	+95	–	+60
4,5	–132	–100	–	–63	+100	–	+63

5,0	–132	–106	–	–71	+106	–	+71
5,5	–140	–112	–	–75	+112	–	+75
6,0	–140–	–118	–	–80	+118	–	+80
Примечание: Основные отклонения для *h* и *H* равны 0.							

Поле допуска метрической резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра (d_2 или D_2), указанного на первом месте, и обозначения поля допуска наружного диаметра для болта d и поля допуска внутреннего диаметра для гайки D_1: например, 7g6g; 5H6H.

Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении поля допуска резьбы не повторяется: 6g; 6H.

Точность резьбы зависит от длины свинчивания (длины участка взаимного перекрытия наружной и внутренней резьбы в осевом направлении), так как чем длиннее резьба, тем больше накопленная погрешность шага. Три группы длин свинчивания устанавливает ГОСТ 16093: S – короткие; N – нормальные; L – длинные (см. табл. 6.7). Для нормальной (N) длины высота гайки равна 0,8d.

Таблица 6.6

Размеры диаметров метрической резьбы по ГОСТ 24705

Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы		Внутренний диаметр болта по дну впадин d_3
	Средний диаметр $d_2(D_2)$	Внутренний диаметр $d_1(D_1)$	
0,5	d – 1+0,675	d – 1+0,459	d – 1+0,386
0,75	d – 1+0,513	d – 1+0,188	d – 1+0,080
0,8	d – 1+0,480	d – 1+0,134	d – 1+0,018
1	d – 1+0,350	d – 2+0,917	d – 2+0,773
1,25	d – 1+0,188	d – 2+0,647	d – 2+0,466
1,5	d – 1+0,026	d – 2+0,376	d – 2+0,160
1,75	d – 2+0,863	d – 2+0,106	d – 3+0,853
2	d – 2+0,701	d – 3+0,835	d – 3+0,546
2,5	d – 2+0,376	d – 4+0,294	d – 4+0,933
3	d – 2+0,051	d – 4+0,752	d – 4+0,319
3,5	d – 3+0,727	d – 4+0,211	d – 5+0,706
4	d – 3+0,402	d – 5+0,670	d – 5+0,093

4,5	*d* – 3+0,077	*d* – 5+0,129	*d* – 6+0,479
5	*d* – 4+0,752	*d* – 5+0,587	*d* – 7+0,866
5,5	*d* – 4+0,428	*d* – 6+0,046	*d* – 7+0,252
6	*d* – 4+0,103	*d* – 7+0,505	*d* – 8+0,639

Таблица 6.7

Длины свинчивания для групп S, N, L по ГОСТ 16093

Номинальный диаметр резьбы *d*, мм	Шаг *P*, мм	Длина свинчивания, мм			
		S	*N*		*L*
		До	Свыше	До	Свыше
Свыше 5,6 до 11,2	0,5	1,6	1,6	4,7	4,7
	0,75	2,4	2,4	7,1	7,1
	1,0	3,0	3,0	9	9
	1,25	4,0	4,0	12	12
	1,5	5,0	5,0	15	15
Свыше 11,2 до 22,4	0,5	1,8	1,8	5,5	5,5
	0,75	2,8	2,8	8,3	8,3
	1,0	3,8	3,8	11	11
	1,25	4,5	4,5	13	13
	1,5	5,6	5,6	16	16
	1,75	6,0	6,0	18	18
	2,0	8,0	8,0	24	24
	2,5	10	10	30	30
Свыше 22,4 до 45	0,5	2,1	2,1	6,3	6,3
	0,75	3,1	3,1	9,5	9,5
	1,0	4,0	4,0	12	12
	1,5	6,3	6,3	19	19
	2,0	8,5	8,5	25	25
	3	12	12	36	36
	3,5	15	15	45	45
	4	18	18	53	53

	4,5	21	21	63	63
Свыше 45 до 90	1,0	4,8	4,8	14	14
	1,5	7,5	7,5	22	22
	2,0	9,5	9,5	28	28
	3,0	15	15	45	45
	4,0	19	19	56	56
	5,0	24	24	71	71
	5,5	28	28	85	85
	6,0	32	32	95	95
Свыше 90 до 180	1,5	8,3	8,3	25	25
	2,0	12	12	36	36
	3,0	18	18	53	53
	4,0	24	24	71	71
	6,0	36	36	106	106
Примечание: Номинальные диаметры в указанных пределах выбирать по таблице 6.1.					

Нормальная длина свинчивания в обозначении резьбы не указывается, в остальных случаях необходимо указывать длину свинчивания, например:

− М18×1,5-4Н5Н-LH – гайка, шаг р=1,5; D= 18; TD_2 по 4Н, TD_1 по 5Н, резьба левая (завинчивают против часовой стрелки);

− М18-6Н – гайка с крупным шагом р=2,5, 6-й степени точности, с основным отклонением Н для среднего и внутреннего диаметров;

− М18-6g-40 – болт с крупным шагом р=2,5, 6-й степени точности с основным отклонением g для среднего и наружного диаметров, длина свинчивания – 40 мм.

В соответствии со сложившейся ранее практикой поля допусков условно сгруппированы в три класса точности и рекомендованы к применению в зависимости от длины свинчивания (таблица 6.8).

Точный класс применяется для резьбы с мелким шагом, для точной кинематической резьбы приборов и для резьбообразующего инструмента.

Средний класс получил наибольшее применение. В машиностроении наиболее часто для резьбы с мелким шагом используют поля допусков: для болтов – 5*g*6*g*, а для гайки – 5*H*.

Грубый класс применяется для резьбы в длинных глухих отверстиях, при пониженных требованиях к точности.

Таблица 6.8

Поля допусков метрической резьбы с зазором по ГОСТ 16093

Класс точности по ОСТ	Длина свинчивания	Наружная резьба	Внутренняя резьба
Точный	*S* *N* *L*	(3*h*4*h*) 4*g**; 4*h* (5*h*4*h*)	4*H* 4*H*5*H*; 5*H* 6*H*
Средний	*S* *N* *L*	5*g*6*g*; (5*h*6*h*) 6*d*; 6*e*; 6*f*; 6*g**; 6*h* (7e6e);7*g*6*g*;(7*h*6*h*)	(5*G*); 5*H* 6*G*; 6*H** (7*G*); 7*H*
Грубый	*S* *N* *L*	---------- 8*g*; (8*h*) (9*g*8*g*)	-------- 7*G*; 7*H* (8*G*); 8*H*
Примечания: 1 В рамку заключены предпочтительные поля допусков. 2 Применение полей допусков, отмеченных знаком *, не рекомендуются.			

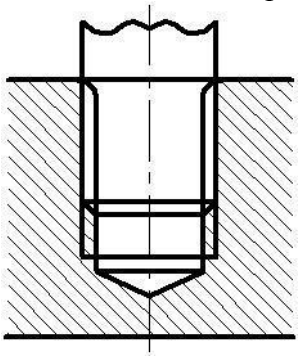
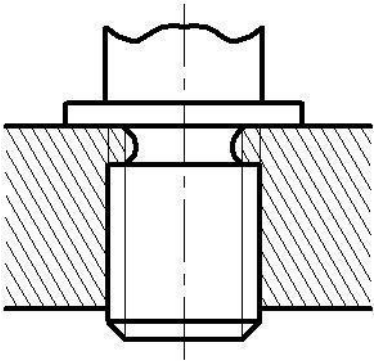
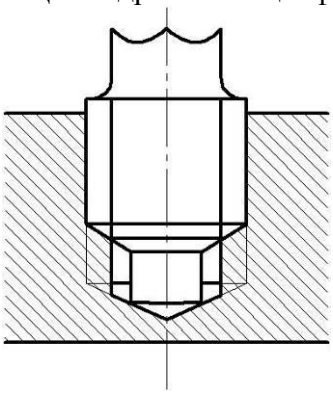
Допуски и посадки метрической резьбы с натягами и переходными посадками

Посадки резьбовых соединений с натягом по среднему диаметру используют, когда конструкция узла не допускает применения болтового соединения из-за возможного нарушения герметичности и самоотвинчивания шпилек под действием вибраций, переменных нагрузок и изменения рабочей температуры. Шпильку следует ввинчивать в корпус настолько туго, чтобы исключить ее проворачивание в процессе сборки-разборки.

Посадки с натягом для метрической резьбы назначаются по ГОСТ 4608, а переходные посадки – по ГОСТ 24834. Применяют эти виды посадок для резьбовых шпилек, которые ввинчиваются в корпус. Номинальные диаметры шпилек, ряды предпочтительности и шаги даны в табл. 6.9, 6.10, 6.11. Переходные посадки обеспечивают полную взаимозаменяемость и облегчают процесс сборки. Однако они требуют дополнительного элемента заклинивания (контакт по коническому сбегу резьбы; упор в плоский бурт шпильки; упор цилиндрической цапфы шпильки в дно гнезда) (табл. 6.9). Соединения с натягом не обеспечивают полной взаимозаменяемости. Требуется 100%-й контроль среднего диаметра и рассортировка на группы. Число сортировочных групп (2 или 3) указывается после обозначения степени точности в скобках. Натяги образуются только по среднему диаметру, по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры.

Таблица 6.9

Примеры дополнительных элементов заклинивания в резьбовых соединениях с переходными посадками (по информационному приложению к ГОСТ 24834)

Вид заклинивания	Материал детали с внутренней резьбой	Рекомендации к применению
1 Конический сбег резьбы[1)] 	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	Наиболее часто используемый вид заклинивания, применяется в сквозных и глухих отверстиях. Не рекомендуется применять при высоких динамических нагрузках. При слишком большом крутящем моменте затяжки может иметь место деформация внутренней резьбы в верхней части резьбового отверстия[2)]
2 Плоский бурт 	В основном алюминиевые и магниевые сплавы	Применяется в сквозных и глухих отверстиях. Прилегающая плоскость бурта должна быть перпендикулярна к оси резьбы. Диаметр бурта должен быть не менее 1,5*d*.
3 Цилиндрическая цапфа 	Сталь, чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	Применяется только в глухих отверстиях. Имеет меньшее стопорящее действие, чем у элементов 1 и 2. Диаметр цилиндрической цапфы несколько меньше внутреннего диаметра резьбы. Угол конуса на конце цапфы должен совпадать с углом заточки сверла для обработки отверстия под резьбу
Примечания: 1 Для накатанных резьб конический сбег имеет наилучшее заклинивающее действие тогда, когда сбег резьбы выполнен по всей длине переходного конуса. 2 Во избежание деформации внутренняя резьба выполняется с зенковкой 60°. Толщина стенки резьбового отверстия должна быть не менее 0,5*d* для надежного распределения радиальных напряжений.		

Длина свинчивания зависит от материала корпуса: для стали от 1d до 1,25d; для чугуна от 1,25d до 1,5d; для алюминиевых и магниевых сплавов от 1,5d до 2d.

Выбор полей допусков и посадок производят в зависимости от материала корпуса, диаметра и шага резьбы. Допуски среднего диаметра резьб с натягом (сортируемых на группы) не включают диаметральных компенсаций погрешностей шага и угла профиля. Погрешности шага и угла профиля ограничиваются своими допусками (Тр и Тα). Допуски среднего диаметра резьбы с переходными посадками являются суммарными, как для резьб с зазором. Значения допусков и основных отклонений определяют по стандартам и справочникам. Схемы расположения полей допусков для резьб с натягом показаны на рис. 6.3, а для резьбовых соединений по переходным посадкам – на рис. 6.4.

Таблица 6.10

Метрическая резьба. Посадки с натягом и переходные. Диаметры и шаги, мм

Номинальный диаметр резьбы, *d*		Шаг, *P*		Номинальный диаметр резьбы, *d*		Шаг, *P*	
1-й ряд	2-й ряд	Крупный	Мелкий	1-й ряд	2-й ряд	Крупный	Мелкий
5	–	0,8	–	20	18	2,5	2,0; 1,5
6	–	1,0	–	–	22	2,5	2,0; 1,5
8	–	1,25	1,0	24	27	3,0	2,0
10	–	1,5	1,25	30	33	3,5*	2,0
12	–	1,75	1,5;1,25	36	39	4,0*	3,0
16	14	2,0	1,5	42	45	4,5*	3,0
Примечания: 1 Первый ряд следует предпочитать второму ряду. 2 Шаги, отмеченные значком *, только для переходных посадок.							

Таблица 6.11

Поля допусков и посадки с натягом и переходные

Материал детали с внутренней резьбой	Номинальный диаметр *d*(*D*), мм		Шаг *P*, мм		Поля допусков диаметров резьбы				Примеры обозначения посадки
					Наружной		Внутренней		
	свыше	до	свыше	до	*d*	d_2	D_2	D_1	
Посадки с натягом по ГОСТ 4608									
Чугун и ал. сплавы чугун, ал. и	5	45	0,8 1,25 0,8	1,25 3 1,25	6*e*	2*r*(2) 3*p*(2) 3n(3)	2*H*(2) 2*H*(2) 2*H*(3)	5*D* 5*C* 5*D*	2*H*5*D*(2) 2*r*(2) 2*H*5*D*(2)

магниевые сплавы сталь, высокопрочные титановые сплавы			1,25 0,8 1,25	3 1,25 3				5*C* 4*D* 4*C*	3*p*(2) 2*H*4*d*(3) 3*n*(3)
Переходные посадки по ГОСТ 24834									
Сталь, чугун, ал. и магниевые сплавы Чугун, ал. и магниевые сплавы Сталь	5 33 5 18 5 18	30 45 16 30 16 30	0,8 2 0,8 1,5 0,8 1,5	3 3,5 2 3 2 3	6g	2*m* 4*jh* 4*jk*;2*m* 4*j*;2*m* 4*jk* 4*j*	3*H* 5*H* 5*H* 5*H* 4*H* 4*H*	6*H*	3*H*6*H* 2*m* 5*H*6*H* 4*jk* 4*H*6*H* 4*jk*
Примечания: 1 Поле допуска наружного диаметра резьбы в обозначении не указывается. 2 Допускается применение без сортировки на группы посадок 3*H*6*H*/3*p*; 3*H*6*H*/3*n*.									

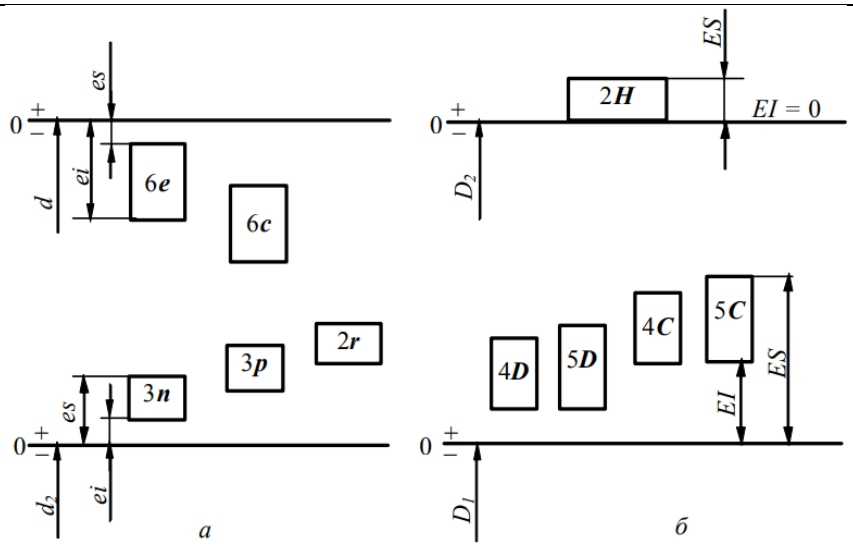


Рис. 6.3. Расположение полей допусков для метрической резьбы с натягом: а – для наружной; б – для внутренней

Для посадок с гарантированным натягом устанавливают весьма малые допуски по среднему диаметру.

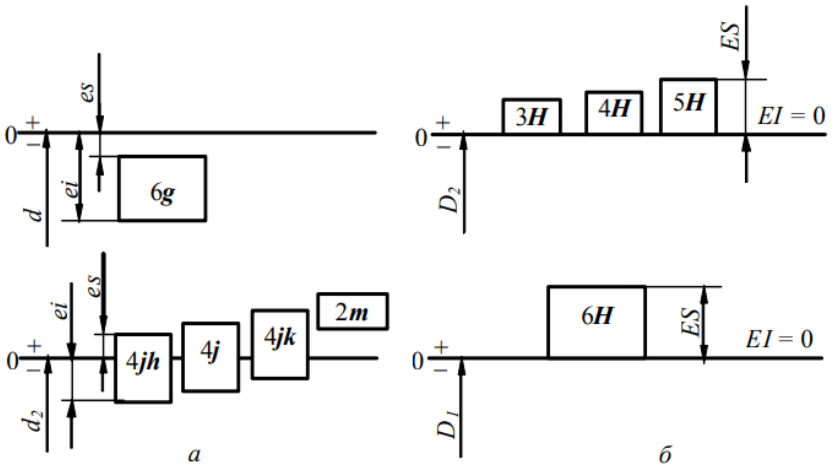


Рис. 6.4. Схемы расположения полей допусков для метрической резьбы с переходными посадками: а – для наружной; б – для внутренней

Переходные посадки применяют при одновременном дополнительном заклинивании шпилек по коническому сбегу резьбы, по плоскому борту и по цилиндрической цапфе. Переходные посадки метрической резьбы с профилем нормируют по ГОСТ 9150–81.

Приведем пример обозначения резьбы: М12-2Н5С(2)/3р(2) – поле допуска наружного диаметра наружной резьбы в обозначении не указывают, дополнительно в скобках вводится число сортировочных групп.

Задания

1. Расшифровать обозначение резьбы.
2. Определить характер соединения.
3. Найти предельные отклонения для полей допусков данного резьбового соединения.
4. Построить схему расположения полей допусков для данного резьбового соединения. Указать натяги и зазоры.
5. Ответить на контрольные вопросы.

Методические указания к выполнению заданий

1. Выбрать исходные данные в соответствии с вариантом (табл. 6.12).

Таблица 6.12

Задания по резьбовым соединениям

Вариант	Обозначение резьбы	Вариант	Обозначение резьбы
1	М20 – 6*H*/6*g*	14	М33×1,5 – 5*H*/4*h*
2	М42×1,5 – 4*H*5*H*/4*h*	15	М24×2 – 7*H*6*H*/6*g*
3	М18×2 – 6*H*/6*g*	16	М36×3 – 7*H*/6*d*
4	М56×5,5 – 7*H*/8*g*	17	М45×2 – 6*H*5*H*/6*g*
5	М45×4 – 7*H*/7*h*6*h*	18	М30 – 5*H*/5*h*4*h*
6	М10–5*H*6*H*/4*h*	19	М22×1,5 – 6*G*/7*g*6*g*
7	М27×3 – 7*G*/7*e*6*e*	20	М36×1,5 – 7*G*/6*g*
8	М14×1,25 – 7*H*/8*g*	21	М24×2 – 6*H*/6*g*
9	М56×3 – 7*G*/7*g*6*g*	22	М30 – 6*H*/7*e*6*e*
10	М64×6 – 7*H*/6*h*	23	М27×1,5 – 6*H*/5*g*6*g*
11	М16 – 4*H*5*H*/6*g*	24	М30 – 6*H*/6*g*
12	М20×2 – 6*H*/6*g*	25	М27×2 – 7*H*/7*h*6*h*
13	М42 – 7*H*/8*g*	26	М64×4 – 7*H*/6*g*

Пример: Исходные данные М64×4-7/6g .

1. Выберем шаг резьбы Р по табл. 6.1, если он не указан в обозначении резьбового соединения. Так как в данном случае указан, выбирать не нужно, Р = 4 мм. В качестве номинального диаметра резьбы $D_н$, $d_н$ выступает номинальный наружный диаметр, указанный в обозначении резьбового соединения, равный 64 мм. Поле допуска резьбы болта 6g, поле допуска резьбы гайки 7Н.

2. По шагу резьбы и степени точности определяем допуски для всех номинальных диаметров по табл. 6.2, 6.3, 6.4.

Допуск среднего диаметра:

для болта Td_2=236мкм;

для гайки TD_2=400 мкм.

Допуск номинального диаметра:

для болта Td=475 мкм;

для гайки TD=750 мкм.

3.Находим основное отклонение по табл. 6.5:

для наружной резьбы $d(d_2)$ es = –60 мкм;

для внутренней резьбы $D(D_1)$

EI=0.

4. Рассчитываем второе отклонение для всех диаметров:

– болт

ei = es – Td;

для номинального диаметра (d)

ei = –60 – 236 = –296;

для среднего диаметра (d_2) ei = –60 – 236= –296;

для внутреннего (d_1) не нормируется;

– гайка ES = TD – EI;

для среднего диаметра (D_2)

ES = 400;

для внутреннего (D_1)

ES = 750;

для номинального диаметра (D) не нормируется.

5. Строим схемы полей допусков для всех номинальных диаметров (рис. 6.5).

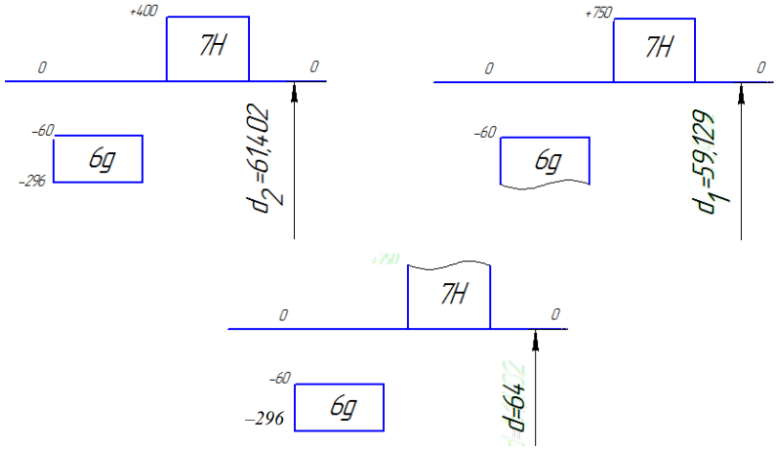


Рис. 6.5. Схемы полей допусков для номинальных диаметров

6. Выбираем формулы для расчетов внутренних диаметров d_1 и D_1, средних d_2 и D_2, по табл. 6.6. в зависимости от шага резьбы и определяем значения:

$$d_2(D_2) = d - 3 + 0{,}402 = 64 - 3 + 0{,}402 = 61{,}402 \text{ мм};$$

$$d_1(D_1) = d - 5 + 0{,}129 = 59{,}129 \text{ мм.}$$

7. Находим предельные размеры для всех диаметров болта и гайки по формулам:

– для болта

$$d_{max} = d + es = 64 - 0{,}060 = 63{,}94 \text{ мм;}$$
$$d_{2max} = d_2 + es = 61{,}402 + (-0{,}535) = 60{,}867 \text{ мм;}$$
$$d_{1max} = d_1 + es = 59{,}1296 - 0{,}060 = 59{,}069 \text{ мм;}$$
$$d_{min} = d + ei = 64 - 0{,}535 = 63{,}465 \text{ мм;}$$
$$d_{2min} = d_2 + ei = 61{,}402 - 0{,}296 = 61{,}106 \text{ мм;}$$
$$d_{1min} = d1 + ei \text{ – не нормируется;}$$

– для гайки

$$D_{max} = D + ES \text{ – не нормируется;}$$
$$D_{2max} = D_2 + ES = 61{,}402 + 0{,}4 = 61{,}802 \text{ мм;}$$
$$D_{1max} = D_1 + ES = 59{,}129 + 0{,}75 = 59{,}879 \text{ мм;}$$
$$D_{min} = D + EI = 64 + 0 = 64 \text{ мм;}$$
$$D_{2min} = D_2 + EI = 61{,}402 + 0 = 61{,}402 \text{ мм;}$$
$$D_{1min} = D_1 + EI = 59{,}129 + 0 = 59{,}129 \text{ мм.}$$

8. Определяем длину свинчивания по табл. 6.7. Так как длина свинчивания не указана в обозначении, то она соответствует нормальной (N) и лежит в пределах от 19 до 56 мм.

9. Строим схему полей допусков соединения метрической резьбы и указать параметры, установленные на рис. 6.6.

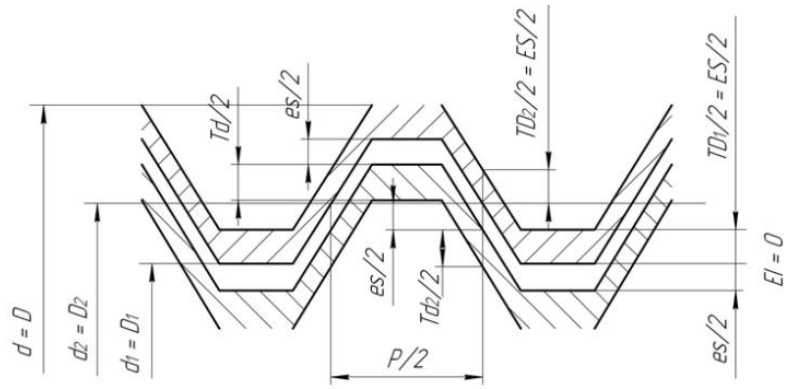


Рис. 6.6. Схема полей допусков соединения метрической резьбы

Контрольные вопросы

1. Какие диаметры учитывают при нормировании резьбы?
2. Какие параметры являются основными для метрической резьбы?
3. На какой диаметр может быть назначена посадка с натягом?
4. Какие степени точности устанавливают на средний диаметр резьбы?
5. Какой диаметр указывают на чертеже?
6. В каких случаях применяют посадки с зазором для резьбовых соединений?

Практическая работа № 7
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: соединения выбрать посадки шпонки в паз вала и паз втулки. Найти численные значения предельных отклонений ширины шпонки и пазов, допуски и предельные отклонения

Назначение шпоночных соединений и их конструктивное исполнение

Шпоночные соединения предназначены для получения разъемных соединений, передающих крутящие моменты. Они обеспечивают вращение зубчатых колес, шкивов и других деталей, монтируемых на валы по переходным посадкам, в которых наряду с натягами могут быть зазоры. Размеры шпоночных соединений стандартизированы.

Различают шпоночные соединения с призматическими (ГОСТ 23360–78), сегментными (ГОСТ 24071–80), клиновыми (ГОСТ 24068–80) и тангенциальными (ГОСТ 24069–97) шпонками. Шпоночные соединения (рис. 7.1, 7.2) с призматическими шпонками применяются в малонагруженных тихоходных передачах (кинематические цепи подач станков), в крупногабаритных изделиях (кузнечнопрессовое оборудование, маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги и др.). Клиновые и тангенциальные шпонки воспринимают осевые нагрузки при реверсах в тяжело нагруженных соединениях. Наиболее широкое использование получили призматические шпонки.

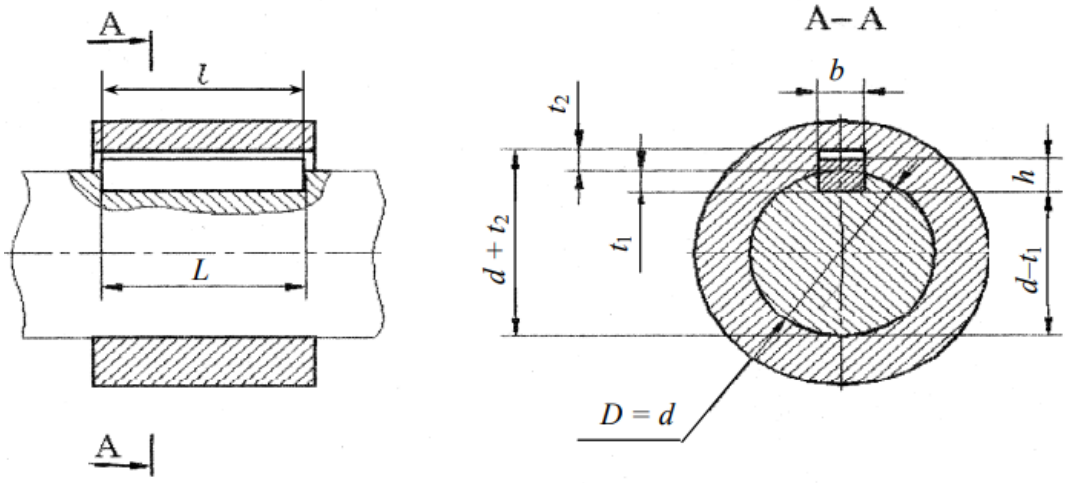
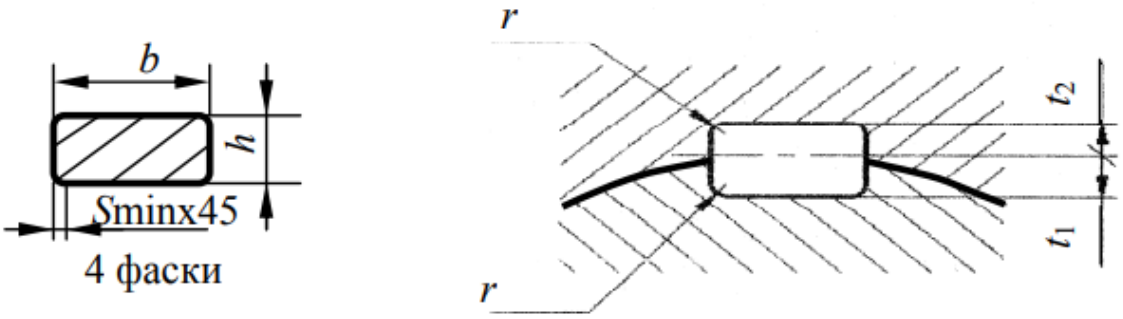


Рис. 7.1. Шпоночное соединение

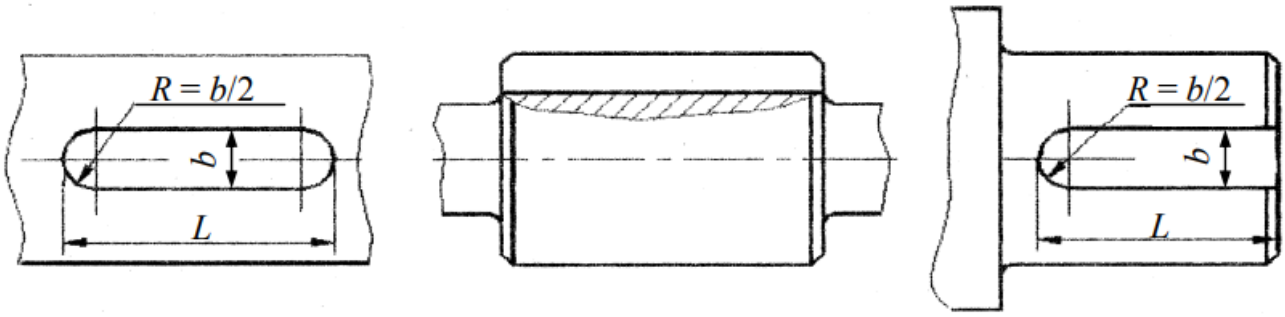
Призматические шпонки имеют три исполнения (рис. 7.3). Вид исполнения шпонки определяет форму паза на валу (рис. 7.4). Исполнение 1 применяется для закрытого паза, для *нормального соединения* в условиях серийного и массового типов производства; исполнение 2 – для открытого паза с направляющими шпонками, когда втулка перемещается вдоль вала при *свободном соединении*; исполнение 3 – для полуоткрытого паза со шпонками, установленными на конце вала с *плотным соединением*, напрессованной втулки на вал, в единичном и мелкосерийном типах производства. Размеры

шпонки зависят от номинального размера диаметра вала и определяются по ГОСТ 23360 (табл. 7.1).



а б

Рис 7.2. Поперечное сечение шпонки и пазов:
а – сечение шпонки;
б – сечение пазов (r – соответствует своему максимальному значению)



а б в

Рис. 7.3. Виды исполнений шпонок:
а – исполнение 1; б – исполнение 2; в – исполнение 3

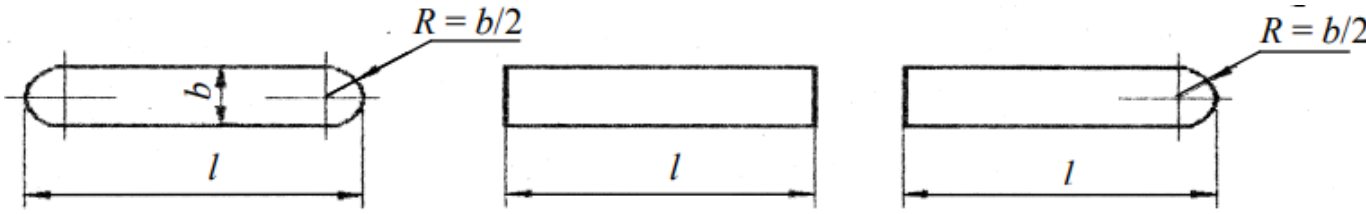


Рис. 7.4. Формы пазов на валах:
а – закрытый; б – открытый; в – полуоткрытый

Приведем примеры условных обозначений шпонок:

1) шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360 (шпонка призматическая, исполнение 1; b×h =16×10, длина шпонки l = 50);

2) шпонка 2 (3) 18×11×100 ГОСТ 23360 (шпонка призматическая, исполнение 2 (или 3), b×h = 18×11, длина шпонки l=100).

Таблица 7.1

Размеры соединений с призматическими шпонками по ГОСТ 23360 (ограниченно), мм

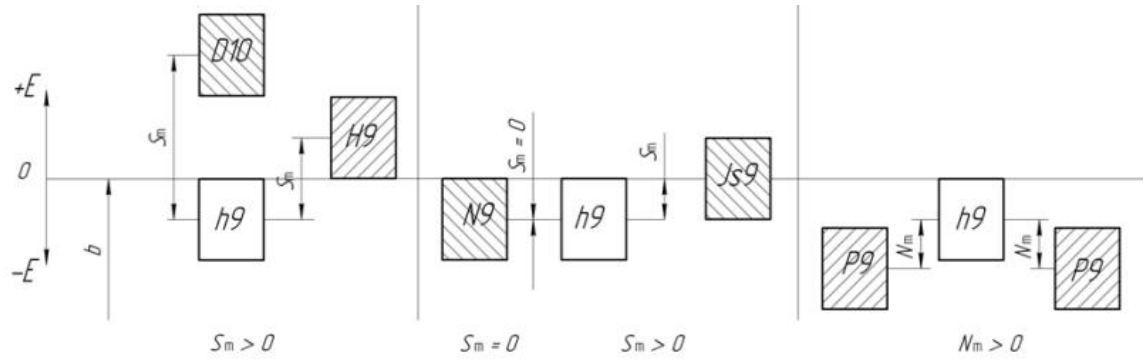
Диаметр вала d	Размеры шпонки				Глубина шпоночного паза с отклонением		Радиус закругления r или фаска S_1max
	Сечение		Фаска S_{min}	Интервалы длин l	на валу t_1	во втулке t_2	
	b	h					
От 6 до 8	2	*2*		От 6 до 20	$1{,}2^{+0{,}1}$	$1{,}0^{+0{,}1}$	
Свыше 8 " 10	3	3	0,16	" 6 " 36	$1{,}8^{+0{,}1}$	$1{,}4^{+0{,}1}$	0,16
" 10" 12	4	4		" 8" 45	$2{,}5^{+0{,}1}$	$1{,}8^{+0{,}1}$	
" 12" 17	5	5		" 10" 56	$3{,}0^{+0{,}1}$	$2{,}3^{+0{,}1}$	
" 17" 22	6	6	0,25	" 14" 70	$3{,}5^{+0{,}1}$	$2{,}8^{+0{,}1}$	0,25
" 22 " 30	8	7		" 18 " 90	$4{,}0^{+0{,}2}$	$3{,}3^{+0{,}2}$	
" 30" 38	10	8		" 22 " 110	$5{,}0^{+0{,}2}$	$3{,}3^{+0{,}2}$	
“ 38 " 44	12	8		" 28 " 140	$5{,}0^{+}0{,}2$	3,3+0,2	
" 44 " 50	14	9	0,40	"36 " 160	$5{,}5^{+0{,}2}$	$3{,}8^{+0{,}2}$	0,40
" 50 " 58	16	10		"45 " 180	$6{,}0^{+0{,}2}$	$4{,}3^{+0{,}2}$	
" 58 " 65	18	11		" 50" 200	$7{,}0^{+0{,}2}$	$4{,}4^{+0{,}2}$	
" 65 " 75	20	12		"56 " 220	$7{,}5^{+0{,}2}$	$4{,}9^{+0{,}2}$	
" 75 " 85	22	14		"63 " 250	$9{,}0^{+0{,}2}$	$5{,}4^{+0{,}2}$	
" 85 " 95	25	14.	0,60	" 70" 280	$9{,}0^{+0{,}2}$	$5{,}4^{+0{,}2}$	0,60
" 95 "110	28	16		" 80 " 320	$10^{+0{,}2}$	$6{,}4^{+0{,}2}$	
" 110"130	32	18		" 90" 360	$11^{+0{,}2}$	$7{,}4^{+0{,}2}$	
Примечание. 1. Длина шпонки выбирается из ряда целых чисел: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360.							

Посадки шпонок и рекомендации по выбору полей допусков

Основным посадочным размером является ширина шпонки b. По этому размеру шпонка сопрягается с двумя пазами: пазом на валу и пазом во втулке.

Шпонки обычно соединяются с пазами валов неподвижно, а с пазами втулок – с зазором. Натяг необходим для того, чтобы шпонки не перемещались при эксплуатации, а зазор – для компенсации неточности размеров и взаимного расположения пазов. Шпонки вне зависимости от посадок изготавливаются по размеру b с допуском h9, что делает возможным их централизованное изготовление. Остальные размеры являются менее ответственными: высота шпонки h – по h11, длина шпонки l – по h14, длина паза под шпонку L – по H15.

Схемы расположения полей допусков для соединений с призматическими и сегментными шпонками приведены ниже (рис. 7.5).



а б в

Рис. 7.5. Схемы расположения полей допусков на размер b шпоночного соединения:

а – свободное; б – нормальное; в – плотное;

– допуск шпонки; – допуск паза вала; – допуск паза втулки

Посадки шпонок осуществляются по системе вала (Ch). Стандартом допускаются различные сочетания полей допусков для пазов на валу и во втулке с полем допуска шпонки по ширине.

Выбор полей допусков рекомендуется производить по табл. 7.2.

Наибольшее распространение имеет нормальное соединение, когда втулка (зубчатое колесо) расположена по середине вала.

Свободное соединение применяется для направляющих шпонок (зубчатое колесо перемещается вдоль вала).

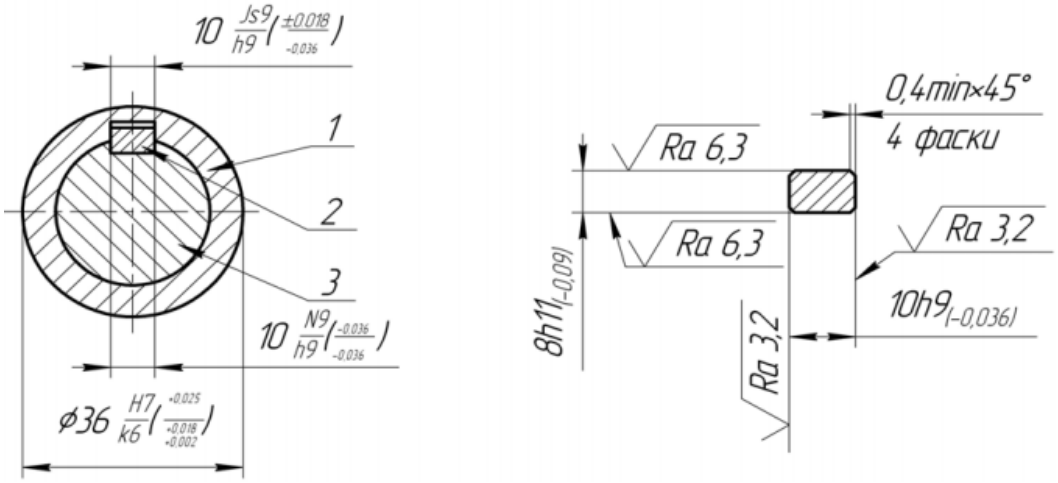
Плотное соединение используется в случае реверсивного вращения вала или при расположении шпонки на конце вала.

Требования к оформлению шпоночных соединений

Предельные отклонения размеров для выбранных полей допусков следует определять по ГОСТ 25347. Примеры оформления шпоночного соединения на сборочном чертеже, поперечных сечений вала и втулки, участвующих в соединении с призматической шпонкой, представлены на рис. 7.6 и рис. 7.7.

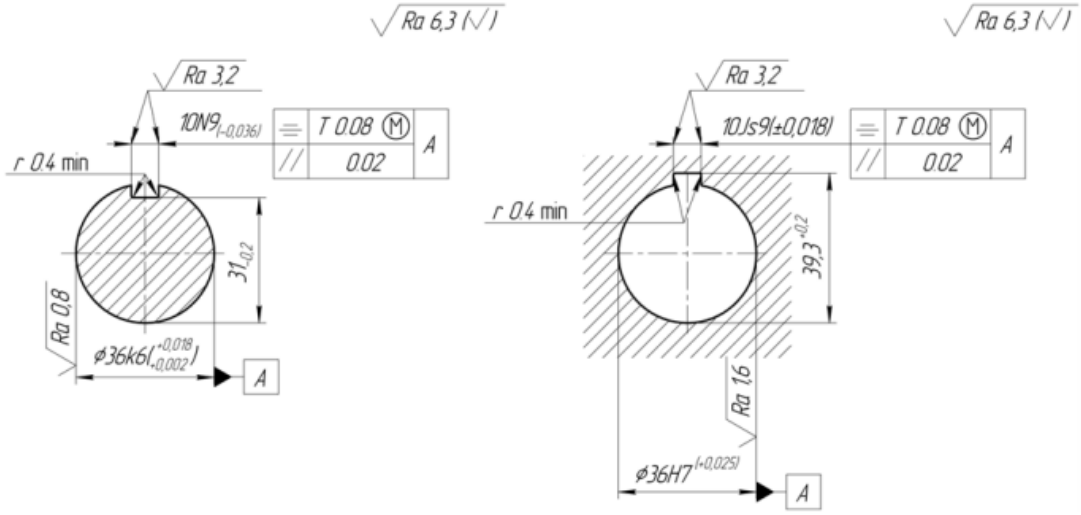
При выполнении поперечного сечения шпоночного соединения необходимо указать посадки, а у шпонки – поля допусков на размеры b и h шпонки в смешанном виде и шероховатости поверхностей. На чертежах поперечных сечений вала и втулки необходимо указать шероховатости поверхностей, поля допусков на размеры b, d и D в смешанном виде, а также следует нормировать размеры глубины пазов: на валу t_1 – предпочтительный вариант или $(d - t_1)$ с отрицательным отклонением и во втулке $(d + t_2)$ – предпочтительный вариант или t_2 с положительным отклонением. В обоих случаях отклонения выбираются в зависимости от высоты шпонки h (см.

табл. 7.1). Кроме этого, на чертежах поперечных сечений вала и втулки необходимо ограничивать допусками точность формы и взаимного расположения поверхностей. Предъявляются требования по допустимым отклонениям от симметричности шпоночных пазов и параллельности плоскости симметрии паза относительно оси детали (базы). Допуск параллельности следует принимать равным 0,5IT9, допуск симметричности при наличии в соединении одной шпонки – 2IT9, а при двух шпонках, расположенных диаметрально, – 0,5IT9 от номинального размера b шпонки. Допуски симметричности могут быть зависимыми в крупносерийном и массовом производстве.



а б

Рис. 7.6. Выполнение шпоночного соединения:
а – поперечное сечение в сборе (1 – втулка; 2 – шпонка; 3 – вал);
б – сечение шпонки



а б

Рис. 7.7. Поперечные сечения:
а – вала, шпоночный паз – исполнения 2; б – втулки

Таблица 7.2

Рекомендации по выбору полей допусков по ширине шпонки b

Элементы соединения	Плотное	Нормальное	Свободное
Ширина шпонки	*h*9		
Ширина паза на валу	*P*9	*N*9	*H*9*); *N*9
Ширина паза на втулке	*P*9; *Js*9	*D*10*); *Js*9	*D*10
Примечание. *) Для шпоночных соединений с длинными (при $l > 2d$) шпонками.			

Задания

1. Расшифровать обозначение шпоночного соединения.

2. Выбрать поля допусков для ширины шпонки, ширины паза вала и ширины паза втулки согласно указанному виду соединения.

3. Найти предельные отклонения для полей допусков шпоночного соединения.

4. Построить схему расположения полей допусков для данного резьбового соединения. Указать натяги и зазоры.

5. Начертить шпоночное соединение в поперечном сечении.

6. Ответить на контрольные вопросы.

Методические указания к выполнению заданий

1. Выбрать исходные данные в соответствии с вариантом (табл. 7.3).

Пример решения задачи

Для соединения втулки с валом Ø48 призматической шпонкой длиной l=50 мм подобрать номинальные размеры шпонки и пазов для нее, назначить посадки и предельные отклонения на все детали шпоночного **нормального** соединения, построить схемы полей допусков по размеру **b.**

Решение:

1. По таблицам ГОСТ 23360-78 находим размеры:

–ширина шпонки b=14 мм; высота шпонки h=9 мм;

- глубина паза на валу t_1=5,5 мм; глубина паза во втулке t_2=3,8 мм.

2. По таблице для призматических шпонок при нормальном соединении поля допусков по размеру b принимаются по таблице 7.2:

для шпонки - 14h9; для паза втулки - 14 Js9; для паза вала - 14N9.

Таблица 7.3

Параметр	Вариант																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Диаметр вала, мм	87	115	40	55	136	128	68	75	90	100	80	75	45	50	65	70	85	42	120	130
Длина шпонки, мм	20	35	60	100	80	70	200	150	200	220	90	80	70	20	35	60	100	60	40	60
Поле допуска шпонки	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9	h9
Поле допуска паза вала	H9	N9	P9	H9	N9	P9	H9	N9	P9	H9	N9	P9	H9	N9	P9	H9	N9	P9	H9	N9
Поле допуска паза втулки	D10	Js9	P9	D10	Js9	P9	D10	Js9	P9	D10	Js9	P9	D10	Js9	P9	D10	Js9	P9	D10	Js9

* Номер варианта согласно журналу

3.По таблицам находим предельные отклонения:

$$14h9=14_{-0,043};\ 14\ Js9=14\pm0,0215;\ 14N9=14_{-0,043}$$

Размеры вала $(d-t_1)$ и втулки $(D+t_2)$, будут иметь отклонения (приложения 13)

$$(d-t_1)=42,5_{-0,2}\text{ мм};\quad (D+t_2)=51,8^{+0,2}\text{ мм}$$

4.Определяем натяги и зазоры между пазом втулки и шпонкой 14Js9/h9:

$$S_{max}=ES-ei=0,0215-(-0,043)=0,0645\text{ мм}$$

$$N_{max}=es-EI=0-(-0,0215)=0,0215\text{ мм}$$

$$T(S,N)=S_{max}+N_{max}=0,0645+0,0215=0,086\text{ мм}$$

$$T(S,N)=Tb+T_B=0,086\text{ мм}$$

5. Определяем натяги и зазоры между пазом вала и шпонкой 14N9/h9:

$$S_{max}=ES-ei=0-(-0,043)=0,043\text{ мм}$$

$$N_{max}=es-EI=0-(-0,043)=0,043\text{ мм}$$

$$T(S,N)=S_{max}+N_{max}=0,086\text{ мм}$$

$$T(S,N)=Tb+T_B=0,086\text{ мм}$$

6. Строим схему расположения полей допусков деталей шпоночного соединения (рис.7.8)

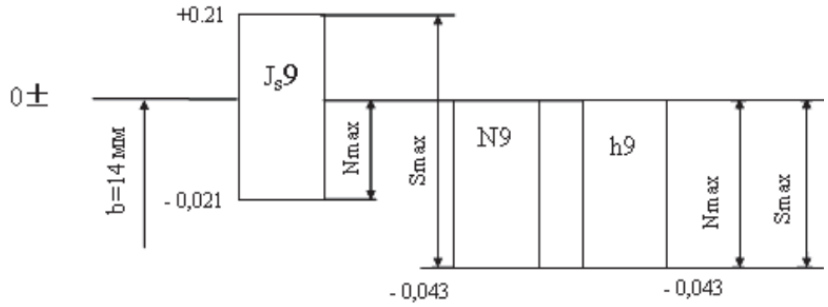


Рис. 7.8. Схема расположения полей допусков деталей шпоночного соединения

Контрольные вопросы

1. Сколько деталей в шпоночном соединении? Какие?
2. Для чего применяются шпоночные соединения? Каковы условия их применения?
3. На какие виды по форме делятся шпонки?
4. Чем характеризуются посадки с натягом в шпоночных соединениях?

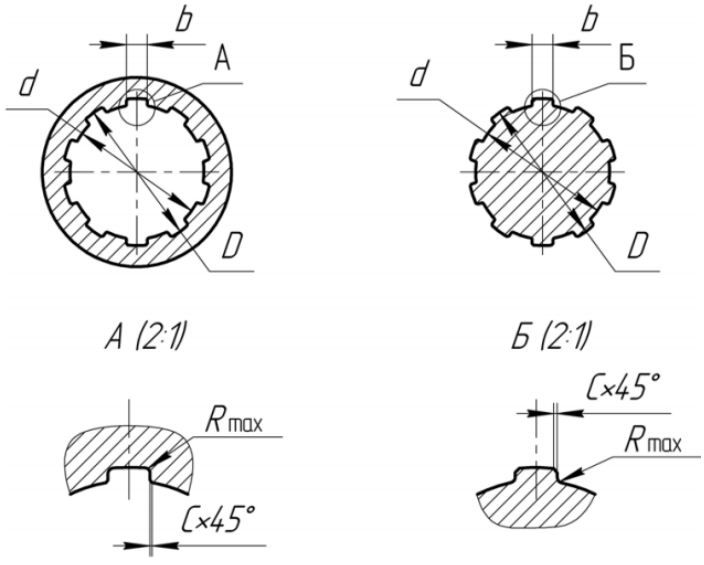
Практическая работа № 8
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: По заданному условному обозначению дать расшифровку прямобочного шлицевого соединения и определить номинальные размеры его элементов

Назначение шлицевых соединений и их конструктивное исполнение

Шлицевые соединения предназначены для передачи больших крутящих моментов, они имеют большую усталостную прочность, высокую точность центрирования и направления. Достигается это высокой точностью размеров, формы и расположения зубьев (шлицев) по окружности.

В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делятся на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба (рис. 8.1), имеющие четное число зубьев (6, 8, 10, 16, 20). Выполняются прямобочные шлицевые соединения по ГОСТ 1139, в котором устанавливается три градации высот и чисел зубьев для одного и того же диаметра. В соответствии с этим соединения делятся на легкую, среднюю и тяжелую серии (табл. 8.1). Выбор серии зависит от величины передаваемой нагрузки.



а б

Рис. 8.1. Основные элементы шлицевого соединения с прямобочным профилем зуба:
а – сечение втулки; б – сечение вала

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба (ГОСТ 6033) стандартизированы для модулей m = 0,5…10 мм, для диаметров 4…500 мм и чисел зубьев z = 6…82. Угол профиля зуба $\alpha = 30°$.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобочными передают большие крутящие моменты, имеют меньшую (на

10…40 %) концентрацию напряжений у основания зубьев, повышенную циклическую прочность и долговечность, обеспечивают лучшее центрирование и направление деталей, просты в изготовлении, так как их можно фрезеровать методом обкатки. Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев широко применяются в автомобилестроении. Пример обозначения при центрировании по боковым сторонам зубьев: 50×2×9H/9g ГОСТ 6033 указывает, что номинальный диаметр равен 50 мм, модуль m=2 мм, посадка по боковым сторонам зубьев 9H /9g.

Таблица 8.1

Основные размеры прямобочных шлицевых соединений по ГОСТ 1139, мм

Z×d×D	*b*	d_1	*R*	*Z×d×D*	*b*	d_1	*R*	*Z×d×D*	*b*	d_1	*R*
Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
6×23×26	6	22,1	0,2	6×11×14	3,0	9,9	0,2	10×16×20	2,5	14,1	0.2
6×26×30	6	24,6	"	6×13×16	3,5	12,0	"	10×18×23	3,0	15,6	"
6×28×32	7	26,7	"	6×16×20	4,0	14,5	"	10×21×26	3,0	18,5	"
8×32×36	6	30,4	0,3	6×18×22	5,0	16,7	"	10×23×29	4,0	20,3	"
8×36×40	7	34,5	"	6×21×25	5,0	19.5	"	10×26×32	4,0	23,0	0,3
8×42×46	8	40,4	"	6×23×28	6,0	21.3	"	10×28×35	4,0	24,4	"
8×46×50	9	44,6	"	6×26×32	6,0	23,4	0,3	10×32×40	5,0	28,0	"
8×52×58	10	49,7	0,5	6×28×34	7,0	25.9	"	10×36×45	5,0	31,3	"
8×56×62	10	53,6	"	8×32×38	6,0	29,4	"	10×42×52	6,0	36,9	"
8×62×68	12	59,8	"	8×36×42	7,0	33,5	"	10×46×56	7,0	40,9	0,5
10×72×78	12	69.6	"	8×42×48	8,0	39.5		16×52×60	6,0	47,0	"
10×82×88	12	79,3	"	8×46×54	9,0	42,7	0.5	16×56×65	5,0	50,6	"
10×92×98	14	89,4	"	8×52×60	10,0	48,7	"	16×62×72	6,0	56,1	"
10×102×108	16	99,9	"	8×56×65	10,0	52,2	"	16×72×82	7,0	65,9	"
10×112×120	18	108,8	"	8×62×72	12,0	57.8	"	20×82×92	6,0	75,6	"
				10×72×82	12,0	67,4	"	20×92×102	7,0	85,5	"
				10×82×92	12,0	77,1		20×102×115	8,0	94,0	"
				10×92×102	14,0	87,3		20×112×125	9,0	104,0	
				10×102×112	16,0	97,7	"				"
				10×112×125	18,0	106,3	"				"
Примечание: Размер *R* соответствует максимальному значению											

Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизированы, они имеют мелкие зубья. Угол профиля характеризуется углом впадины на валу 2β. Основными параметрами соединений этого типа являются: m = 0,3…0,8 мм; z = 15…70; 2β = 90° или 72°.

Шлицевые соединения с треугольным профилем применяются чаще всего вместо посадок с натягом, когда последние нежелательны, а также при тонкостенных втулках для передачи небольших крутящих моментов.

Выбор типа шлицевых соединений связан с их конструктивными и технологическими особенностями. Для точных соединений, которые предназначены для передачи значительных крутящих моментов и имеют реверсивное движение, целесообразнее применять соединения с эвольвентным профилем при центрировании по боковым сторонам зубьев.

В темах практикума рассматриваются только шлицевые соединения с прямобочными шлицами.

Способы центрирования шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба

Допуски и посадки шлицевых соединений зависят от их назначения и принятой поверхности центрирования втулки относительно вала. Стандартом предусматриваются три способа центрирования: по поверхностям диаметрами d или D и по боковым поверхностям зубьев, т. е. по размеру b (см. рис. 8.2).

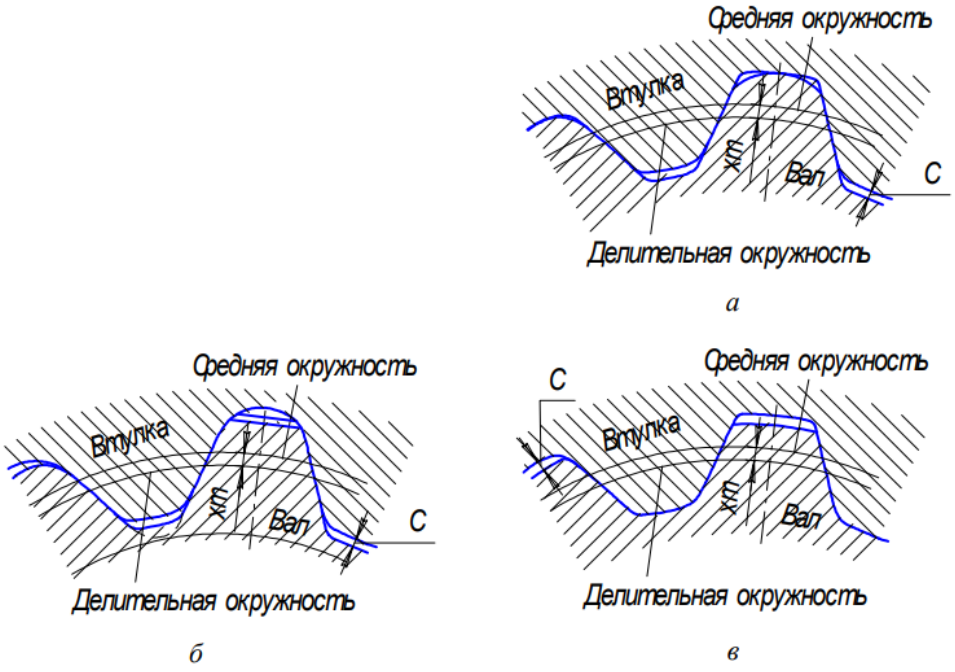


Рис. 8.2. Эвольвентные шлицевые соединения при центрировании: а – по наружному диаметру; б – по боковым сторонам; в – по внутреннему диаметру

Диаметры D и d обеспечивают примерно одинаковую точность центрирования осей вала и отверстия втулки. При центрировании по D и d обязательно дополнительное центрирование по b

Центрирование по наружному диаметру D является наиболее простым и экономичным, применяется, когда втулка термически не обрабатывается (сырая) или когда твердость ее материала после термообработки допускает

калибровку протяжкой, а вал фрезеруется до окончательных размеров зубьев и по наружному диаметру шлифуется на обычном круглошлифовальном станке.

Этот вид центрирования применяется наиболее часто в крупносерийном производстве для незакаленных, неподвижных соединений.

Центрирование по внутреннему диаметру d применяется для закаленных, подвижных соединений, когда после операции протягивания отверстие втулки закаливается до высокой твердости (свыше 40 HRC), ее внутренний диаметр (отверстие) шлифуется на внутришлифовальном станке. Окончательно диаметр d вала обрабатывается на шлицешлифовальном станке.

Центрирование по боковой поверхности шлиц b применяется для передачи больших крутящих моментов, при знакопеременных нагрузках (при работе с реверсом). Этот метод центрирования широко используется в автомобилестроении. Пазы вала шлифуют по боковым сторонам. Отверстие во втулке обеспечивается протягиванием щлицевой протяжкой. Протяжка – дорогой, но высокопроизводительный режущий инструмент.

По нецентрирующим диаметрам предусматриваются зазоры при любом виде центрирования. Поля допусков нецентрирующих диаметров: d – у вала b12, у втулки – H11; D – у вала a11, у втулки – H12.

Посадки и условные обозначения прямобочных шлицевых соединений

Посадки для центрирующих диаметров шлицевых прямобочных соединений назначаются по *системе отверстия* (чтобы уменьшить номенклатуру дорогостоящих инструментов – протяжек). По ширине шлиц применяются внесистемные посадки, обеспечивающие соединения с гарантированными зазорами для компенсации погрешностей углового расположения зубьев. Рекомендуемые посадки представлены в табл. 8.2.

Предельные отклонения размеров d, D и b следует определять по таблицам ГОСТ 25347.

Условное обозначение шлицевого соединения включает букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев, номинальные размеры d, D, b, обозначение посадок (указываются после соответствующих размеров).

Приведем пример условного обозначения шлицевого соединения легкой серии с числом зубьев z = 8, внутренним диаметром d = 36 мм, наружным диаметром D = 40 мм, шириной зуба b = 7 мм, с центрированием

по наружному диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{f7}$ и по размеру b – $\frac{F8}{f7}$

$$D-8\times 36\frac{H11}{b12}\times 40\frac{H7}{f7}\times 7\frac{F8}{f7}$$

Втулка (отверстие) этого соединения имеет вид

D –8×36H11× 40H7×7F8,

а вал

D –8×36b12× 40f7×7f7.

Допускается не указывать в обозначениях поля допусков и посадки нецентрирующих диаметров.

Пример условного обозначения неподвижного шлицевого соединения средней серии с центрированием по внутреннему диаметру с числом шлиц 6:

$$d-6\times 28\frac{H7}{js6}\times 34\times 7\frac{D9}{k7}$$

Пример условного обозначения подвижного шлицевого соединения тяжелой серии с центрированием по боковой поверхности шлиц с числом шлиц 10, работающего в условиях реверса:

b – 10 × 28 × 35 × 4D9/e8.

Таблица 8.2

Рекомендуемые посадки элементов прямобочных шлицевых соединений при различных способах центрирования

Поверхность центрирования	Элемент соединения	Посадки	
		Подвижное соединение	Неподвижное соединение
D	*D*	$\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{js6}$; $\frac{H7}{n6}$; $\frac{H11}{b12}$
	d	Втулка по *H*11; вал не менее d_1;	
	b	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{D9}{h9}$	$\frac{F8}{js7}$; $\frac{H8}{js7}$; $\frac{D9}{js7}$
d	*D*	$\frac{H12}{a11}$	
	d	$\frac{F7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7}{js6}$; $\frac{H7}{js7}$; $\frac{H7}{n6}$
	b	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F10}{f9}$; $\frac{F10}{h9}$;	$\frac{D9}{js7}$; $\frac{F10}{js7}$; $\frac{D9}{k7}$

		$\frac{D9}{h9}$	
b	*D*	$\frac{H12}{a11}$	
	d	Втулка по *H*11; вал не менее d_1; $\frac{H11}{b12}$	
	b	$\frac{D9}{f8}$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{F10}{d9}$	$\frac{F8}{js7}$; $\frac{F8}{h9}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{k9}$
Примечания: 1 Кроме указанных посадок допускаются и другие (см. ГОСТ 1139). 2 Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.			

Задания

1. Расшифровать обозначение шлицевого соединения.
2. Указать вид центрирования.
3. Записать условные обозначения вала и втулки отдельно.
4. Начертить эскизы поперечных сечений вала и втулки шлицевого соединения.
5. Построить схему расположения полей допусков для данного резьбового соединения. Указать натяги и зазоры.
6. Начертить шпоночное соединение в поперечном сечении.
7. Ответить на контрольные вопросы.

Методические указания к выполнению заданий

1. Выбрать исходные данные в соответствии с вариантом (табл. 8.3).

Таблица 8.3

Вариант	Условное обозначение шлицевого обозначения
1	$d-6\times 23\frac{H7}{f7}\times 28\frac{H12}{a11}\times 6\frac{D9}{h9}$
2	$d-8\times 56\frac{H7}{f7}\times 62\frac{H12}{a11}\times 10\frac{F10}{f9}$
3	$b-10\times 72\times 82\frac{H12}{a11}\times 12\frac{D9}{f8}$

4	$D-8\times32\times38\frac{H7}{js6}\times6\frac{F8}{f7}$
5	$d-8\times56\frac{H7}{g6}\times62\frac{H12}{a11}\times10\frac{D9}{f8}$
6	$b-10\times16\times20\frac{H12}{a11}\times2{,}5\frac{D9}{e8}$
7	$D-8\times42\times48\frac{H7}{f7}\times8\frac{F8}{js7}$
8	$b-16\times62\times72\frac{H12}{a11}\times6\frac{D9}{e8}$
9	$d-10\times42\frac{H7}{g6}\times52\frac{H12}{a11}\times6\frac{D9}{h9}$
0	$D-20\times112\times125\frac{H7}{f7}\times9\frac{F8}{f8}$

Пример выполнения практического задания.

Дано: d –16 x 72H8/e8 x 82 x 7F10/f7

1.Произведем расшифровку его условной записи используя.

Заданное шлицевое соединение центрируется по внутреннему диаметру, имеет число зубьев z=16, номинальное значение внутреннего диаметра d=72 с посадкой H8/e8, наружного (не центрирующего) – D82 мм с посадкой H12/a11, толщина зуба (ширина впадины) втулки b=7 мм с посадкой F10/f7.

По таблицам стандарта СТ СЭВ 144-75 (ГОСТ 25347-82), находим предельные отклонения диаметров и размера b втулки и вала. Имеем:

а) для шлицевой втулки: внутренний диаметр $d=72H8(^{+0,046})$;

наружный диаметр $D=82H12(^{+0,35})$;

ширина впадины $b=7F10\left(^{+0,071}_{+0,013}\right)$;

б) для шлицевого вала:

внутренний диаметр $d=72e8\left(^{-0,060}_{-0,106}\right)$;

наружный диаметр $D=82a11\left(^{-0,38}_{-0,60}\right)$;

ширина впадины $b=7f7\left(^{-0,013}_{-0,028}\right)$;

Вычисляем предельные размеры и допуски всех элементов, а также зазоры, получаемые в соединениях по центрирующему диаметру и боковым поверхностям зубьев.

Параметры:

внутренний диаметр $d=72e8\left(^{-0,060}_{-0,106}\right)$; es=-60; ei=-106; T_d=46 мкм.

внутренний диаметр $d=72H8(^{+0,046})$;ES=46; EI=0; T_D=46 мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$$S_{max}=ES - ei =+46 - (-106)=152 \text{ мкм}$$

$$S_{min}=EI - es=0 - (-60)=60 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки:

$$TS=S_{max} - S_{min} =152 - 60=92 \text{ мкм}$$

$$TS=ES - ei - EI +es=TD+Td;\ TS=46+46=92 \text{ мкм}$$

Параметры:

наружный диаметр $D=82a11\left(^{-0,38}_{-0,60}\right)$;es=-38; ei=-60; Td=22 мкм.

наружный диаметр $D=82H12(^{+0,35})$;ES=35; EI=0; TD=35 мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$$S_{max}=ES - ei =35 - (-60)=95 \text{ мкм}$$

$$S_{min}=EI - es=0–(-38)=38 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки:

$$TS=S_{max} - S_{min} =95 - 38=57 \text{ мкм}$$

$$TS=ES - ei - EI +es=TD+Td;$$

$$TS=35+22=57 \text{ мкм}$$

Параметры:

ширина впадины $b=7f7\left(^{-0,013}_{-0,028}\right)$;es=-13; ei=-28; T_d=15 мкм.

ширина впадины $b=7F10\left(^{+0,071}_{+0,013}\right)$;ES=71; EI=13; T_D=58 мкм.

Наибольший и наименьший зазоры:

$$S_{max}=ES - ei =71 - (-28)=99 \text{ мкм}$$

$$S_{min}=EI - es=13–(-13)=26 \text{ мкм.}$$

Допуск посадки:

$$TS=S_{max} - S_{min} =99 - 26=73 \text{ мкм}$$

$$TS=ES - ei - EI +es=T_D+T_d;$$

$$TS=58+15=73 \text{ мкм}$$

Строим схемы взаимного расположения полей допусков центрирующего диаметра и размера b втулки и вала (рис.8.3)

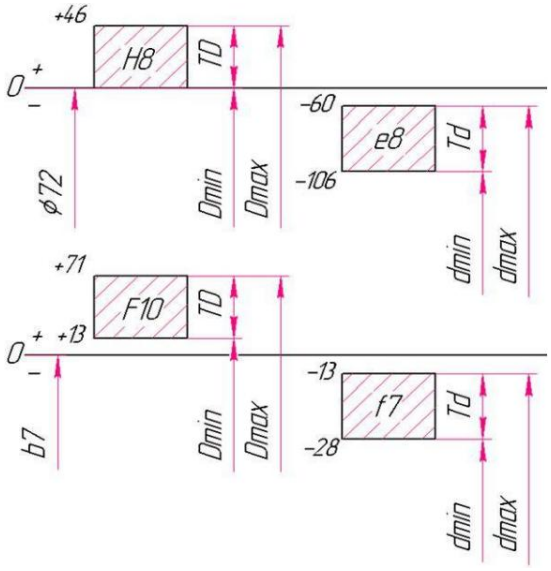


Рис.8.3. Схема полей допусков шлицевого соединения

Контрольные вопросы

1. Какие существуют виды шлицевых соединений по профилю зубьев?
2. Какие бывают виды центрирования?
3. В чем состоит назначение шлицевых соединений?
4. Какие поля допусков установлены для нецентрирующих диаметров прямобочных шлицевых соединений при центрировании: а) по боковым сторонам шлицев; б) по наружному и внутреннему диаметру?
5. В каких случаях поля допусков следует применять в эвольвентных шлицевых соединениях при центрировании по боковым поверхностям зубьев в посадках с зазором, с натягом?
6. Как обозначается шлицевое соединение?
7. Посадки какого характера применяют для неподвижных шлицевых соединений?
8. Как осуществляется контроль шлицевых соединений?
9. В чем заключаются достоинства шлицевых соединений с прямобочным и эвольвентным профилем зубьев?
10. В какой системе и какие посадки используют в прямобочных шлицевых соединениях?

Практическая работа № 9
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: Определить численные значения предельных отклонений присоединительных диаметров подшипника и посадочных мест вала и корпуса согласно выбранным посадкам.

Подшипники качения – наиболее распространенные стандартные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром D наружного кольца и внутренним диаметром d внутреннего кольца, и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами.

Классы точности подшипников качения

Качество подшипников при прочих равных условиях определяется:

1) точностью присоединительных размеров d , D и ширины колец B; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатостью; точностью формы и размеров тел качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей;

2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением дорожек качения и торцов колец. В зависимости от указанных показателей точности ГОСТ 520-89 устанавливает следующие классы точности подшипников, обозначаемых (в порядке убывания точности) 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2, T. При этом наибольшее распространение получили подшипники классов точности: 0, 6, 5, 4, 2.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизмов. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала. Например, подшипники класса точности 6 применяют в автомобиле- и тракторостроении, подшипники класса точности 5 и 4 – при производстве газотурбинных двигателей и на шпинделях шлифовальных станков, подшипники класса точности 2 – в гироскопических и других прецизионных приборах.

Класс точности подшипника указываю через тире перед условным обозначением подшипника, например 6-205, 5-308.

Допуски и посадки подшипников качения

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями размеров наружного и внутреннего диаметров не зависимо от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности

подшипников верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадку соединения наружного кольца подшипника с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца подшипника с валом – в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, а не в «плюс», как у обычного основного отверстия, т.е. не в «тело» кольца, а вниз от нулевой линии, что видно из рисунка 9.1.

Такое расположение поля допуска установлено с целью обеспечения сравнительно небольшого натяга в соединении внутреннего кольца подшипника с валом при использовании имеющихся в ЕСКД полей допусков на валы под переходные посадки, с учетом, что в большинстве подшипниковых соединений вращается вал, а корпус с наружным кольцом неподвижны.

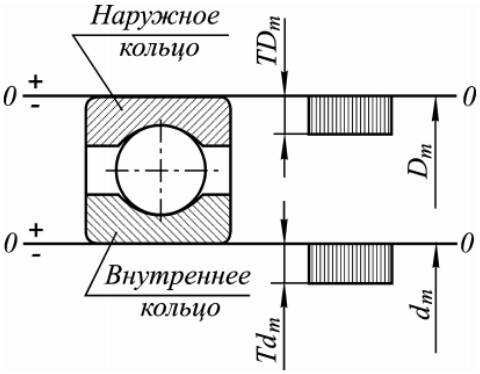


Рис. 9.1 – Расположение полей допусков посадочных диаметров колец подшипников

Посадка подшипника в корпус в этих же условиях, как будет показано в дальнейшем, должна быть с небольшим зазором, поэтому поле допуска на диаметр наружного кольца располагается в «тело» детали или в «минус», как принято в общем машиностроении для основного вала.

Вследствие овальности конусообразности и других отклонений формы при измерении могут быть получены различные значения диаметра колец подшипников в разных сечениях. В связи с этим стандартом установлены предельные отклонения номинальных d , D и средних d_m , D_m диаметров колец. Средние диаметры d_m и D_m определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего диаметров, измеренных в двух крайних сечениях кольца.

К шероховатости посадочных и торцовых поверхностей колец подшипников, а также валов и корпусов предъявляют повышенные

требования. Например, у колец подшипников класса точности 4 и 2 диаметром до 250 мм параметр шероховатости Ra должен быть в пределах 0,63…0,32 мкм. Особое значение имеет шероховатость поверхности дорожек и тел качения. Уменьшение параметра шероховатости поверхности Ra от 32…0,16 мкм до 0,16…0,08 мкм повышает ресурс подшипника более чем в два раза, а дальнейшее уменьшение параметра шероховатости Ra до 0,08…0,04 мкм – еще на 40 %.

Выбор посадок колец подшипников на вал и в корпус осуществляется согласно ГОСТ 3325-85, исходя из условий работы сборочной единицы, в которую входят подшипники. При этом учитываются: схема работы сборочной единицы (вращается вал с внутренним кольцом или корпус с наружным кольцом); вид нагружения колец и режим работы подшипника.

Практически чаще всего сборочные единицы, содержащие подшипники, работают по схеме, когда вращается внутренне кольцо с валом, а наружное кольцо и корпус неподвижны. Поля допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус для данной схемы приведены на рисунке 9.2.

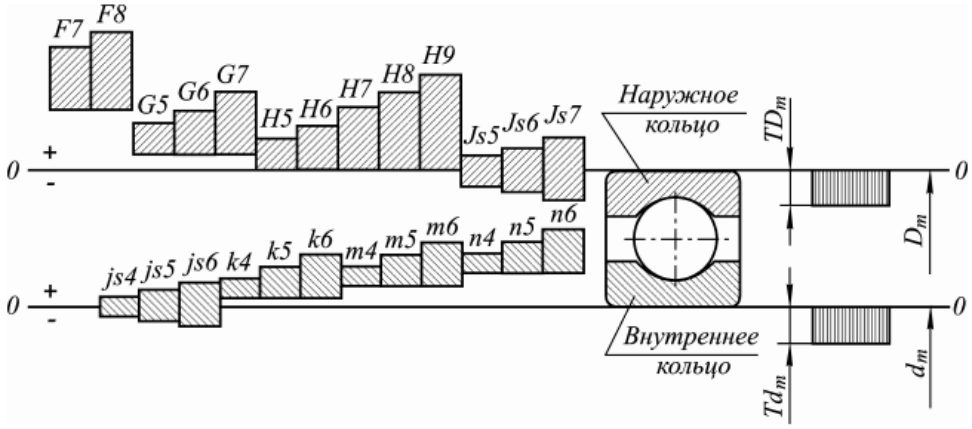


Рис. 9.2 – Схемы полей допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус при вращении вала с внутренним кольцом подшипника

В этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения внутреннего кольца подшипника с валом. Это достигается за счет использования полей допусков валов под переходные посадки (основные отклонения js, k , m , n), что, благодаря специфическому расположению поля допуска внутреннего кольца (вниз от нулевой линии), позволяет получить в соединении небольшой, чаще всего гарантированный натяг. Исключение представляет случай, когда предельные отклонения вала расположены симметрично относительно нулевой линии. Однако в этом случае вероятность получения натяга в соединении достаточно велика (96…98 %).

Применять для рассматриваемого соединения валы с полями допусков под неподвижные посадки недопустимо, так как получаемые при этом натяги сильно осложняют условия монтажа и демонтажа подшипников, а в процессе

их эксплуатации возможны поломки в связи со значительными внутренними напряжениями в кольцах и шариках и заклинивание тел качения.

Поля допусков валов, как видно из рис. 9.2, выбирают по системе основного отверстия:

- для подшипников класса точности 0 и 6 − js6, k6, m6 , n6 ;
- для подшипников класса точности 5 и 4 − js5 , k5 , m5, n5;
- для подшипников класса точности 2 − js4, k4, m4, n4.

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы сборочной единицы должно устанавливаться свободно. Поля допусков отверстий корпусов выбирают по системе основного вала:

- для подшипников класса точности 0 и 6 − Js7 , H7, H8, H9 , G7 , F7, F8;
- для подшипников класса точности 5 и 4 − Js6, H6, G6;
- для подшипников класса точности 2 − Js5, H5 , G5.

В результате обеспечивается легкость монтажа, устраняется возможность заклинивания тел качения и создаются условия для периодического проворачивания наружного кольца в корпусе, что способствует более равномерному износу его беговой дорожки.

Если вращается наружное кольцо с корпусом, а внутреннее кольцо и вал неподвижны, то в этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения наружного кольца с корпусом. Соединение внутреннего кольца с валом в рассматриваемом случае должно быть свободным. Поля допусков для отверстий корпусов и поля допусков на валы приведены в справочной литературе по нормированию точности подшипников.

Выбор посадок колец подшипников определяется также видом нагружения и режимом работы.

В случае если сборочная единица работает по схеме, вращается вал с внутренним кольцом, а корпус с наружным кольцом неподвижны, возможны две типовые схемы нагружения подшипника.

Первая типовая схема нагружения представлена на рисунке. 9.3, а. Радиальная нагрузка Pr постоянна по величине и направлению. В этом случае внутреннее кольцо подшипника испытывает *циркуляционное нагружение*, а наружное кольцо – *местное нагружение*.

При *местном нагружении*, показанном на рисунке 9.3, б, кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку P_r, постоянную по направлению, лишь ограниченным участком беговой дорожки и передает ее ограниченному участку корпуса. Поэтому сопряжение наружного кольца подшипника с корпусом должно быть осуществлено по посадке с небольшим средневероятным зазором. За счет наличия зазора данное кольцо в процессе

работы под действием отдельных толчков, сотрясений и других факторов будет периодически проворачиваться в корпусе, вследствие чего износ беговой дорожки станет более равномерным и долговечность подшипника существенно возрастет.

Циркуляционное нагружение создается на кольце при постоянно направленной радиальной нагрузке, когда место нагружения последовательно перемещается по окружности кольца со скоростью его вращения. Схема данного нагружения приведена на рисунке. 9.3, в. Посадка вращающегося циркуляционно нагруженного кольца должна обеспечивать гарантированный натяг, который исключает возможность относительного смещения или проскальзывания кольца и вала. Наличие вышеуказанных процессов приведет к развальцовке сопрягаемых поверхностей, потере точности, перегреву и быстрому выходу сборочной единицы из строя.

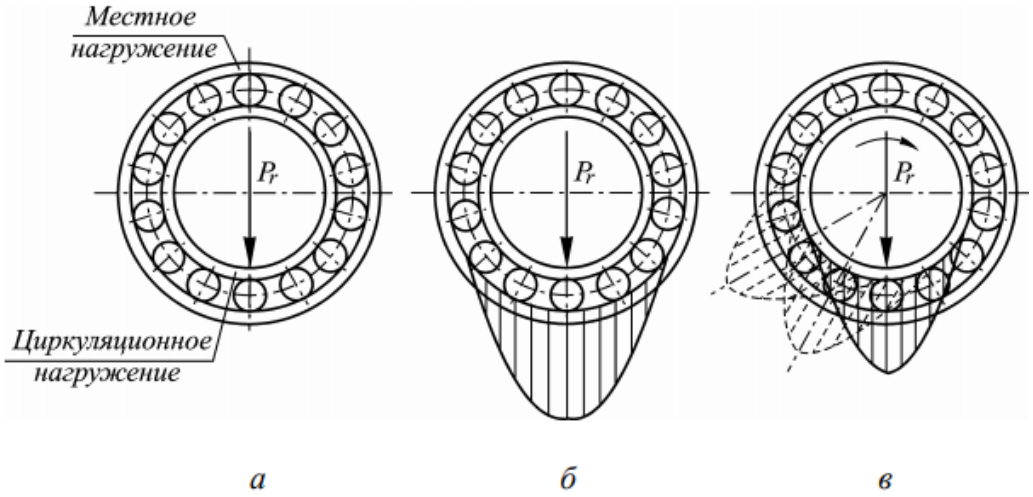


Рис. 9.3 – Первая типовая схема нагружения подшипника и виды нагружения колец: а – типовая схема нагружения; б – местное нагружение наружного кольца; в – циркуляционное нагружение внутреннего кольца

Внутреннее кольцо воспринимает суммарную радиальную нагрузку последовательно всей контактной поверхностью дорожки качения, т. е. имеет *циркуляционное нагружение*, схема которого, аналогичная схеме, представленной на рисунке 9.3, в.

Режим работы подшипника принимается в зависимости от его расчетной долговечности. При расчетной долговечности более 10000 часов режим считается легким, при 5000…10000 часов − нормальным и при 2500…5000 часов − тяжелым. При ударных и вибрационных нагрузках, которые испытывают, например, трамвайные и железнодорожные буксы, валы дробильных машин и т.п., режим считается тяжелым независимо от расчетной долговечности.

Рекомендации по выбору посадок подшипников качения в зависимости от схемы работы, характера нагружения и режима работы приведены в ГОСТ 3325-85.

Обозначение посадок подшипников на чертежах

Поля допусков внутреннего и наружного колец подшипника принято обозначать соответственно буквами L и l с указанием класса точности подшипника, например, L 6 и l 6.

Для соединения колец подшипников с валами и корпусами применяют так называемые «подшипниковые» посадки, отличающиеся от посадок ГОСТ 25347-82 значениями зазоров и натягов. Это вызвано тем, что предельные отклонения размеров колец, выбираемых по ГОСТ 520-89, отличны от отклонений, установленных ГОСТ 25347-82. Посадки подшипников качения на сборочных чертежах, в соответствии с общими правилами, обозначаются в виде дроби. Пример обозначения посадок подшипника на чертежах показан на рисунке 9.5. Допускается при обозначении посадок подшипника на вал и в корпус указывать только поля допусков вала и отверстия в корпусе. Это обозначение также указано на рисунке 9.5.

Если сборочная единица работает по схеме, вращается вал с внутренним кольцом подшипника (например, класса точности 6), а корпус с наружным кольцом подшипника – неподвижны, то циркуляционно нагруженное кольцо можно установить на вал по одной из посадок – $\frac{L6}{js6}$, $\frac{L6}{k6}$; кольцо подшипника, испытывающее местное нагружение, по посадкам – $\frac{H7}{l6}$, $\frac{G7}{l6}$; колебательно нагруженное кольцо по посадке – $\frac{Js7}{l6}$

Задания

1. Выбрать и расчитать посадки на соединения подшипника с корпусом и валом.
2. Назначить отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей. Построить схемы полей допусков соединений.
3. Начертить эскизы деталей и узла подшипникового соединения с указанием шероховатости поверхности и отклонений формы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

Методические указания к выполнению заданий

Выбрать исходные данные в соответствии с вариантом (табл. 9.1.).

Таблица 9.1

Вариант	Класс точности подшипника	Диаметр кольца, мм		Узел	Режим работы
		внутреннего d_m	наружного D_m		
1	6	100	180	Передний мост автомобиля, вращается корпус	Нормальный
2	6	60	130	Электродвигатель N = 80 кВт, вращается вал	Тяжелый
3	0	45	100	Коробка скоростей токарного станка, вращается вал	Нормальный
4	0	70	90	Редуктор, вращается вал	Нормальный
5	6	90	190	Шлифовальный шпиндель, вращаются вал и корпус	Нагрузки переменные
6	6	150	225	Передние колеса автомашин, вращается корпус	Нормальный
7	0	100	125	Узел трактора, вращается вал	Нормальный
8	6	80	100	Колеса трамваев, вращается вал	Нагрузка динамическая
9	0	40	90	Коробка передач трактора, вращается вал	Нормальный
0	6	50	110	Ролики ленточного транспортера, вращается корпус	Нормальный

Пример решения задачи

Выбрать и расчитать посадки на соединения подшипника с корпусом и валом в узле редуктора. Назначить отклонения формы и шероховатость посадочных поверхностей. Построить схемы полей допусков соединений. Начертить эскиз узла и деталей соединения подшипника с простановой посадок, отклонений формы, шероховатости поверхностей.

Условие: подшипник шариковый, радиальный, d=150 мм, D190 мм, вращается вал, режим работы нормальный, класс точности 0.

Решение:

1.Определяем предельные отклонения поля допуска внутреннего кольцо подшипника L0, предельные размеры кольца при d_m=150 мм (таблица 9.2):

ES=0; EI=-25 мкм;

$d_{m\,max}$=150 мм; $d_{m\,min}$=149,975 мм;

Td_m=0,025 мм.

Таблица 9.2

Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные. Кольца внутренние

Номинальный диаметр отверстия d, мм	Отверстие						Ширина кольца B		Непостоянство ширины кольца U_p	Радиальное биение дорожки качения R_i
	цилиндрическое				коническое (конусность 1 : 12) $\Delta d_k - \Delta d$					
	d_m		d^*							
	Отклонения, мкм									
	Верхнее	Нижнее	Верхнее	Нижнее	Нижнее	Верхнее	Верхнее	Нижнее	Не более	
Класс точности L0										
От 0,6 до 2,5	0	-8	+1	-9	0	-	0	-40	12	10
Св. 2,5 >> 10	0	-8	+2	-10	0	+15	0	-120	15	10
>> 10 >> 18	0	-8	+3	-11	0	+18	0	-120	20	10
>> 18 >> 30	0	-10	+3	-13	0	+21	0	-120	20	13
>> 30 >> 50	0	-12	+3	-15	0	+25	0	-120	20	15
>> 50 >> 80	0	-15	+4	-19	0	+30	0	-150	25	20
>> 80 >> 120	0	-20	+5	-25	0	+35	0	-200	25	25
>> 120 >> 180	0	-25	+6	-31	0	+40	0	-150	30	30
>> 180 >> 250	0	-30	+8	-38	0	+46	0	-300	30	40
Класс точности L6										
От 0,6 до 2,5	0	-7	+1	-8	-	-	0	-40	12	5
Св. 2,5 >> 10	0	-7	+1	-8	0	+9	0	-120	15	6
>> 10 >> 18	0	-7	+1	-8	0	+11	0	-120	20	7
>> 18 >> 30	0	-8	+1	-9	0	+13	0	-120	20	8
>> 30 >> 50	0	-10	+1	-11	0	+16	0	-120	20	10
>> 50 >> 80	0	-12	+2	-14	0	+19	0	-150	25	10
>> 80 >> 120	0	-15	+3	-18	0	+22	0	-200	25	13
>> 120 >> 180	0	-18	+3	-21	0	+25	0	-250	30	18
>> 180 >> 250	0	-22	+4	-26	0	+29	0	-300	30	20

Таблица 9.3

Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные. Кольца наружные

Номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм											
	наружного диаметра кольца											
	D_m			D^*				D_m и D^*				
	Классы точности											
	0, 6	**0**	**6**	**0**		**6**		**5, 4, 2**	**5**	**4**	**2**	
	верхние	нижние		верхние	нижние	верхние	нижние	верхние	нижние			
От 2,5 до 6	0	-8	-7	+1	-9	+1	-8	0	-5	-4	-2.5	
Св. 6 >> 18	0	-8	-7	+2	-10	+1	-8	0	-5	-4	-2.5	
>> 18 >> 30	0	-9	-8	+2	-11	+1	-9	0	-6	-5	-4	
>> 30 >> 50	0	-11	-9	+3	-14	+2	-11	0	-7	-6	-4	
>> 50 >> 80	0	-13	-11	+4	-17	+2	-13	0	-9	-7	-4	
>> 80 >> 120	0	-15	-13	+5	-20	+2	-15	0	-10	-8	-5	
>> 120 >> 150	0	-18	-15	+6	-24	+3	-18	0	-11	-9	-5	
>> 150 >> 180	0	-25	-18	+7	-32	+3	-21	0	-13	-10	-7	
>> 180 >> 250	0	-30	-20	+8	-38	+4	-24	0	-15	-11	-8	
>> 250 >> 315	0	-35	-25	+9	-44	+4	-29	0	-18	-13	-8	

Номинальный наружный диаметр D, мм	Допускаемые отклонения, мкм													
	радиального биения дорожки качения Ra					биения наружной цилиндрической поверхности относительно базового торца Sa			осевого биения дорожки качения Aa^{**}			непостоянства ширины колец Up		
	Классы точности													
	0	**6**	**5**	**4**	**2**	**5**	**4**	**2**	**5**	**4**	**2**	**5**	**4**	**2**
От 2,5 до 6	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5
Св. 6 >> 18	15	8	5	3	1.5	8	4	1.5	8	5	1.5	5	2.5	1.5
>> 18 >> 30	15	9	6	4	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5
>> 30 >> 50	20	10	7	5	2.5	8	4	1.5	8	5	2.5	5	2.5	1.5
>> 50 >> 80	25	13	8	5	4	8	4	1.5	10	5	4	6	3	1.5
>> 80 >> 120	35	18	10	6	5	9	5	2.5	11	6	5	8	4	2.5
>> 120 >> 150	40	20	11	7	5	10	5	2.5	13	7	5	8	5	2.5
>> 150 >> 180	45	23	13	8	5	10	5	2.5	14	8	5	8	5	2.5
>> 180 >> 250	50	25	15	10	7	11	7	4	15	10	7	10	7	4
>> 250 >> 315	60	30	18	11	7	13	8	5	18	10	7	11	7	5

Таблица 9.4

Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения в корпусе (под наружное кольцо)

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Конструкция подшипникового узла	Режим работы подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				0, *6*	*5*, *4*	*2*	
				Поля допусков корпусов			
Подшипники радиальные							
Вал	Местный	Корпус цельный или разъемный; наружное кольцо может перемещаться в осевом направлении	Нормальный или легкий; теплоотдача через вал	G7	—	—	Сушильные цилиндры бумагоделательных машин
				H8	—	—	Трансмиссионные валы, сельскохозяйственные машины
			Тяжелый или нормальный	J_S7 (J7)	J_S6 (J6)	—	Электродвигатели, насосы, шпиндели металлорежущих станков
			Нагрузка динамическая, $P > 0{,}15\ C$	H7, J_S7, (J7)	—	—	Колесные пары ж/д транспорта и трамваев, большинство подшипниковых узлов общего машиностроения
Вал или вал и корпус	Колебательный	Корпус цельный; наружное кольцо перемещается в осевом направлении	Нагрузки переменные по величине и направлению, высокая точность хода, $P < 0{,}15\ C$	K6	K5, M5	K5	Роликоподшипники цилиндрические для шпинделей металлорежущих станков
		Корпус цельный; наружное кольцо легко перемещается в осевом направлении		H6	J_S6, J_S5	J_S4	Шарикоподшипники для шлифовальных шпинделей и малых электромоторов
			Легкий, нагрузка переменного направления, высокая точность хода	H7, H6	H6, H5	H5, H4	Высокоскоростные электродвигатели для оборудования и высокоточных приборов
Корпус	Циркуляционный	Корпус цельный; наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный; нагрузка переменная $P < 0{,}15\ C$	M7	—	—	Ролики ленточных транспортеров, колеса мостовых подъемных кранов
			Нормальный или тяжелый	N7	N6	—	Передние колеса автомашин и тягачей на шарикоподшипниках, коленчатые валы
			Тяжелый; конструкция тонкостенная	P7	P6	—	Колеса самолетов, колеса автомобилей на конических подшипниках, ведущие барабаны гусеничных машин
Корпус или корпус и вал	Колебательный		Нормальный или тяжелый	K6, J_S6, (J6), M6	M6, J_S6, (J6), M5	M5	Точные узлы, шпиндели тяжелых металлорежущих станков
				K7	—	—	Электродвигатели, насосы, коробки передач, задние мосты автомобилей
			Тяжелый, нагрузка динамическая	M7	—	—	Электродвигатели, тяговые электродвигатели

Таблица 9.5

Рекомендуемые поля допусков для установки подшипников качения в корпусе (под внутреннее кольцо)

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Режим работы подшипника	Разновидности и размеры подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				L0, L6	**L5, L4**	**L2**	
				Поля допусков			
Вал	Циркуляционный	Легкий или нормальный $0{,}07C < P < 0{,}15C$	Шариковые радиальные $d < 18$ мм	—	h5	—	Гидромоторы и малогабаритные электроприборы, внутришлифовальные шпиндели и электрошпиндели, сельскохозяйственные машины, центрифуги, газотурбинные двигатели, центробежные насосы, редукторы коробок скоростей станков, цепные передачи, турбохолодильники
			Шариковые радиальные d св. 18 до 100 мм, роликовые (кроме сферических) $d < 40$ мм	k6 j_s 6	k5 j_s 5 (j5)	j_s 4, j_s 3 h3, k4, h4	
			Шариковые радиальные d св. 100 до 140 мм, радиально-упорные d св. 40 до 140 мм	k6, h6 j_s 6 (j6)	k5	k4	
			Шариковые и роликовые d св. 140 до 250 мм	m6	—	—	
	Циркуляционный или колебательный	Нормальный или тяжелый	Шариковые радиальные $d < 18$ мм	—	j_s 5 (j5)	h3	Деревообделочные машины, электродвигатели мощностью до 100 кВт, кривошипно-шатунные механизмы, коробки передач автомобилей и тракторов, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы, тяговые электродвигатели малой мощности, вентиляторы, турбокомпрессоры
			Шариковые радиальные d св. 18 до 100 мм, радиально-упорные $d < 100$ мм, и роликовые $d < 40$ мм	k6, j_s 6	k5	k4	
			Шариковые d св. 100 до 140 мм, роликовые d св. 40 до 100 мм	m6	m5	m4	
			Шариковые d св. 140 до 200 мм, роликовые сферические d св. 100 до 140 мм	n6	n5	4n	
			Шариковые и роликовые (кроме сферических) d св. 200 до 250 мм, роликовые сферические d св. 140 до 250 мм	n6, p6	—	—	
		Тяжелый, с ударными нагрузками	Роликовые цилиндрические или игольчатые d св. 50 до 140 мм, роликовые сферические d св. 50 до 100 мм	n6	—	—	Железнодорожные и трамвайные буксы, коленчатые валы двигателей, электродвигатели свыше 100 кВт, крупные тяговые электродвигатели, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, дробильные машины, буксы тепловозов и электровозов, дорожные машины, экскаваторы, манипуляторы прокатных станов, шаровые дробилки, вибраторы, грохоты, инерционные транспортеры
			Роликовые цилиндрические или игольчатые d св. 140 до 200 мм, роликовые сферические d св. 100 до 140 мм	p6	—	—	
			Роликовые сферические d св. 140 до 250 мм	r6, r7	—	—	

Таблица 9.5(продолжение)

Вращается корпус или вал	Характер нагружения кольца	Режим работы подшипника	Разновидности и размеры подшипников	Класс точности подшипника			Примеры применения подшипниковых узлов
				L0, L6	L5, L4	L2	
				Поля допусков			
Корпус	Местный	Легкий и нормальный требуется перемещение кольца на валу $P < 0{,}07\ C$	Шариковые и роликовые подшипники всех диапазонов диаметров	g6, (h6)	(g5), h5, g4	—	Ролики ленточных транспортеров, конвейеров, подвесных дорог, барабаны самописцев, опоры волновых передач
				g6, f6, j_s 6, (j6) h6	—	—	Передние и задние колеса автомобилей (неприводные), тракторов, вагонеток, самолетов, валки малых прокатных станов
		Нормальный или тяжелый		h6	—	—	Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов, валки станов для прокатки труб
Нагрузка только осевая			Подшипники всех диапазонов диаметров	j_s 6, (j6)	—	—	Все подшипниковые узлы
Вал или корпус	Любой	Нормальный	Подшипники на закрепительных и стяжных втулках все диапазонов диаметров	h10, h11	—	—	Трансмиссионные и контрприводные валы и узлы, не требующие точного вращения, сельскохозяйственные машины
		Тяжелый		h8, h7, h9	—	—	Железнодорожные и трамвайные буксы, буксы тяжелонагруженных транспортных устройств металлургического производства
	Нагрузка осевая		Подшипники упорные одинарные	j_s 6, (j6)	—	—	Все подшипниковые узлы
			Подшипники упорные двойные	j_s 6, (j6) / (k6)	—	—	
	Колебательный	Нагрузка осевая и радиальная	Подшипники упорные со сферическими роликами $d < 200$ мм	k6	—	—	
			То же d св. 200 до 250 мм	m6	—	—	

2.Определяем предельные отклонения поля допуска наружного кольца подшипника l0, предельные размеры кольца при D_m=190 мм (таблица 9.3)

es=0; ei=-30 мкм;

$D_{m\,max}$=190 мм; $D_{m\,min}$=189,97 мм;

TD_m=0,030 мм.

3.Определяем вид нагружения колец. Так как вращается вал, а корпус неподвижен (т.е. внутреннее кольцо вращается, а наружное неподвижно), то внутреннее кольцо нагружено циркуляционно, наружное – местно.

4.Определяем поля допусков посадочных поверхностей (таблицы 9.4, 9.5):

Вал – n6, отверстие в корпусе – H7;

соединение:

внутреннее кольцо – вал $Ø150\frac{L0}{n6}$; наружное кольцо – корпус $Ø190\frac{H7}{l0}$.

5.Определяем предельные отклонения посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса и их предельные размеры (приложения 14, 15, 16, 17)

вал Ø150 n6

es=+52; ei=+27 мкм;

d_{max}=150,052 мм; d_{min}=150,027 мм;

Td= es – ei=52-27=25 мкм.

отверстие Ø190 H7

ES=+46 мкм; EI=0;

D_{max}=190,046 мм; D_{min}=190 мм;

TD= ES - EI =46 мкм.

6.Определяем предельные зазоры и натяги соединений.

Внутреннее кольцо – вал $\left(\frac{L0}{n6}\right)$ - посадка в системе отверстия с натягом:

N_{max} =d_{max}- $d_{m\,min}$=150,052-149,975=0,077 мм;

N_{min} =d_{min}- $d_{m\,max}$=150,027-150=0,027 мм;

TN=N_{max}- N_{min}=0,077-0,027=0,05 мм

TN=Td_m+ T_d=0,025+0,025=0,05 мм

Наружное кольцо – корпус $\left(\frac{H7}{l0}\right)$ - посадка в системе вала с зазором:

S_{max} =D_{max}- $D_{m\,min}$=190,046-189,97=0,076 мм;

S_{min} =D_{min}- $D_{m\,max}$=190-190=0 мм;

TS=S_{max}- S_{min}=0,076 мм

TS=TD_m+ T_D=0,030+0,046=0,076 мм

7.Определяем шероховатость посадочных поверхностей (приложение 18):

Вала - R_a=2,5 мкм; отверстия - R_a=2,5 мкм; торцы заплечников валов и отверстий корпусов - R_a=2,5 мкм.

Отклонение от цилиндричности составляет 20% от допуска на размер:

Td=25 мкм, поэтому допуск цилиндричности вала равен 0,005 мм;

TD=46 мкм, поэтому допуск цилиндричности отверстия равен 0,010 мм.

8.Построим схемы полей допусков деталей подшипникового соединения, обозначим зазоры и натяги (рис.9.4)

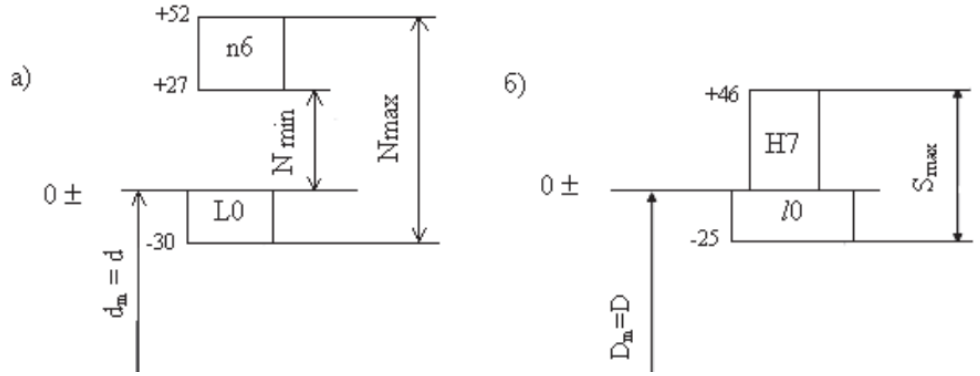


Рис. 9.4 Поля допусков деталей подшипникового соединения:

а – «внутреннее кольцо - вал»; б – «наружное кольцо - корпус»

9.Выполним чертежи деталей подшипникового соединения и сборочный чертеж (рис. 9.5).

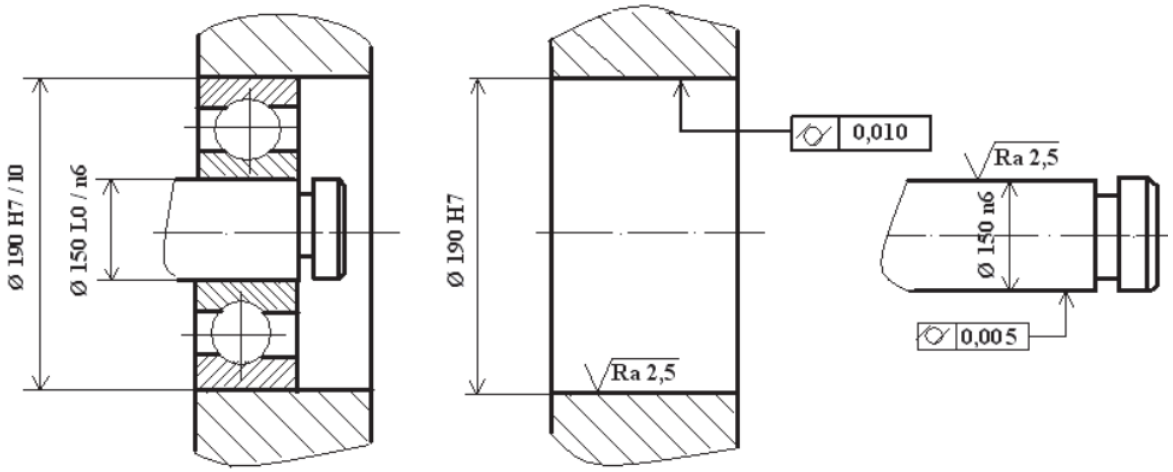


Рис. 9.5. Эскиз подшипникового узла и детали подшипникового соединения

Контрольные вопросы:

1. Какие классы точности устанавливает стандарт на подшипники качения?
2. По каким системам устанавливаются посадки на наружное и внутреннее кольцо подшипника?
3. Если вращается внутреннее кольцо подшипника, то какие посадки нужно обеспечить на кольцах подшипника?
4. По какому значению выбираются посадки для циркуляционнонагруженного кольца?
5. Как обозначаются классы точности подшипников качения?
6. Какие виды нагружения колец подшипника существуют

Практическая работа № 10
НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

Цель работы - изучить и освоить методику, приборы и другие средства измерений и контроля цилиндрических зубчатых колес, а также методику оценки годности зубчатого колеса в соответствии с нормами точности по ГОСТ 1643

Система точности цилиндрических зубчатых колес и передач

Точность изготовления цилиндрических ЗК регламентирована ГОСТ 1643 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». Стандартом установлено двенадцать степеней точности ЗК и ЗП, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 (рис. 10.1). Степени точности 1 и 2 для ЗК с $m > 1$ мм являются перспективными и численные значения допусков и отклонений для них пока не предусмотрены. Для каждой степени точности установлены:

– *нормы кинематической точности;*

– *нормы плавности работы;*

– *нормы контакта зубьев.*

Кинематическая точность определяет степень согласованности углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Нормам кинематической точности особое значение придают в ответственных механизмах, например, в делительных передачах управляющих и следящих систем.

К параметрам кинематических норм точности относятся:

- кинематическая погрешность передачи;
- кинематическая погрешность зубчатого колеса;
- накопленная погрешность шага зубчатого колеса;
- радиальное биение зубчатого венца;
- колебание длины общей нормали;
- колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса;
- колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе.

Плавность работы ограничивает погрешности, многократно повторяющиеся за один оборот ЗК. Нормы плавности работы имеют наибольшее значение в скоростных передачах, когда передача должна работать бесшумно и без вибраций при больших окружных скоростях ЗК.

К параметрам норм плавности относятся:

- циклическая погрешность колеса и передачи;
- местные кинематические погрешности зубчатого колеса и передачи;
- отклонение шага зацепления;
- погрешность профиля зуба.

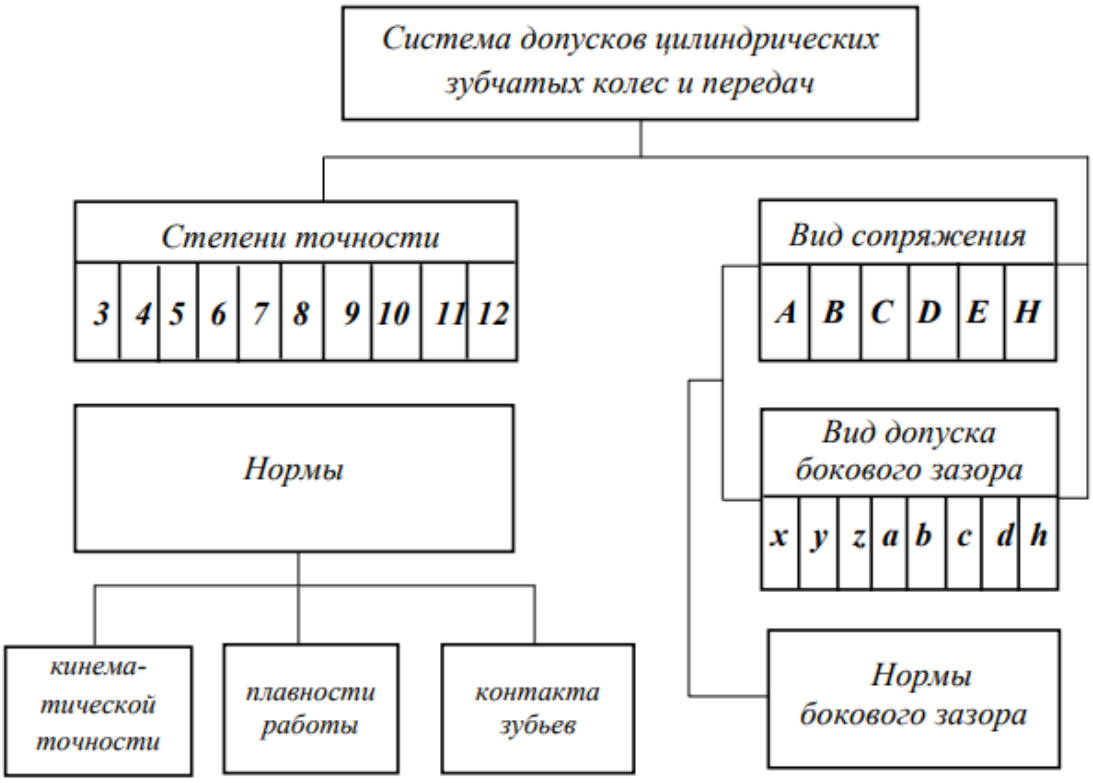


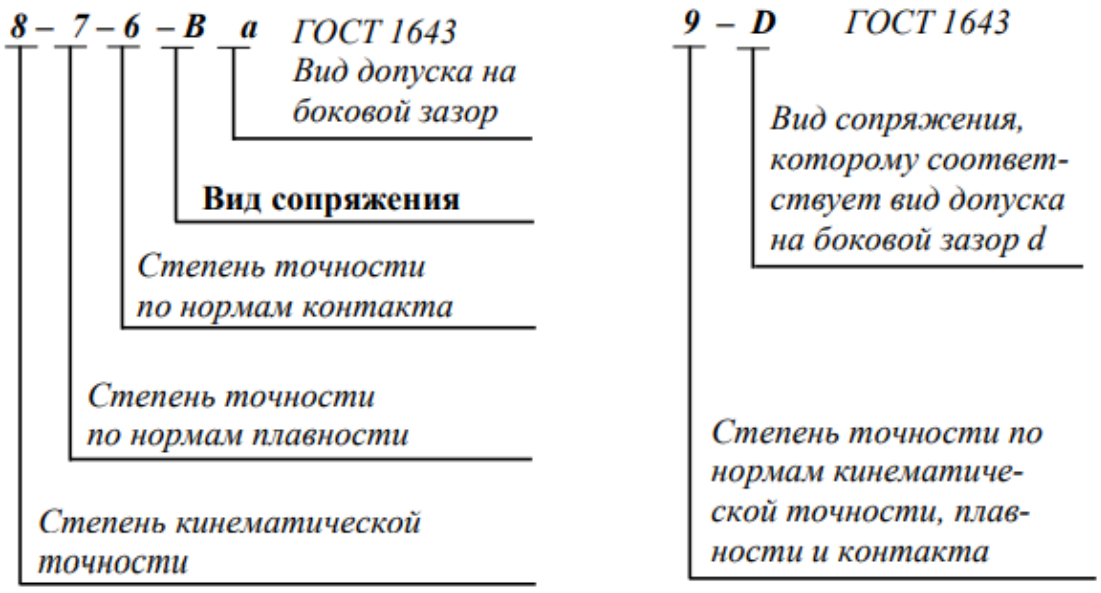
Рис. 10.1. Система допусков цилиндрических зубчатых колес.

Контакт зубьев определяет величину и расположение области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что очень важно для силовых тяжелонагруженных передач, работающих с невысокими скоростями без реверсирования. Примером могут служить ЗК грузоподъемных механизмов.

Нормы бокового зазора – это такие параметры колес и передач, которые влияют на зазор по нерабочим профилям ЗК в передаче. Независимо от степеней точности ЗК и ЗП установлены шесть видов сопряжений ЗК в передаче – *A, B, C, D, E, H* и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке его возрастания буквами: *x, y, z, a, b, c, d, h.* Эти нормы важны для передач, работающих в тяжелых тепловых условиях, при больших нагрузках, для реверсивных передач.

Передачи, к которым не предъявляют особых требований по нормам точности, относят к передачам общего назначения.

Точность ЗК и ЗП задают степенями точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев, видом сопряжения и видом допуска бокового зазора в последовательности, указанной на рис. 10.2, а. Возможно краткое обозначение точности ЗК и ЗП (рис. 10.2, б) в том случае, когда степени точности по всем трем нормам одинаковы и виду сопряжения соответствует вид допуска на боковой зазор, обозначаемый той же буквой.



а б

Рис. 10.2. Обозначение точности зубчатых колес и передач:
а – полное, б – краткое

Наиболее часто используют промежуточные варианты обозначения, например, 8-7-6-В, ГОСТ 1643. При необходимости в обозначениях ЗК и ЗП указывают класс отклонений межосевого расстояния и соответствующий боковой зазор, например, *8-7-6-Ca/V-128*, ГОСТ 1643. В том случае, когда по одной из норм точности степень точности конструктор не устанавливает, в обозначении указывают букву N вместо номера этой степени, например, *8-N-6-B, ГОСТ 1643*.

Степень точности ЗК и ЗП устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности работы, передаваемой мощности, а также окружной скорости ЗК, выполняя соответствующие расчеты (расчет угла рассогласования вращения ведущего и ведомого ЗК для определения степени кинематической точности, расчет динамики передачи для определения степени точности по нормам плавности, расчет на прочность и долговечность для определения степени точности по нормам контакта).

При назначении степеней точности используют принцип комбинирования норм точности, позволяющий для конкретной передачи, в зависимости от ее назначения, установить различные степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Комбинирование норм позволяет установить более высокую точность для основных, определяющих служебное назначение норм точности и менее высокую – для остальных норм.

В соответствии с этим принципом нормы плавности работы ЗК и ЗП не могут быть более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев не могут быть грубее норм

плавности (за исключением передач с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \leq 1{,}25$, для которых нормы контакта могут быть на одну степень грубее норм плавности). Комбинирование норм точности позволяет снизить затраты на изготовление ЗК, а следовательно, и ЗП, за счет применения более простых методов обработки зубьев.

Вид сопряжения ЗП характеризуется величиной минимального бокового зазора в ЗП $j_{n\ min}$, необходимого для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала и определяемого расчетным путем.

ГОСТ 1643 устанавливает виды сопряжений в зависимости от степени точности ЗК и ЗП (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Соответствие видов сопряжения степеням точности ЗК и ЗП (ГОСТ 1643)

Вид сопряжения	Диапазон степеней кинематической точности ЗК и ЗП	Примечание
A *B* *C* *D* *E* *H*	3-12 3-10 3-9 3-8 3-7 3-7	Сопряжение вида *B* гарантирует величину $j_{n\ min}$, при котором исключается возможность заклинивания стальных или чугунных ЗК в передаче от нагрева при разности температур ЗК и корпуса в 25 °С

При отсутствии специальных требований к партии или комплекту передач видам сопряжений *H* и *E* соответствует вид допуска на боковой зазор *h*, а видам сопряжений *D, C, B* и *A* – виды допуска *d, c, b* и *a* соответственно.

Задание - рассчитать геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления

Все геометрические параметры подразделяются на исходные (табл. 10.2, 10.3), т.е. параметры, которые выбираются конструктором; основные параметры (табл. 10.4), которые рассчитываются на основании исходных параметров и контрольные параметры (табл.10.5) - дополнительные параметры необходимые для контроля качества изготовления зубчатых колес.

Таблица 10.2

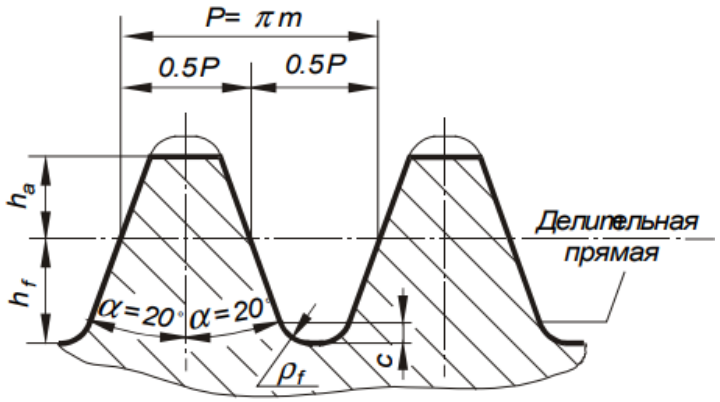
Исходные параметры цилиндрических зубчатых передач

№	Наименование параметра	Обозначение	Числовое значение
1	Модуль	m	4 мм
2	Число зубьев шестерни	z_1	21
3	Число зубьев колеса	z_2	42

4	Угол наклона зуба	β	0^0
5	Коэффициент смещения для шестерни	x_1	0
6	Коэффициент смещения для колеса	x_2	0
7	Ширина венца шестерни	b_1	30 мм
8	Ширина венца колеса	b_2	25 мм
9	Исходный контур (табл.10.3)	-	ГОСТ 13755-81

Таблица 10.3

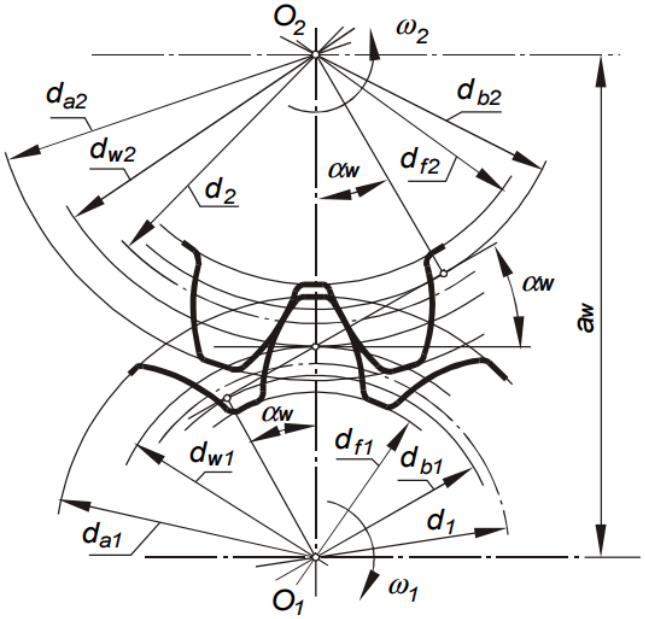
Параметры исходного контура для зубчатых колес с модулем m > 1 мм по ГОСТ 13755-81



№	Наименование параметра	Обозначение	Числовое значение
1	Угол главного профиля	α	20^0
2	Высота головки зуба	h_a	$h_a= h_a^* \times m$
3	Коэффициент высоты головки	h_a^*	1
4	Высота ножки зуба	h_f	$h_f= h_f^* \times m$
5	Коэффициент высоты ножки	h_f^*	1,25
6	Радиус кривизны переходной кривой	ρ_f	$\rho_f= \rho_f^* \times m$
7	Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	ρ_f^*	0,38
8	Радиальный зазор в паре исходных контуров	c	$c= c^* \times m$
9	Коэффициент радиального зазора	c^*	0,25

Таблица 10.4

Основные параметры цилиндрических зубчатых колес и передач

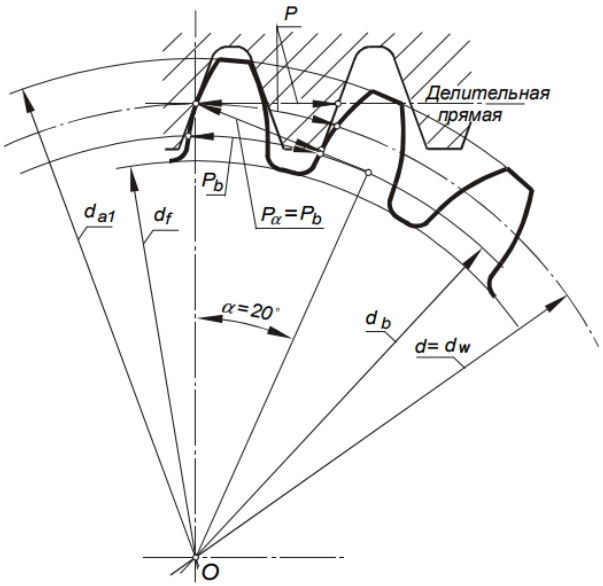


№	Наименование параметра	Обоз.	Расчетные формулы и числовые значения
1	Делительное межосевое расстояние	a	$a (z_1+ z_2) \cdot m /(2\cdot \cos \beta)$, $a=(21+42) \cdot 4 /(2 \cdot \cos 0°) = 126$ мм
2	Коэффициент смещения	x_Σ	$x_\Sigma=x_1+x_2$, $x_\Sigma=0+0=0$
3	Угол профиля	α_t	$tg\alpha_t=tg\alpha /\cos \beta$, $\alpha_t=\alpha=20^0$
4	Угол зацепления	α_{tw}	$inv\alpha_{tw} = \frac{2 \cdot x_\Sigma \cdot tg\alpha}{z_1 + z_2} + inv\alpha_t$, $\alpha_{tw}=\alpha=20^0$
5	Межосевое расстояние	α_w	$\alpha_w = \frac{(z_1 + z_2)\cdot m \cdot \cos\alpha_t}{2 \cdot \cos\beta \cdot \cos\alpha_{tw}}$, $\alpha_w = a = 126$
6	Делительный диаметр шестерни. (Диаметр окружности, по которому обкатывается инструмент при нарезании)	d_1	$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos\beta}$, $d_1 = \frac{24 \cdot 4}{\cos 0^0} = 84мм$
7	Делительный диаметр колеса	d_2	$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos\beta}$, $d_2 = \frac{42 \cdot 4}{\cos 0^0} = 168мм$
8	Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$, $u = \frac{42}{21} = 2$
9	Начальный диаметр шестерни. (Начальные диаметры, диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения)	d_{w1}	$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{(u+1)}$, $d_{w1} = \frac{2 \cdot 126}{(2+1)} = 84мм$
10	Начальный диаметр колеса	d_{w2}	$d_{w2} = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{(u+1)}$, $d_{w2} = \frac{2 \cdot 126 \cdot 2}{(2+1)} = 168мм$
11	Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = \frac{(a_w - a)}{m}$, $y = 0$
12	Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y = x_\Sigma - y$, $\Delta y = 0$
13	Диаметр вершин зубьев шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m$, $d_{a1} = 84 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 92мм$
14	Диаметр вершин зубьев колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m$, $d_{a2} = 168 + 2 \cdot (1 + 0 - 0) \cdot 4 = 176мм$
15	Диаметр впадин шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m$, $d_{f1} = 84 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0) \cdot 4 = 79мм$
16	Диаметр впадин колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (h_a^* + c^* - x_2) \cdot m$, $d_{f2} = 168 - 2 \cdot (1 + 0.25 - 0) \cdot 4 = 163мм$
17	Основной диаметр шестерни. (Диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев)	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cdot \cos\alpha_t$, $d_{b1} = 84 \cdot \cos 20^0 = 78.934мм$
18	Основной диаметр колеса	d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cdot \cos\alpha_t$, $d_{b2} = 168 \cdot \cos 20^0 = 157{,}868мм$

Таблица 10.5

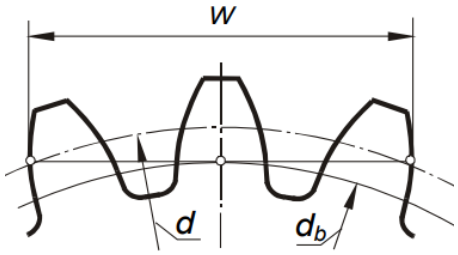
Контрольные параметры зубчатых колес

Расчет размеров для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев.



№	Наименование параметра	Обоз.	Расчетные формулы и числовые значения
1	Шаг зацепления	P_α	$P_\alpha = P_b = P \cdot \cos\alpha = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$, $P_\alpha = \pi \cdot 4 \cdot \cos 20^0 = 11.808 мм$

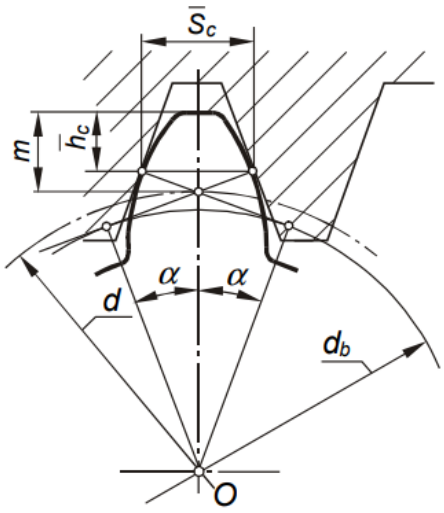
Расчет длины общей нормали



№	Наименование параметра	Обоз.	Расчетные формулы и числовые значения
2	Угол профиля в точке на окружности диаметра $d_x = d + 2 \cdot x \cdot m$	α_x	$\cos\alpha_x = \frac{z \cdot \cos\alpha_t}{z + 2 \cdot x \cdot \cos\beta}$, $\cos\alpha_{x1} = \frac{21 \cdot \cos 20^0}{21 + 2 \cdot 0 \cdot \cos 0^0}$, $\alpha_{x1} = 20^0$
3	Основной угол наклона зубье	β_b	$\sin\beta_b = \sin\beta \cdot \cos\alpha$, $\beta_b = 0^0$
4	Расчетное число зубьев в длине общей нормали	z_n	$z_{nr} = \frac{z}{\pi} \cdot \left(\frac{tg\alpha_x}{\cos^2\beta_b} - \frac{2 \cdot x \cdot tg\alpha}{z} - inv\alpha_t \right) + 0.5$, $z_{nr1} = \frac{21}{\pi} \cdot \left(\frac{tg20^0}{\cos^2 0^0} - \frac{2 \cdot 0 \cdot tg20^0}{21} - inv20^0 \right) + 0.5 = 2{,}833$ принимаем $z_{n1}=3$
5	Длина общей нормали. (Расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев. Общая нормаль является одновременно касательной к основной	W	$W = \left[\pi \cdot (z_n - 0.5) + 2 \cdot x \cdot tg\alpha + z \cdot inv\alpha_t\right] \cdot m \cdot \cos\alpha$, $W_1 = \left[\pi \cdot (3 - 0.5) + 2 \cdot 0 \cdot tg20^0 + 21 \cdot inv20^0\right] \cdot 4 \cdot \cos 20^0 =$ $= 30.697781 мм$ при $\alpha=20^0$, $\beta=0^0$ и исходном контуре по ГОСТ 13755-81 возможен упрощенный расчет по формуле:

	окружности)		W_1=m· k , где - k – коэффициент, который при угле зацепления α = 20° и определенном числе охватываемых зубьев при измерении зависит от числа зубьев колеса z к, определяемый по таблице (см. таблица 10.6). k = 7.674 W1 = 4 ·7.674 = 30.696 мм . Некоторое отличие значения длины общей нормали, полученного при упрощенном расчете, связано с округлением коэффициента k .

Расчет постоянной хорды и высоты до постоянной хорды



№	Наименование параметра	Обоз.	Расчетные формулы и числовые значения
6	Постоянная хорда зуба. (Прямая, соединяющая точки касания зубчатого венца с рейкой при беззазорном зацеплении)	$\bar{S}_c$	$\bar{S}_c = \left(0.5 \cdot \pi \cdot \cos^2 \alpha + x \cdot \sin^2 \alpha\right) \cdot m,$ $\bar{S}_c = \left(0.5 \cdot \pi \cdot \cos^2 20^0 + 0 \cdot \sin^2 20^0\right) \cdot 4 = 5.548 мм,$
7	Высота до постоянной хорды	$\bar{h}_c$	$\bar{h}_c = 0.5 \cdot \left(d_a - d_1 - \bar{S}_c \cdot tg\alpha\right),$ $\bar{h}_c = 0.5 \cdot \left(92 - 84 - 5.548 \cdot tg\,20^0\right) = 2.990 мм$

k – коэффициент, который при угле зацепления α = 20° и определенном числе охватываемых зубьев при измерении зависит от числа зубьев колеса z (табл. 10.6)

Таблица 10.6

z	k	z	k	z	k	z	k
17	4.666	38	13.817	59	20.015	80	26.213
18	7.632	39	13.831	60	20.029	81	26.227
19	7.642	40	13.845	61	20.043	82	29.194
20	7.660	41	13.859	62	20.057	83	29.208
21	7.674	42	13.873	63	23.023	84	29.222
22	7.688	43	13.887	64	23.037	85	29.236
23	7.702	44	13.901	65	23.051	86	29.250
24	7.716	45	16.867	66	23.065	87	29.267
25	7.730	46	16.881	67	23.079	88	29.278
26	7.744	47	16.895	68	23.093	89	29.291
27	10.710	48	16.909	69	23.107	90	32.258
28	10.725	49	16.923	70	23.121	91	32.272
29	10.739	50	16.937	71	23.135	92	32.286
30	10.758	51	16.951	72	26.101	93	32.300
31	10.767	52	16.965	73	26.115	94	32.314
32	10.781	53	16.979	74	26.129	95	32.328
33	10.795	54	19.945	75	26.143	96	32.342
34	10.809	55	19.959	76	26.157	97	32.356
35	10.829	56	19.973	77	26.171	98	32.370
36	13.789	57	19.987	78	26.185	99	35.336
37	13.803	58	20.001	79	26.199	100	35.350

Задание:

1.Расшифровать условное обозначение точности цилиндрических зубчатых колес и передач по ГОСТ 1643-81 по следующим вариантам

Вариант	Обозначение	Вариант	Обозначение	Вариант	Обозначение	Вариант	Обозначение
1	6В	**4**	9Н	**7**	8А	**0**	7-6-7-Ва/VI-196
2	7-6-7 D	**5**	6-6-7 E	**8**	4-5-4 C		
3	3-4-5 D	**6**	5Н	**9**	3-4-4 Н		

2. Рассчитать геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления по следующим вариантам

Исходные параметры цилиндрических зубчатых передач

№ п/п	Наименование параметра	Обоз.	Числовое значение									
	Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Модуль	m, мм	2	2,5	3	3,5	3,75	4,25	4,5	5	5,5	6
2	Число зубьев шестерни	z_1	22	24	25	27	28	29	30	32	34	36

3	Число зубьев колеса	z_2	44	48	50	54	56	58	60	64	68	72
4	Угол наклона зуба	β	0^0									
5	Коэффициент смещения для шестерни	x_1	0									
6	Коэффициент смещения для колеса	x_2	0									
7	Ширина венца шестерни	b_1, мм	20	22	25	32	35	38	40	42	45	50
8	Ширина венца колеса	b_2, мм	18	20	22	30	30	35	35	40	40	45
9	Исходный контур (табл.10.3)	-	ГОСТ 13755-81									

Контрольные вопросы

1. Сколько степеней точности установлено для зубчатых колес?
2. Какие нормы точности установлены для зубчатых колес?
3. Что называется боковым зазором и как он нормируется?
4. Что называется длиной общей нормали?
5. По каким нормам точности производится контроль зубчатого колеса?
6. Какими измерительными средствами производится контроль зубчатого колеса и каковы их метрологические характеристики?
7. На что влияет каждая из норм точности при работе зубчатой передачи?
8. Что называется кинематической погрешностью зубчатого колеса?
9. Как условно обозначаются требования к точности и боковому зазору зубчатого колеса?

Лабораторные работы №1.
ИЗМЕРЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ШТАНГЕНИНСТРУМЕНТАМИ

Цели и задачи работы: изучение устройства и приобретение навыков измерений размеров деталей с помощью различных штангенинструментов.

Задание:

1. Штангенинструментами измерить линейные размеры вала, указанные в рабочем чертеже.
2. По результатам измерений установить пригодность деталей.

Инструменты, оборудование, условия:

Штангенциркули ШЦ-I, ШЦ-II ГОСТ 166-89;
Штангенглубиномер ГОСТ 162-90;
Штангенрейсмас ГОСТ 164- 90;
Штангензубомер ТУ 2-034-773-2004;
детали;
нормальные условия выполнения линейных измерений по ГОСТ 8.050-73

1 Общие положения

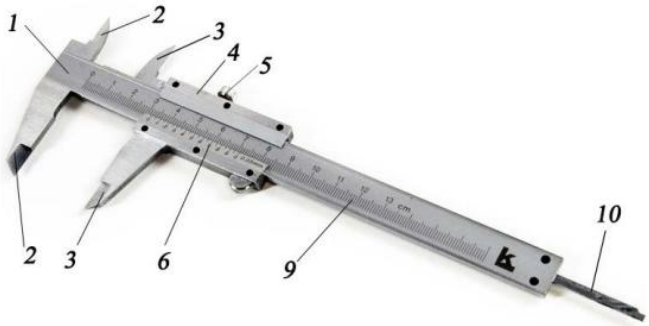
Метод измерения штангенинструментами прямой, абсолютный. К штангенинструментам относятся штангенциркули, штангенглубиномеры, штангенрейсмасы, штангензубомеры. Пределы измерений данными инструментами составляют до 2000 мм. Интервал измеряемых геометрических величин определяется типоразмером и назначением штангенинструмента.

Точность отсчета инструмента равна цене деления шкалы нониуса. Промышленность выпускает штангенинструменты с ценой деления нониуса 0,05 и 0,1мм.

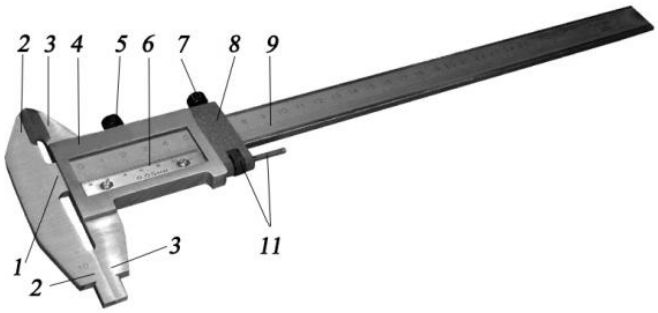
Штангенциркули ШЦ-I, ШЦ-II и ШЦ- III (рисунок 1.1, а, б, в) предназначены для измерения наружных и внутренних поверхностей. Штангенциркулем ШЦ-I можно измерить размеры глубины пазов и отверстий. ГОСТ 166-89 установлены пределы измерений для штангенциркуля ШЦ-I 0-125 мм, для ШЦII 0 – 160, 0 – 200; 0 – 250 мм и величины отсчета для штангенциркуля ШЦ-I и ШЦ-II – 0,1 и 0,05 мм. Штангенциркуль может быть использован для измерений, если при совмещенных губках инструмента между ними визуально не просматривается просвет, а нулевые штрихи нониуса и шкалы штанги совпадают. Пример условного обозначения штангенциркуля типа ШЦ-II с пределами измерений 0 – 250 мм и значением отсчета по нониусу 0,05 мм: Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,05 ГОСТ 166-89.

Штангенглубиномеры (рисунок 1.1, г) служат для измерений глубины канавок, выступов, пазов и т.д. Согласно ГОСТ 162-90 они выпускаются с

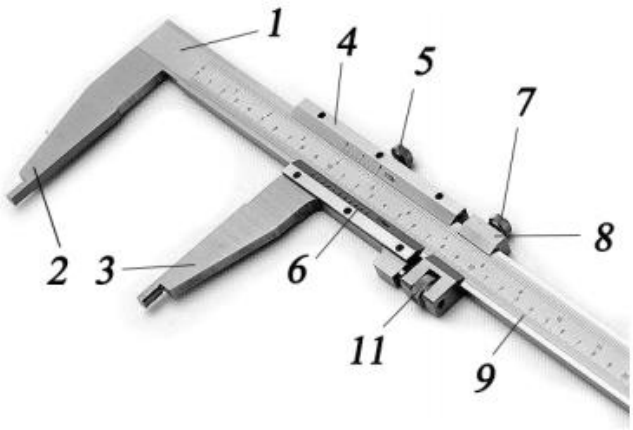
пределами измерений 160, 200, 250, 315, 400 мм со значениями отсчета по нониусу 0,05 мм. Пример условного обозначения: Штангенглубиномер ШГ-250 ГОСТ 162-90 (пределы измерения 0-250 мм, точность по нониусу 0,05).



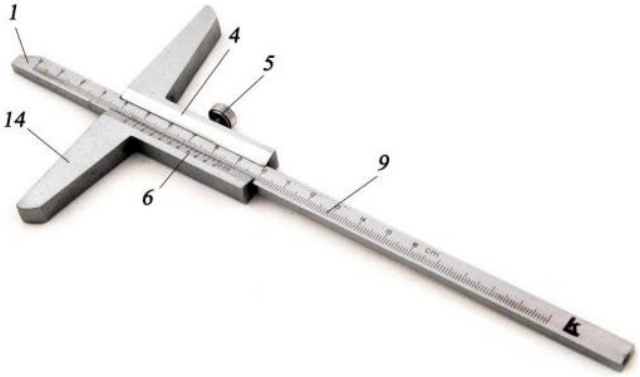
а



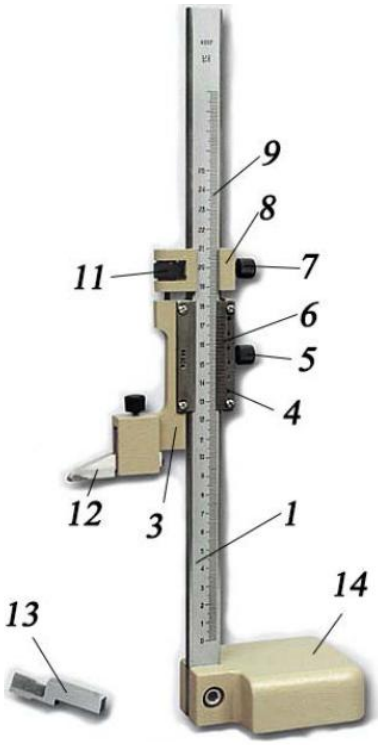
б



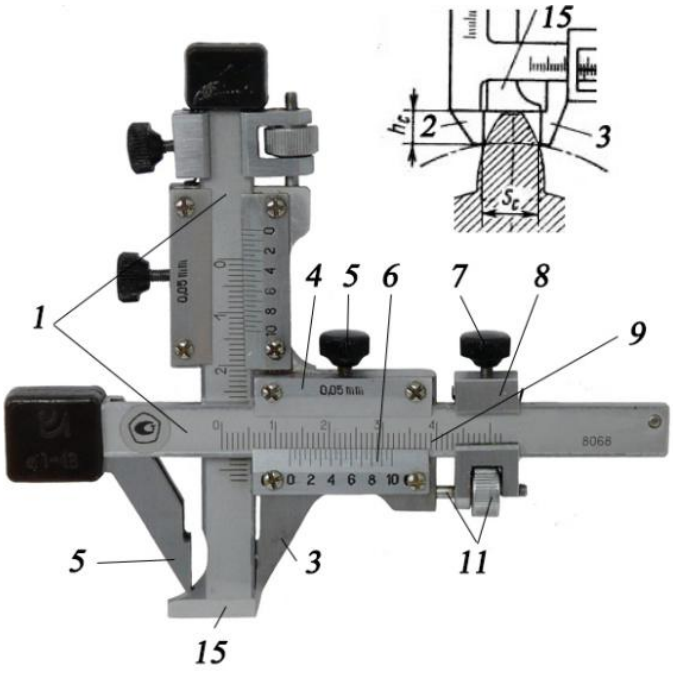
в



г



д



е

Рисунок 1.1 – Штангенинструменты

Штангенрейсмасы (рисунок 1.1, д) предназначены для измерения высоты и проведения разметочных работ. Пределы измерений 0 – 250, 40 – 400, 60 – 630, 100 – 1000, 600 – 1600, 1500 – 2500 мм. Значения отсчета по нониусу – 0,05 или 0,1 мм (ГОСТ 164-90). Пример условного обозначения штангенрейсмаса с пределом измерений 0-250 мм, и значением отсчета 0,05 мм: Штангенрейсмас ШР-250-0,05 ГОСТ 164-90.

Штангензубомеры (рисунок 1.1, е) применяются для измерения толщины зуба цилиндрических прямозубых и косозубых колес внешнего зацепления 11-й и 12-й степеней точности по постоянной хорде или по хорде делительной окружности. Выпускаются штангензубомеры двух типоразмеров – для колес с модулями 1 – 18 мм (ШЗН 18) и 4 – 40 мм (ШЗН 40), величиной отсчета по нониусу 0,05 мм. Применяются в условиях производства машиностроительных заводов.

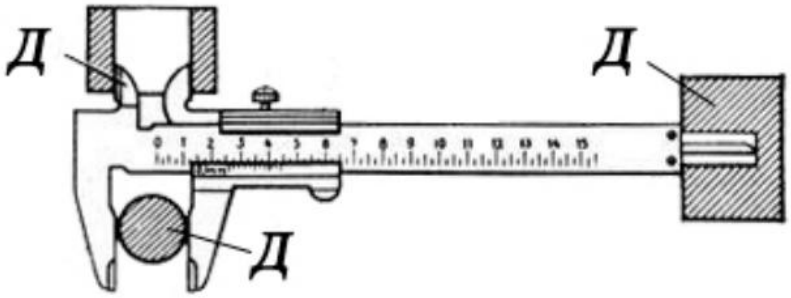
Обозначение штангензубомера: Штангензубомер ШЗН 18 ТУ 2-034-773-2004.

Устройство штангенинструментов. Определение размеров деталей

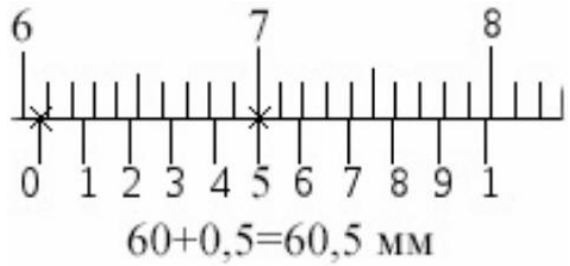
Для штангенинструментов общими элементами являются: штанга 1 (рисунок 1.1.) с нанесенной на ней основной (миллиметровой) шкалой 9 и шкала нониуса 6, расположенная на подвижной рамке 4. Рамка может перемещаться по штанге и фиксируется зажимом 5. Инструменты с точностью отсчета 0,05 мм снабжены дополнительной рамкой 8 с отдельным зажимом 7 и микрометрической подачей 11. Микроподачей пользуются только при установке штангенинструмента на требуемый размер. Пределы измерений и цена деления шкалы нониуса указываются на лицевой поверхности инструмента.

Различия в конструкции штангенинструментов и полное описание их элементов представлены на рисунке 1.1. Для штангенинструментов наличие нониуса является обязательным. Шкала нониуса служит для определения дробной части миллиметра. Для рамки нониуса второго модуля с ценой деления 0,05 мм линейная длина шкалы равна 39 мм, а число делений – 20. Отношение 39 к 20 составляет 1,95 мм, что на 0,05 мм меньше ближайшего целого числа. Таким образом, каждое последующее деление шкалы нониуса сдвинуто в арифметической прогрессии по отношению к шкале штанги на 0,05 мм. Это несоответствие составляет: для первого штриха – 0,05 мм, для второго – 2· 0,05 = 0,10 мм, для пятого – 5·0,05 =0,25 мм, для седьмого – 7·0,05=0,35 мм и т.д. Если при измерении нулевой штрих шкалы нониуса оказался в промежутке между штрихами миллиметровой шкалы штанги, то к полученному целому числу основной шкалы нужно прибавить поправку. Поправка определяется путем умножения порядкового номера штриха нониуса, совпавшего со штрихом шкалы

штанги на цену деления нониуса. По такому же принципу построена шкала с точностью показаний 0,1 мм. Она имеет длину 19 мм и 10 делений. Отношение 19 мм к 10 составляет 1,9 мм, что на 0,1 мм меньше целого числа. Поэтому совмещение каждого последующего (после нулевого) штриха нониуса со штрихом шкалы штанги указывает на увеличение размера на 0,1 мм. Примеры чтения показаний на штангенинструментах с величиной отсчета по нониусу 0,1 и 0,05 мм приведены на рисунке 1.2 а, б



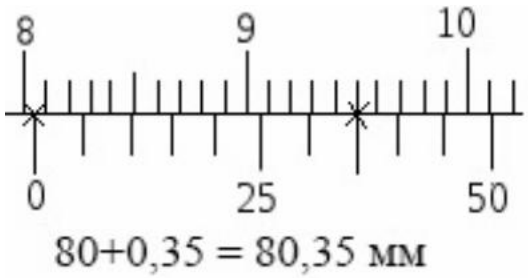
а



Основная шкала

Шкала нониуса 0,1 мм

б



Основная шкала

Шкала нониуса 0,05 мм

в

Рисунок 1.2 – Измерения штангенциркулем
а – способы измерения деталей (Д);
б – пример отсчета со шкалой нониуса 0,1 мм;
в – пример отсчета со шкалой нониуса 0,05 мм

При выполнении работы для внутренних и наружных измерений нужно использовать соответствующие губки или поверхности губок инструментов, при этом при использовании штангенциркуля ШЦ-II, ШЦ-III и штангенрейсмаса (рисунок 1.1 б, в, д) необходимо вносить поправки в результаты измерений на толщину губок 2, 3

и измерительной ножки 13. При проведении измерений поверхности губок штангенинструментов должны соприкасаться с измерительными поверхностями детали без перекосов.

Погрешность измерения. Выбор измерительных средств

Инструментальная погрешность измерения равна совокупности погрешностей средства измерения. На примере штангенциркуля рассмотрим инструментальную (основную) погрешность. Инструментальные погрешности штангенинструментов происходят от неточности делений штанги и нониуса, отклонений от плоскости и параллельности измерительных поверхностей, отклонения от перпендикулярности измерительных поверхностей и направляющей грани штанги. Эти погрешности отдельно не нормируются, а входят в суммарную погрешность инструмента.

ГОСТ 8.051-81. Допускаемые погрешности измерения – регламентирует допускаемые погрешности при измерении линейных размеров до 500 мм для всех интервалов размеров и квалитетов. В зависимости от размера и точности изготовления детали (допуска) стандартом устанавливается наибольшая допустимая погрешность измерения, которая включает в себя погрешности средства измерения, установочных мер, температурных деформаций, базирования, а также случайные, неучтенные систематические погрешности измерения.

Выбор измерительных средств, в общем случае, определяется пределами измерений, допускаемыми погрешностями измерений, конструктивными особенностями измеряемых деталей, масштабом производства и др. Нормальные условия по ГОСТ 8.050-73 (температура окружающей среды +20 0 С, атмосферное давление 101324,72 Па, относительная влажность окружающего воздуха 58% и т.д.) при измерениях исключают дополнительные погрешности.

При выполнении лабораторных работ измерение каждого линейного размера проводить не менее шести раз.

Порядок выполнения работы, обработка результатов измерений

1. Изучить устройство штангенинструментов.

2. Ознакомиться с чертежами и деталями для измерений.

3. Выбрать штангенинструменты для измерения соответствующих размеров, внести в таблицу 1.1.

4. Провести измерения размеров, указанных в чертежах, и результаты внести в таблицу 1.2.

6. Оформить отчет.

Таблица 1.1

Основные характеристики инструментов, мм

Инструмент	Тип (модель)	Диапазон измерения	Цена деления (отсчет по нониусу)	Пределы допускаемой погрешности при классе точности			Обозначение
				0	1	2	

Таблица 1.2

Результаты измерений, мм

Размер по чертежу	Измерительный инструмент	Результаты измерений							Выводы (годен, не годен
		1	2	3	4	5	6	Среднее	

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Средства измерения (таблица 1.1).
3. Эскизы проверяемых деталей с указанием измеряемых размеров.
4. Результаты измерений деталей (таблица 1.2).
5. Выводы о годности деталей по результатам измерений и указанным в чертежах допускам на их изготовление.

Контрольные вопросы

1. Объясните устройство штангенциркуля ШЦ-I.
2. Назовите штангенинструменты, применяемые в машиностроении.
3. Назовите нормальные условия окружающей среды необходимые для линейных измерений по ГОСТ 8.050-73.
4. Установите на шкалах инструментов ШЦ-I и ШЦ-II размеры 17,1 и 121,85 мм соответственно.
5. Какие измерительные средства применяются для измерения размеров внутренних поверхностей, например, ширины и глубины паза?
6. Как проводится выбор штангенинструмента для измерения?
7. Объясните обозначения инструментов: ШЦ-II-200-0,05 ГОСТ 166-89; ШР-250-0,05 ГОСТ 164-90; ШГ-200 ГОСТ 162-90.
8. Назовите назначение шкалы нониуса.
9. Назовите составляющие инструментальной погрешности штангенциркуля.
10. Назовите метод измерения с помощью штангенинструментов?

Лабораторные работы №2.
ИЗМЕРЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МИКРОМЕТРИЧЕСКИМИ ИНСТРУМЕНТАМИ

Цель работы: изучение устройства микрометрических инструментов, приобретение навыков настройки инструментов и использование их при измерениях.

Задание:

1. Микрометрическими инструментами измерить диаметральные размеры вала, указанные в рабочем чертеже.

2. Определить пригодность вала.

Инструменты, оборудование, условия:

гладкие микрометры МК 25-2, МК 50-2 ГОСТ 6507-90;

микрометры со вставками МВМ 0-25; МВМ 25-50 ГОСТ 4380-93;

глубиномер микрометрический ГМ -100 ГОСТ 7470-92;

Нутромер микрометрический НМ-75 ГОСТ 10-88.

Общие положения

Метод измерения микрометрическими инструментами прямой, абсолютный. Диапазон измерений определяется измерительным перемещением микрометрического винта и составляет 25 мм (0 – 25; 25 – 50; 50 – 75 и т.д.).

Верхний предел измеряемых величин для каждого типа микрометрического инструмента устанавливается соответствующим стандартом. Так, например, для гладкого микрометра типа МК наибольшим размером является размер 600 мм, для микрометра зубомерного типа МЗ –300 мм, для микрометров со вставками типа МВМ – 350 мм, для глубиномера – 150 мм и т.д. Все микрометрические инструменты имеют трещотку – механизм, обеспечивающий определенное измерительное усилие. Измерительное усилие колеблется в интервале от 5 до 10 Н. Погрешность измерения состоит из погрешности инструмента, погрешности метода измерения и др. Основная погрешность (инструментальная) микрометров не превышает +10 мкм (+0,010 мм). Под основной погрешностью измерительного средства понимается величина отклонения от номинального размера эталона, полученная при поверке инструмента.

При выполнении лабораторной работы предел допускаемой погрешности микрометра выбираются по таблице 2.1. Величина отсчета инструментов составляет 0,01 мм.

Таблица 2.1

Допускаемые погрешности измерения (ГОСТ 8.051-81)

Квалитет	Интервалы размеров, мм													Допускаемая погрешность измерения, % от IT
	до 3	3-6	6-10	10-18	18-30	30-50	50-80	80-120	120-180	180-250	250-315	315-400	400-500	
	Допуск IT, мкм / Допускаемая погрешность измерения, мкм													
6	6 / 1,8	8 / 2	9 / 2	11 / 3	13 / 4	16 / 5	19 / 5	22 / 6	25 / 7	29 / 8	32 / 10	36 / 10	40 / 12	30-25
7	10 / 3	12 / 3	15 / 4	18 / 5	21 / 6	25 / 7	30 / 9	35 / 10	40 / 12	46 / 12	52 / 14	57 / 16	63 / 18	30-25
8	14 / 3	18 / 4	22 / 5	27 / 7	33 / 8	39 / 10	46 / 12	54 / 12	63 / 16	72 / 18	81 / 20	89 / 24	97 / 26	25
9	25 / 6	30 / 8	36 / 9	43 / 10	52 / 12	62 / 16	74 / 18	87 / 20	100 / 30	115 / 30	130 / 30	140 / 40	155 / 40	25
10	40 / 80	48 / 10	58 / 12	70 / 14	84 / 18	100 / 20	120 / 30	140 / 30	160 / 40	185 / 40	210 / 50	230 / 50	250 / 50	25-20
11	60 / 12	75 / 16	90 / 18	110 / 30	130 / 30	160 / 40	190 / 40	220 / 50	250 / 50	290 / 60	320 / 70	360 / 80	400 / 80	25-20
12	100 / 20	120 / 30	150 / 30	180 / 40	210 / 50	250 / 50	300 / 60	350 / 70	400 / 80	460 / 100	520 / 120	570 / 120	630 / 140	25-20
13	140 / 30	180 / 40	220 / 50	270 / 60	330 / 70	390 / 80	460 / 100	540 / 120	630 / 140	720 / 160	810 / 180	890 / 180	970 / 200	20
14	250 / 50	300 / 60	360 / 80	430 / 90	520 / 120	620 / 140	740 / 160	870 / 180	1000 / 200	1150 / 240	1300 / 260	1400 / 280	1550 / 320	20

Микрометры общего назначения подразделяются на следующие типы (ГОСТ 6507-90):

МК – микрометры гладкие для измерения наружных размеров изделий;

З – микрометры зубомерные для контроля длины общей нормали зубчатых колес;

МТ – микрометры трубные для измерения толщины стенок труб;

МП – микрометры для проволоки.

Пример условного обозначения гладкого микрометра с диапазоном измерения 25-50 мм 1-го класса точности: микрометр МК-50-1 ГОСТ 6507-90.

Микрометры со вставками используются для специальных измерений и ГОСТ 4380-93 подразделяются:

МВМ — микрометры со вставками для измерения среднего диаметра метрических и дюймовых резьб;

МВТ — для измерения среднего диаметра трапецеидальных резьб, а с шаровыми вставками — для мягких материалов;

МВП — с плоскими вставками для измерений деталей из мягких материалов. Пример условного обозначения резьбового микрометра с диапазоном измерений 0-25 мм: микрометр МВМ 0-25 ГОСТ 4380-93.

Глубиномеры микрометрические (ГОСТ 7470-92) изготавливаются 1-го и 2-го классов точности с диапазоном измерений 0-100, 0-150 мм. Диапазоны измерений обеспечиваются набором сменных измерительных стержней (рисунок 2.1).

Микрометрические нутромеры (ГОСТ 10-88) выпускаются с пределами измерения: 50-75; 75-175; 75-600; 150-1250; 600-2500; 1250-4000; 2500-6000 мм Диапазон измерений достигается за счет сменных стержней. Нутромер микрометрический с верхним пределом измерений 175 мм обозначается: нутромер НМ 175 ГОСТ 10-88.

Устройство микрометрических инструментов. Измерение деталей

На рисунке 2.1 представлены различные типы инструментов и их составные элементы. Общими элементами микрометрических инструментов являются; стебель 5 со шкалой 7, микрометрический винт 3 с трещоткой 11 и стопорным устройством 4, барабан 9 с круговой шкалой 8.

Цена деления круговой шкалы определяется отношением шага резьбы микрометрического винта (0,5 мм) к числу делений (50 делений) и равна 0,01 мм. Цена деления и диапазон измерений указываются на лицевой стороне инструмента.

Микрометрический инструмент выбирается по типу (в зависимости от назначения), по пределам измерения и классу точности в зависимости от размера и допускаемой погрешности измерения по ГОСТ 8.051 – 81.

Перед началом измерений микрометром типа МК с пределом измерения до 25 мм требуется проверить установку его в нулевое положение. Для этого необходимо выполнить следующие действия: протереть бумагой или мягкой тканью измерительные поверхности пятки 2 и микровинта 3 (рисунок 2.1, а), вращением микрометрического винта за трещотку 11 довести измерительные поверхности до соприкосновения.

При этом скошенный край барабана 9 должен установиться так, чтобы был виден нулевой штрих продольной (миллиметровой) шкалы 7, а нулевое деление круговой шкалы 8 было расположено против продольного штриха стебля 5. Если такое расположение штрихов не соблюдается, то микрометрический инструмент нужно настроить (установить его «на нуль»). В противном случае показания микрометра будут неверны.

Установка гладкого микрометра МК-25-2 «на нуль» (рисунок 2.1):

Порядок настройки инструментов:

- измерительные поверхности оставить в соприкосновении,

- стопорным устройством 4 закрепить микровинт 3,

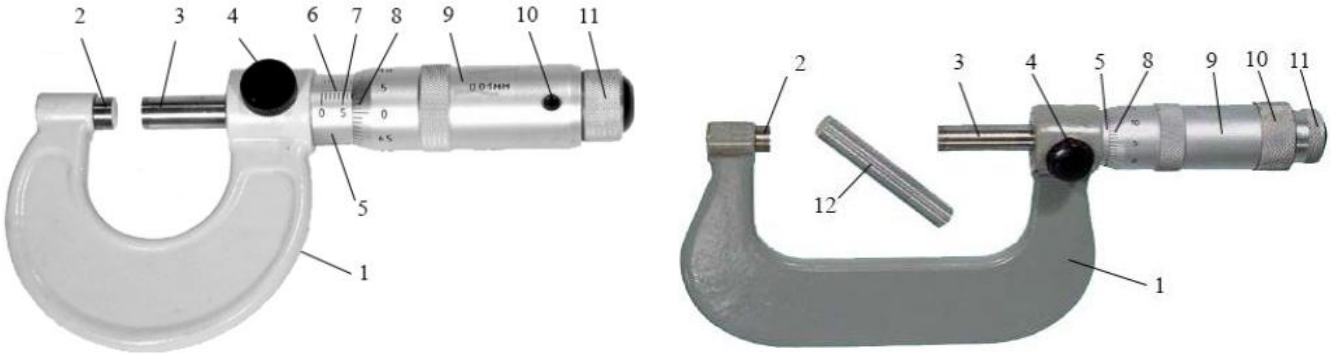
- придерживая барабан 9 ослабить гайку 10,

- установить нулевой штрих круговой шкалы 8 (поворотом барабана) против продольного штриха стебля 5,

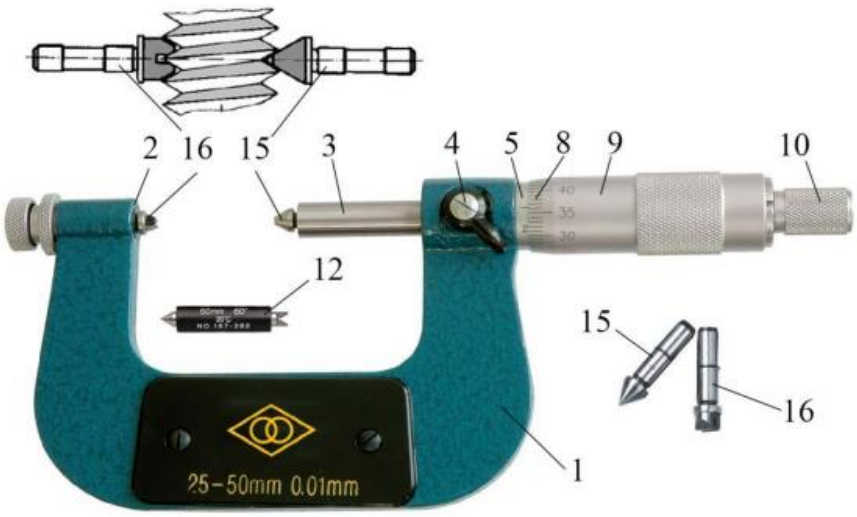
- затянуть гайку 10 и тем самым, соединить барабан с микровинтом (рисунок 2.1);

- стопорным устройством 4 ослабить микровинт 3 и, вращая трещотку, убедиться, не нарушена ли установка «на нуль» при затягивании гайки 10, при необходимости – повторить действия в указанной последовательности.

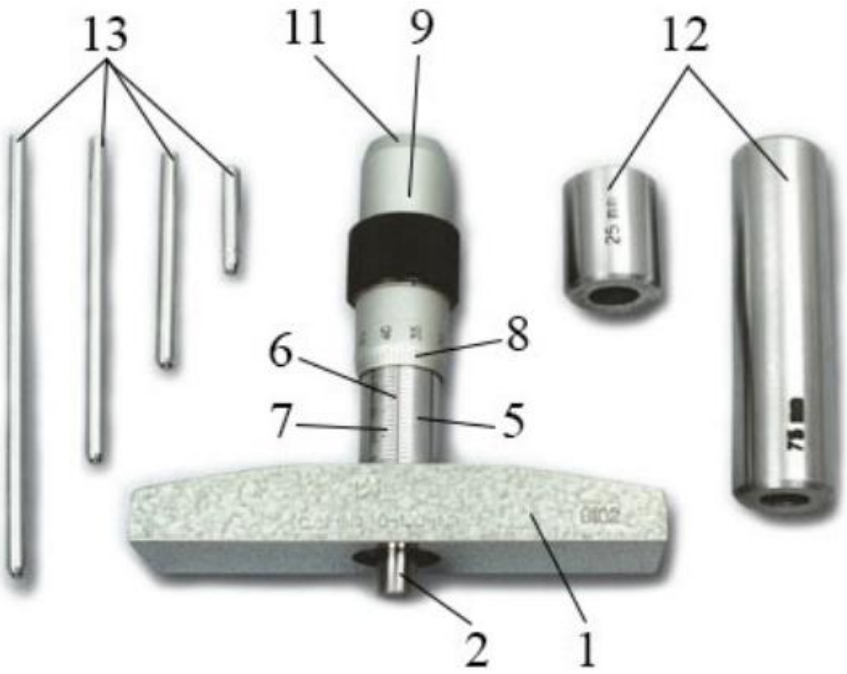
Гладкие микрометры с диапазоном измерений 25 – 50 мм; 50 – 75 мм; 75 – 100 мм настраиваются «на нуль» аналогично, но при этом используются установочная мера 12 (рисунок 2.1, а), равная нижнему пределу измерения микрометра – 25, 50, 75 мм, соответственно. После соприкосновения измерительных поверхностей микрометра с установочной мерой, нулевой штрих круговой шкалы барабана 9 должен совпадать с продольным штрихом стебля 5 (рисунок 2.1, а, б).



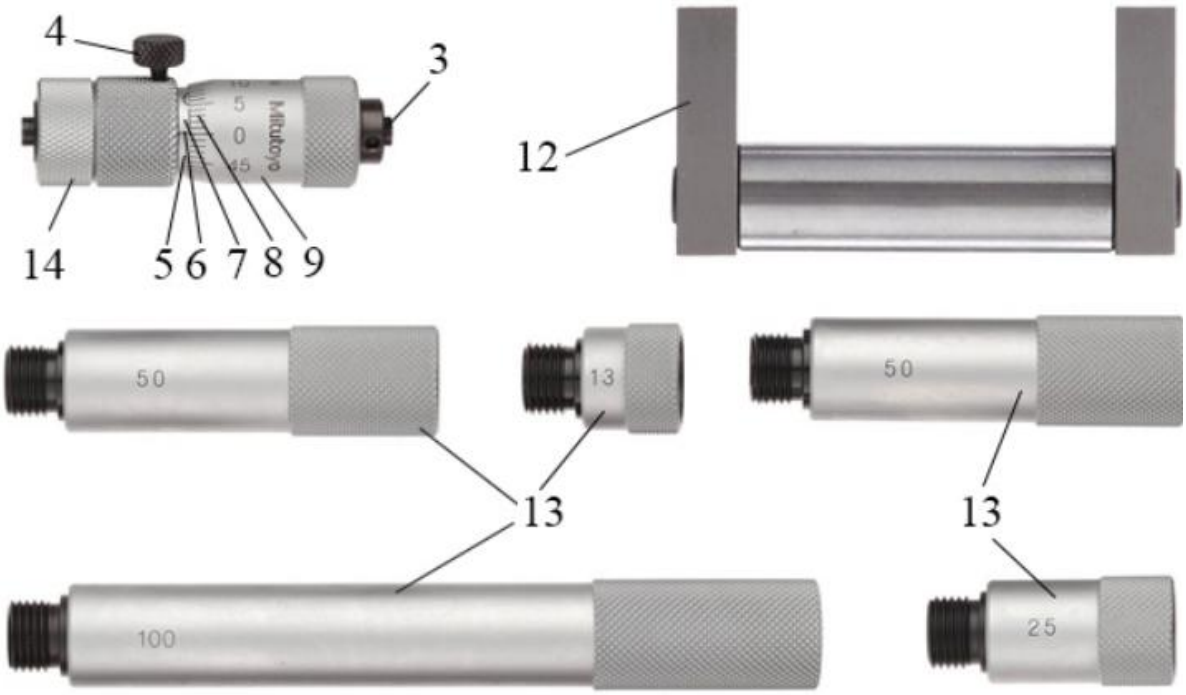
а



б



в



г

Рисунок 2.1 – Микрометрические инструменты

а – микрометр гладкий МК-25 и МК-50,

б – микрометр со вставками,

в – глубинометр микрометрический,

г – нутромер микрометрический;

1 – скоба (основание); 2 – пятка; 3 – винт микрометрический; 4 – устройство стопорное; 5 – стебель; 6 – продольный штрих, 7 – шкала стебля, 8 – круговая шкала,

9 – барабан, 10 – гайка (втулка), 11 – трещетка, 12 – мера установочная, 13 – удлинители, 14 – наконечник; 15 – конусная вставка; 16 – призматическая вставка

Установка «на нуль» микрометрического глубиномера с диапазоном измерений 0 – 25 мм производится с использованием поверочной плиты. Барабан глубиномера поворачивается до полного утопления измерительного стержня микровинта в отверстии основания. Затем основание инструмента плотно прижимается к плите и вращением за трещотку микровинт возвращается до соприкосновения измерительной поверхности стержня с поверхностью плиты. Стопором фиксируется положение микровинта. Это и есть нулевое положение, при котором штрих нулевого деления круговой шкалы барабана должен быть расположен против продольного штриха стебля.

При несовпадении штрихов глубиномер необходимо установить «на нуль». Последовательность действий при установке «на нуль» аналогична настройке гладкого микрометра. Необходимо обратить внимание на порядок цифр шкалы стебля и круговой шкалы барабана глубиномера. Расположение цифр шкал глубиномера и гладкого микрометра противоположно. Такая организация улучшает процесс измерения.

Порядок настройки глубиномеров с большими значениями измеряемой величины (50 – 75; 75 – 100 мм) не отличается от порядка настройки глубиномера 0 – 25 мм. Увеличение предела измерений инструментов достигается применением сменных (дополнительных) измерительных стержней. Кроме сменных стержней, к таким инструментам прилагаются установочные меры, которые представляют собой втулки 12 определенной длины – 50, 75, 100 мм (рисунок 2.1, в).

Настройка «на нуль» резьбового микрометра аналогична настройке гладкого микрометра, но для резьбового микрометра необходимо предварительно выбрать вставки в зависимости от шага и типа резьбы (призматическая вставка устанавливается в отверстие пятки, конусная – в отверстие микровинта, рисунок 2.1, б). Особенность установки резьбового микрометра с пределами измерения 25 – 50 мм заключается в том, что установка «на нуль» проводится с использованием специальной меры и перемещением положения пятки 2 инструмента относительно микровинта.

Установку «на нуль» микрометрического нутромера можно проводить с помощью концевых мер длины или специальной скобы, прилагаемой к инструменту (рисунок 2.1, г). На головку нутромера навинчивается такой удлинитель 13, чтобы длина нутромера соответствовала размеру скобы 12. Настройка проводится в следующей последовательности:

- поместить нутромер между измерительными поверхностями скобы и вращением барабана довести измерительные поверхности нутромера до соприкосновения с поверхностями скобы,

- застопорить микровинт 4, проверить появление нуля продольной шкалы и совпадение нулевого штриха круговой шкалы с продольным штрихом стебля,

- при несовпадении штрихов установка «на нуль» проводится так же, как и для гладкого микрометра.

После настройки микрометрического инструмента «на нуль» можно проводить измерения. С целью облегчения этого процесса необходимо использовать стойки, штативы и другие приспособления для крепления измерительных инструментов и деталей. Во время измерений относительные перекосы измерительных поверхностей должны быть исключены.

Совмещение измерительных поверхностей микрометров осуществляется аккуратным вращением микровинта только за трещотку до трех щелчков.

При чтении показаний измерений необходимо помнить, что цена деления круговой шкалы равна 0,01 мм и полный оборот барабана составляет 0,5 мм. На шкале стебля указана линейная шкала с ценой деления 0,5 мм. Значение измеряемой величины равно совокупности показаний шкалы 7 стебля и круговой шкалы 8 барабана 9. Показание шкалы барабана равно произведению цены деления шкалы на количество делений, включая совпавшее со штрихом 6 стебля 5. Примеры чтения показаний микрометрических инструментов приведены на рисунке 2.2.

Последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство микрометрических инструментов.
2. Ознакомиться с чертежом измеряемой детали.
3. Выбрать измерительные инструменты и установить их в нулевое положение.
4. Составить эскиз измеряемого объекта.
5. Измерить размеры детали, указанные на чертеже (рисунок 2.3), и внести в таблицу. При определении размеров цилиндрической поверхности измерение нужно произвести в трех сечениях и в каждом сечении в двух взаимно перпендикулярных направлениях (рисунок 2.4). Результаты измерений внести в таблицу 2.2.
6. Оформить отчет.

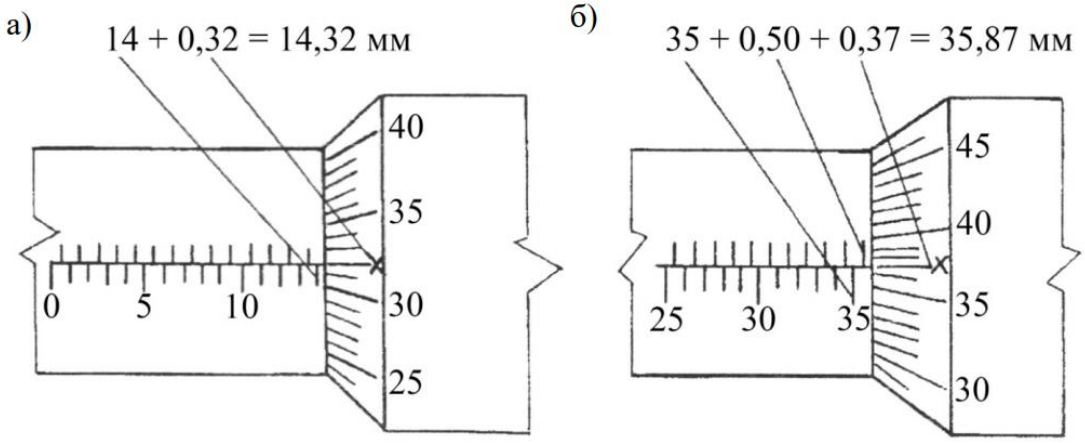


Рисунок 2.2 – Примеры чтения показаний микрометрических инструментов

а) - микрометр 0-25 мм; б) – микрометр 25-50мм; х – совпадающее деление шкалы барабана с продольным штрихом стебля

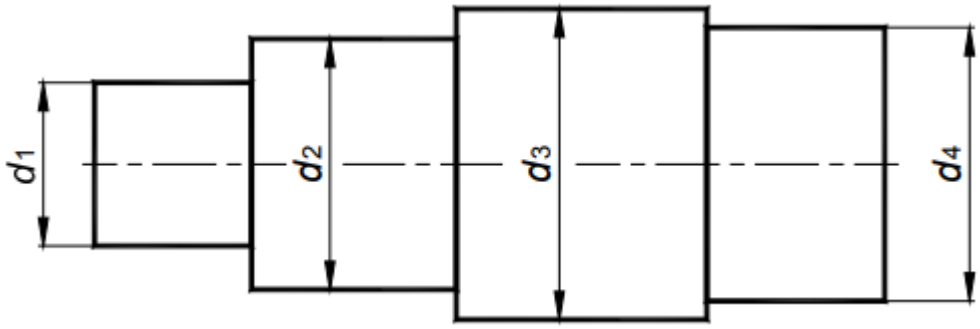


Рисунок 2.3 – Эскиз измеряемой детали

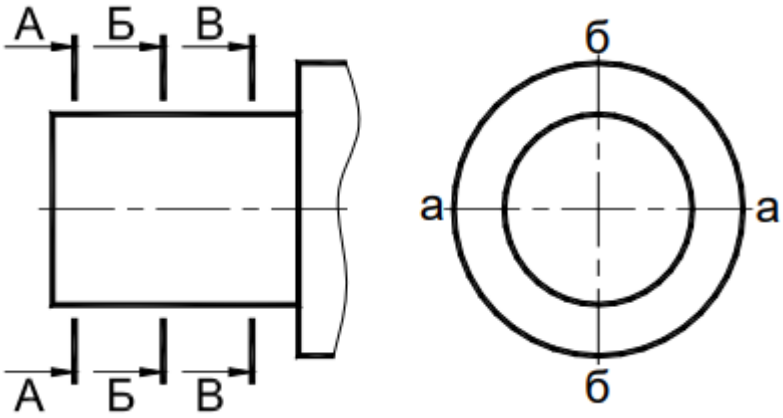


Рисунок 2.4 – Схема измерений детали

Таблица 2.2

Результаты измерений цилиндрических деталей, мм

Размер по чертежу	Средство измерения	По схеме измерений		Результаты измерения				Овальность	Конусность	Бочкообразность	Предельные отклонения	
		Сечение	Напр авление	Измерение 1	2	3	Среднее значение				Верхнее	Нижнее
d_H=		А-А	а-а								es=	ei=
			б-б									
		Б-Б	а-а									
			б-б									
		В-В	а-а									
			б-б									

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Средства измерения (таблица 2.3).

Таблица 2.3

Основные характеристики инструментов, мм

Инструмент	Тип (модель)	Диапазон измерения	Цена деления (отсчет по нониусу)	Пределы допускаемой погрешности при классе точности			Обозначение
				0	1	2	

3. Эскиз детали и схема последовательности измерений (рисунок 2.3 и 2.4).

4. Таблица результатов измерений (таблица 2.2).

5. Выводы. Заключение о годности контролируемой детали.

Контрольные вопросы

1. Назовите микрометрические инструменты, применяемые в машиностроении.

2. Назовите основные узлы микрометра.

3. Установите гладкий микрометр «на нуль».

4. Установите на шкале микрометра последовательно несколько размеров: 3,03; 3,53; 3,93 мм.

5. Назовите метрологические показатели микрометрического инструмента (как пример).

6. Приведите пример обозначения гладкого микрометра 1-го класса точности с пределами измерения от 0 до 25 мм.

7. Объясните обозначение микрометра МК-150-2 ГОСТ 6507-90.

8. Назовите применение инструмента НМ-125 ГОСТ 10-88.

9. Установите микрометрический глубиномер ГМ-50 ГОСТ 7470-92 «на нуль».

10. В чем различия гладкого и резьбового микрометров? Порядок выбора инструментов.

11. Назовите последовательность установки резьбового микрометра «на нуль».

12. Назовите метод измерения с помощью микрометрических инструментов.

ПРИЛОЖЕНИЯ

1. Коэффициент линейного расширения

Марка стали	20	30	40	50	30Х	45Х	50Х	40ХН	40ХС	30ХГСА	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 длинной 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 заплечиков
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	сСв. 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, мм	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 квалитеты												6	7	8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 7	Свыше 7											
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Предельные отклонения ±IT/2	+2	+4	+6	0	0	–2	–2	–4	–4	Отклонения как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ*	-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60
Св. 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5	+6	+10	±1	—	±4	-4	±8	0		-12	-15	-19		-23	—	-28		-35	-42	-50	-80
Св. 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0		+5	+8	+12	±1	—	±6	-6	±10	0		-15	-19	-23	—	-28		-34	—	-42	-52	-67	-97
Св. 10 до 14	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0		+6	+10	+15	±1	—	±7	-7	±12	0		-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-90	-130
Св. 14 до 18																												-39	-45		-60	-77	-108	-150
Св. 18 до 24	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0		+8	+12	+20	±2	—	±8	-8	±15	0		-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188
Св. 24 до 30																										-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218
Св. 30 до 40	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0		+10	+14	+24	±2	—	±9	-9	±17	0		-26	-34	-43		-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274
Св. 40 до 50	+320	+180	+130	—																						-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325
Св. 50 до 65	+340	+190	+140	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0		+13	+18	+28	±2	—	±11	-11	±20	0		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405
Св. 65 до 80	+360	+200	+150	—																				-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480
Св. 80 до 100	+380	+220	+170	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0		+16	+22	+34	±3	—	±13	-13	±23	0		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585
Св. 100 до 120	+410	+240	+180	—																				-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690
Св. 120 до 140	+460	+260	+200	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0		+18	+26	+41	±3	—	±15	-15	±27	0		-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800
Св. 140 до 160	+520	+280	+210	—																				-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900
Св. 160 до 180	+580	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0		+22	+30	+47	±4	—	±17	-17	±31	0		-50	-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-700	-1000
Св. 180 до 200	+660	+340	+240	—																				-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150
Св. 200 до 225	+740	+380	+260	—																				-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250
Св. 225 до 250	+820	+420	+280	—																				-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350
Св. 250 до 280	+920	+480	+300	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0		+25	+36	+55	±4	—	±20	-20	±34	0		-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550
Св. 280 до 315	+1050	+540	+330	—																				-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700
Св. 315 до 355	+1200	+600	+360	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0		+29	+39	+60	±4	—	±21	-21	±37	0		-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900
Св. 355 до 400	+1350	+680	+400	—																				-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100
Св. 400 до 450	+1500	+760	+440	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0		+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0		-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400
Св. 450 до 500	+1650	+840	+480	—																				-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600
* Значение Δ см. приложение 8																																		

6. Значения основных отклонений валов, мкм

Интервалы размеров, мм	Верхнее отклонение es												Нижнее отклонение ei																	
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j			k		m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Все квалитеты												5 и 6	7	8	От 4 до 7	До 3 св 7	Свыше 7													
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	Предельные отклонения ±IT/2	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14		+18		+20		+26	+32	+40	+60
Св. 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	—	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19		+23	—	+28		+35	+42	+50	+80
Св. 6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	—	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23		+28		+34	—	+42	+52	+67	+97
Св. 10 до 14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0		-3	-6	—	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33		+40		+50	+64	+90	+130
Св. 14 до 18																									+39	+45		+60	+77	+108	+150
Св. 18 до 24	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-7	0		-4	-8	—	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35		+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
Св. 24 до 30																							+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
Св. 30 до 40	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0		-5	-10	—	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
Св. 40 до 50	-320	-180	-130	—																			+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
Св. 50 до 65	-340	-190	-140	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0		-7	-12	—	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
Св. 65 до 80	-360	-200	-150	—																	+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
Св. 80 до 100	-380	-220	-170	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0		-9	-15	—	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
Св. 100 до 120	-410	-240	-180	—																	+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
Св. 120 до 140	-460	-260	-200	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0		-11	-18	—	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
Св. 140 до 160	-520	-280	-210	—																	+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
Св. 160 до 180	-580	-310	-230	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0		-13	-21	—	+4	0	+17	+31	+50	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+700	+1000
Св. 180 до 200	-660	-340	-240	—																	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
Св. 200 до 225	-740	-380	-260	—																	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
Св. 225 до 250	-820	-420	-280	—																	+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
Св. 250 до 280	-920	-480	-300	—	-190	-110	—	-56	—	-17	0		-16	-26	—	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
Св. 280 до 315	-1050	-540	-330	—																	+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
Св. 315 до 355	-1200	-600	-360	—	-210	-125	—	-62	—	-18	0		-18	-28	—	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
Св. 355 до 400	-1350	-680	-400	—																	+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
Св. 400 до 450	-1500	-760	-440	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0		-20	-32	—	+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
Св. 450 до 500	-1650	-840	-480	—																	+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

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
До 3	0					
Св. 3 до 6	1	1,5	1	3	4	6
Св. 6 до 10	1	1,5	2	3	4	6
Св. 10 до 18	1	2	3	3	7	9
Св. 18 до 30	1,5	2	3	4	8	12
Св. 30 до 50	1,5	3	4	5	9	14
Св. 50 до 80	2	3	5	6	11	16
Св. 80 до 120	2	4	5	7	13	19
Св. 120 до 180	3	4	6	7	15	23
Св. 180 до 250	3	4	6	9	17	26
Св. 250 до 315	4	4	7	9	20	29
Св. 315 до 400	4	5	7	11	21	32
Св. 400 до 500	5	5	7	13	23	34

9. Допуски и отклонения калибров должны соответствовать указанным, мкм

Квалитеты допусков изделий	Обозначение размеров и допусков	Интервалы размеров, мм									
		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 до180	Св.180 до 250
		Размеры и допуски, мкм									
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4
	α , α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
	Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7
	Y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5
	H , H_s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
	H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5
7	Z , Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7
	Y , Y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6
	α , α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3
	H , H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
	H_s	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5
8	Z , Z_1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12
	Y , Y_1	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7
	α , α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
9	Z , Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21
	Y , Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α , α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7

10	Z, Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14
	H_s^*, H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
11	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20
	H_s	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
12	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20
	H_s	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7
13	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
14**	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10
15**	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10

16** 17	Z , Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210
	Y , Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	α , α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110
	H , H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10

10. Допуски размеров по ГОСТ 25346

Интервалы размеров, мм	КВАЛИТЕТЫ														Значение единицы допуска $i = 0{,}1IT6$, мкм
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
	Число единиц допуска по квалитетам – a_n														
	5,1	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1 000	1 600	
	мкм								мм						
До 3	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1,0	0,6
Свыше 3 до 6	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	0,8
“ 6 ” 10	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	0,9
“ 10 ” 18	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	1,1
“ 18 ” 30	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	1,3
“ 30 “ 50	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,0	1,6	2,5	1,6
“ 50 “ 80	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3,0	1,9
“ 80 ” 120	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	2,2
“ 120 ” 180	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	2,5
“ 180 ” 250	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	2,9
“ 250 ” 315	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	3,2
“ 315 “ 400	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	3,6
“ 400 ” 500	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4,0	6,3	4,0
“ 500 ” 630	225	30	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7,0	4,4
“ 630 ” 800	259	35	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2,0	3,2	5,0	8,0	5,0
“ 800 ” 1 000	294	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9,0	5,6

11. Значения основных отклонений валов, мкм, по ГОСТ 25346

Интервалы размеров, мм	Обозначение основных отклонений																				
	Верхнее отклонение *es*									Нижнее отклонение *ei*											
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	j_s	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*x*	*y*	*z*
	Квалитеты																				
	Все									От 4 до 7	Все										
До 3	–270	–140	–60	–20	–14	–6	–2	0	Предельные отклонения = $\pm IT_n/2$	0	+2	+4	+6	+10	+14	–	+18	–	+20	–	+26
Св. 3 до 6	–270	–140	–70	–30	–20	–10	–4	0		+1	+4	+8	+12	+15	+19	–	+23	–	+28	–	+35
“6“ 10	–280	–150	–80	–40	–25	–13	–5	0		+1	+6	+10	+15	+19	+23	–	+28	–	+34	–	+42
“10“ 14	–290	–150	–95	–50	–32	–16	–6	0		+1	+7	+12	+18	+23	+28	–	+33	–	+40	–	+50
“14“ 18																–	–	+39	+45	–	+60
“18“ 24	–300	–160	–110	–65	–40	–20	–7	0		+2	+8	+15	+22	+28	+35	–	+41	+47	+54	+63	+73
“24“ 30																+41	+48	+55	+64	+75	+88
“30“ 40	–310	–170	–120	–80	–50	–25	–9	0		+2	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112
“40“ 50	–320	–180	–130													+54	+70	+81	+97	+114	+136
“50“ 65	–340	–190	–140	–100	–60	–30	–10	0		+2	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172
“65“ 80	–360	–200	–150											+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210
“80“ 100	–380	–220	–170	–120	–72	–36	–12	0		+3	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258
“100“ 120	–410	–240	–180											+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310
“120“ 140	–460	–260	–200	–145	–85	–43	–14	0		+3	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365
“140“ 160	–520	–280	–210											+65	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415
“160“ 180	–580	–310	–230											+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465
“180“ 200	–660	–340	–240	–170	–100	–50	–15	0		+4	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520
“200“ 225	–740	–380	–260											+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575
“225“ 250	–820	–420	–280											+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640
“250“ 280	–920	–480	–300	–190	–110	–56	–17	0		+4	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710

Интервалы размеров, мм	Обозначение основных отклонений																				
	Верхнее отклонение *es*									Нижнее отклонение *ei*											
	a	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*	*g*	*h*	j_s	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*s*	*t*	*u*	*v*	*x*	*y*	*z*
	Квалитеты																				
	Все									От 4 до 7	Все										
“280“ 315	–1 050	–540	–330	–210	–125	–62	–18	0		+4	+21	+37	+62	+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790
“315“ 355	–1 200	–600	–360											+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900
“355“ 400	–1 350	–680	–400											+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1 000
“400“ 450	–1 500	–760	–440	–230	–135	–68	–20	0		+5	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1 100
“450“ 500	–1 650	–840	–480	–230	–135	–68	–20	0		+5	+23	+40	+68	+132	+252	+360	+540	+660	+82	+1 000	+1 250
“500” 560	–	–	–520	–260	–145	–76	–22	0		0	+26	+44	+78	+150	+280	+400	+600	+740	–	–	–
“560“ 630	–	–	–580	–260	–145	–76	–22	0		0	+26	+44	+78	+155	+310	+450	+660	+820	–	–	–
“630” 710	–	–	–640	–290	–160	–80	–24	0		0	+30	+50	+88	+175	+340	+500	+740	+920	–	–	–
“710” 800	–	–	–700	–290	–160	–80	–24	0		0	+30	+50	+88	+185	+380	+560	+840	1 000	–	–	–
“800” 900	–	–	–780	–320	–170	–86	–26	0		0	+34	+56	+100	+210	+430	+620	+940	1 150	–	–	–
“900” 1 000	–	–	–860	–320	–170	–86	–26	0		0	+34	+56	+100	+220	+470	+680	1 050	1 300	–	–	–

Примечания. 1. Если IT_n – нечетное, то производится замена ближайшим меньшим четным числом при расчете отклонений для js.
2. Квалитеты до 3 и свыше 7 имеют основное отклонение для k, равное 0.

12. Значения основных отклонений отверстий, мкм, по ГОСТ 25346

Интервалы размеров, мм	Обозначение основных отклонений																			Δ, мкм			
	Нижнее отклонение *EI*							Верхнее отклонение *ES*															
	C	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*Js*	*K*	*M*		*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*U*	*V*	*X*	*Y*	*Z*			
	Квалитеты																						
	Все							До 8	До 8	Свы-ше 8	До 8	Свыше 7									5	6	7	8
До 3	+60	+20	+14	+6	+2	0	Предельные отклонения = ± $IT_n/2$	0	–2	–2	–4	–6	–10	–14	–	–18	–	–20	–	–26	Δ = 0			
Св. 3 до 6	+70	+30	+20	+10	+4	0		–1+Δ	–4+Δ	–4	–8+Δ	–12	–15	–19	–	–23	–	–28	–	–35	1	3	4	6
“6“ 10	+80	+40	+25	+13	+5	0		–1+Δ	–6+Δ	–6	–10+Δ	–15	–19	–23	–	–28	–	–34	–	–42	2	3	6	7
“10“ 14	+95	+50	+32	+16	+6	0		–1+Δ	–7+Δ	–7	–12+Δ	–18	–23	–28	–	–33	–	–40	–	–50	3	3	7	9
“14“ 18																	–39	–45	–	–60				
“18“ 24	+110	+65	+40	+20	+7	0		–2+Δ	–8+Δ	–8	–15+Δ	–22	–28	–35	–	–41	–47	–54	–63	–73	3	4	8	12
“24“ 30															–41	–48	–55	–64	–75	–88				
“30“ 40	+120	+80	+50	+25	+9	0		–2+Δ	–9+Δ	–9	–17+Δ	–26	–34	–43	–48	–60	–68	–80	–94	–112	4	5	9	14
“40“ 50	+130														–54	–70	–81	–97	–114	–136				
“50“ 65	+140	+100	+60	+30	+10	0		–2+Δ	–11+Δ	–11	–20+Δ	–32	–41	–53	–66	–87	–102	–122	–144	–172	5	6	11	16
“65“ 80	+150												–43	–59	–75	–102	–120	–146	–174	–210				
“80“ 100	+170	+120	+72	+36	+12	0		–3+Δ	13+Δ	–13	–23+Δ	–37	–51	–71	–91	–124	–146	–178	–214	–258	5	7	13	19
“100“ 120	+180												–54	–79	–104	–144	–172	–210	–254	–310				
“120“ 140	+200	+145	+85	+43	+14	0		–3+Δ	–15+Δ	–15	–27+Δ	–43	–63	–92	–122	–170	–202	–248	–300	–365	6	7	15	23
“140“ 160	+210												–65	100	–134	–190	–228	–280	–340	–415				
“160“ 180	+230												–68	–108	–146	–210	–252	–310	–380	–465				
“180“ 200	+240	+170	+100	+50	+15	0		–4+Δ	–17+Δ	–17	–31+Δ	–50	–77	–122	–166	–236	–284	–350	–425	–520	6	9	17	26
“200“ 225	+260												–80	–130	–180	–258	–310	–385	–470	–575				
“225“ 250	+280												–84	–140	–196	–284	–340	–425	–520	–640				
“250“ 280	+300	+190	+110	+56	+17	0		–4+Δ	–20+Δ	–20	–34+Δ	–56	–94	–158	–218	–315	–385	–475	–580	–710	7	9	20	29
“280“ 315	+330												–98	–170	–240	–350	–425	–525	–650	–790				
“315“ 355	+360	+210	+125	+62	+18	0		–4+Δ	–21+Δ	–21	–37+Δ	–62	–108	–190	–268	–390	–475	–590	–730	–900	7	11	21	32
“355“ 400	+400												–114	–208	–294	–435	–530	–660	–820	–1 000				
“400“ 450	+440	+230	+135	+68	+20	0		–5+Δ	–23+Δ	–23	–40+Δ	–68	–126	–232	–330	–490	–595	–740	–920	–1 100	7	13	23	34
“450“ 500	+480							–	–	–	–		–132	–252	–360	–540	–660	–820	–1 000	–1 250				
“500“ 560	+520	+260	+145	+76	+22	0		–	–	–	–	–78	–150	–280	–400	–600	–740	–	–	–	–	–	–	–
“560“ 630	+580							–	–	–	–		–155	–310	–450	–660	–820	–	–	–	–	–	–	–
“630“ 710	+640	+290	+160	+80	+24	0		–	–	–	–	–88	–175	–340	–500	–740	–920	–	–	–	–	–	–	–
“710“ 800	+700							–	–	–	–		–185	–380	–560	–840	–1 000	–	–	–	–	–	–	–
“800“ 900	+780	+320	+170	+86	+26	0		–	–	–	–	–100	–210	–430	–620	–940	–1 150	–	–	–	–	–	–	–
“900“ 1 000	+860							–	–	–	–		–220	–470	–680	–1 050	–1 300	–	–	–	–	–	–	–

Примечания. 1. Если IT_n – нечетное, то производится замена ближайшим меньшим четным числом при расчете отклонений для Js.

3. При вычислении основных отклонений для K, M, N до 8-го квалитета, а также для P…Z до 7-го квалитета использовать значения Δ из граф справа, которые суммируются с указанными значениями для соответствующей буквы. Для квалитетов свыше 8-го K и N имеют ES = 0. Пример: для P7 при номинальном размере 20 находим Δ = 8, тогда ES = −22 + 8 =−14.

13. Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	Высота, ***h***	Длина, ***l***	Глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу t_1 (или $d - t_1$)* и на втулке t_2 (или $d + t_2$)		
			При ***h***, мм		
			От 2 до 6	Св. 6 до 18	Св. 18 до 50
Шпонка	h11, h9**	h14	—	—	—
Паз	—	H15	+0.1 0	+0.2 0	+0.3 0

* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются и со знаком «минус»
** При h = 2 – 6 мм

14.Система отверстия. Предельные отклонения валов для посадок с зазором при размерах свыше 10 до 250 мм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты													
	5		**6**			**7**			**9**				**10**	
	Предельные отклонения для полей допусков es, ei, мкм													
	q5	***h5***	***f6***	***q6***	***h6***	***e7***	***f7***	***h7***	***d9***	***e9***	***f9***	***h9***	***d10***	***h10***
Св. 10 до 18	-6 -14	0 -8	-16 -27	-6 -17	0 -11	-32 -50	-16 -34	0 -18	-50 -93	-32 -75	-16 -59	0 -43	-50 -120	0 -70
Св. 18 до 30	-7 -16	0 -9	-20 -33	-7 -20	0 -13	-40 -61	-20 -41	0 -21	-65 -117	-40 -92	-20 -72	0 -52	-65 -149	0 -84
Св. 30 до 50	-9 -20	0 -11	-25 -41	-9 -25	0 -16	-50 -75	-25 -50	0 -25	-80 -142	-50 -112	-25 -87	0 -62	-80 -180	0 -100
Св. 50 до 80	-10 -23	0 -13	-30 -49	-10 -29	0 -19	-60 -90	-30 -60	0 -30	-100 -174	-60 -134	-30 -104	0 -74	-100 -220	0 -120
Св. 80 до 120	-12 -27	0 -15	-36 -58	-12 -34	0 -22	-72 -107	-36 -71	0 -35	-120 -207	-72 -159	-36 -123	0 -87	-120 -260	0 -140
Св. 120 до 180	-14 -32	0 -18	-43 -68	-14 -39	0 -25	-85 -125	-43 -83	0 -40	-145 -245	-85 -185	-43 -143	0 -100	-145 -305	0 -160
Св. 180 до 250	-15 -35	0 -20	-50 -79	-15 -44	0 -29	-100 -146	-50 -96	0 -46	-170 -285	-100 -215	-50 -165	0 -115	-170 -335	0 -185

14. Система отверстия. Предельные отклонения валов для посадок с зазором при размерах свыше 10 до 250 мм (продолжение)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	8					**11**					**12**	
	Предельные отклонения для полей допусков es, ei мкм											
	c8	***d8***	***e8***	***f8***	***h8***	***a11***	***b11***	***c11***	***d11***	***h11***	***b12***	***h12***
Св. 10 до 18	-95 -122	-50 -77	-32 -59	-16 -43	0 -27	-290 -400	-150 -260	-95 -205	-50 -160	0 -110	-150 -330	0 -180
Св. 18 до 30	-110 -143	-65 -96	-40 -73	-20 -53	0 -33	-300 -430	-160 -290	-110 -240	-65 -195	0 -130	-160 -370	0 -210
Св. 30 до 40	-120 -159	-80 -119	-50 -89	-25 -64	0 -39	-310 -470	-170 -330	-120 -280	-80 -240	0 -160	-170 -420	0 -250
Св. 40 до 50	-130 -169	-80 -119	-50 -89	-25 -64	0 -39	-320 -480	-180 -340	-130 -290	-80 -240	0 -160	-180 -430	0 -250
Св. 50 до 65	-140 -189	-100 -146	-60 -106	-30 -76	0 -46	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100 -290	0 -190	-190 -490	0 -300
Св. 65 до 80	-150 -196	-100 -146	-60 -106	-30 -76	0 -46	-360 -550	-200 -390	-150 -340	-100 -290	0 -190	-200 -500	0 -300
Св. 80 до 100	-170 -224	-120 -174	-72 -126	-36 -90	0 -54	-380 -600	-220 -440	-170 -390	-120 -340	0 -220	-220 -570	0 -350
Св. 100 до 120	-180 -234	-120 -174	-72 -126	-36 -90	0 -54	-410 -630	-240 -460	-180 -400	-120 -340	0 -220	-240 -590	0 -350
Св. 120 до 140	-200 -263	-145 -208	-85 -148	-43 -106	0 -63	-460 -710	-260 -510	-200 -450	-145 -395	0 -250	-260 -660	0 -400
Св. 140 до 160	-210 -273	-145 -208	-85 -148	-43 -106	0 -63	-520 -770	-280 -530	-210 -460	-145 -395	0 -250	-280 -680	0 -400
Св. 160 до 180	-230 -293	-145 -208	-85 -148	-43 -106	0 -63	-580 -830	-310 -560	-230 -480	-145 -395	0 -250	-310 -710	0 -400
Св. 180 до 200	-240 -312	-170 -242	-100 -172	-50 -122	0 -72	-660 -950	-340 -630	-240 -530	-170 -460	0 -290	-340 -800	0 -460
Св. 200 до 225	-260 -332	-170 -242	-100 -172	-50 -122	0 -72	-740 -1030	-380 -670	-260 -550	-170 -460	0 -290	-380 -840	0 -460

15. Система отверстия. Предельные отклонения валов для посадок переходных и с натягом при размерах свыше 10 до 250 мм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	5				6				7			
	Предельные отклонения для полей допусков es, ei, мкм											
	js5	***k5***	***m5***	***n5***	***js6***	***k6***	***m6***	***n6***	***js7***	***R7***	***m7***	***n7***
Св. 10 до 18	+4.0 -4.0	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+5.5 -5.5	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+9 -9	+19 +1	+25 +7	+30 +12
Св. 18 до 30	+4.5 -4.5	+11 +2	+17 +3	+24 +15	+6.5 -6.5	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+10 -10	+23 +2	+29 +8	+36 +15
Св. 30 до 50	+5.5 -5.5	+13 +2	+20 +9	+28 +17	+8 -8	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+12 -12	+27 +2	+34 +9	+42 +17
Св. 50 до 80	+6.5 -6.5	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+9.5 -9.5	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+15 -15	+32 +2	+41 +11	+50 +20
Св. 80 до 120	+7.5 -7.5	+18 +3	+28 +13	+38 +23	+11.0 -11.0	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+17 -17	+38 +3	+48 +13	+58 +23
Св. 120 до 180	+9.0 -9.0	+21 +3	+33 +15	+45 +27	+12.5 -12.5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+20 -20	+43 +3	+55 +15	+57 +27
Св. 180 до 250	+10.0 -10.0	+24 +4	+37 +17	+51 +31	+14.5 -14.5	+33 +4	+46 +17	+60 +31	+23 -23	+50 +4	+63 +17	+77 +31

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	5			6				7		8		
	Предельные отклонения для полей допусков es, ei, мкм											
	p5	***r5***	***s5***	***p6***	***r6***	***s6***	***t6***	***s7***	***u7***	***u8****	***x8****	***z8****
Св. 10 до 18	+26 +18	+31 +23	+36 +28	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-	+46 +28	+51 +33	+60 +33	+67 +40	+77 +50
Св. 18 до 24	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-	+56 +35	+62 +41	+74 +41	+87 +54	+106 +73
Св. 24 до 30	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35	+54 +45	+50 +35	+69 +48	+81 +48	+97 +64	+121 +88
Св. 30 до 40	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+64 +43	+68 +43	+85 +60	+99 +60	+119 +80	+151 +112
Св. 40 до 50	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+70 +54	+68 +43	+95 +70	+109 +70	+136 +97	+175 +135
Св. 50 до 65	+45 +32	+54 +41	+66 +53	+51 +32	+60 +41	+72 +53	+85 +66	+83 +53	+117 +87	+133 +87	+168 +122	+218 +172
Св. 65 до 80	+45 +32	+56 +43	+72 +59	+51 +32	+62 +43	+78 +59	+94 +75	+89 +59	+132 +102	+148 +102	+192 +146	+256 +210
Св. 80 до 100	+52 +37	+66 +51	+86 +71	+59 +37	+73 +51	+93 +71	+113 +91	+106 +71	+159 +124	+178 +124	+232 +178	+312 +258
Св. 100 до 120	+52 +37	+59 +54	+94 +79	+59 +37	+76 +54	+100 +79	+126 +104	+114 +79	+179 +144	+198 +144	+264 +210	+364 +310
Св. 120 до 140	+61 +43	+81 +63	+110 +92	+68 +43	+88 +63	+110 +92	+147 +122	+132 +92	+210 +170	+233 +170	+311 +248	+428 +365
Св. 140 до 160	+61 +43	+83 +65	+118 +100	+68 +43	+90 +65	+125 +100	+159 +134	+140 +100	+230 +190	+253 +190	+343 +280	+478 +415
Св. 160 до 180	+61 +43	+86 +68	+126 +108	+68 +43	+93 +68	+133 +108	+171 +146	+148 +108	+250 +210	+273 +210	+373 +310	+528 +465
Св. 180 до 200	+70 +50	+97 +77	+142 +122	+79 +50	+106 +77	+151 +122	+195 +166	+168 +122	+282 +236	+308 +236	+422 +350	+592 +520
Св. 200 до 225	+70 +50	+100 +80	+150 +130	+79 +50	+109 +80	+159 +130	+200 +180	+176 +130	+304 +258	+330 +258	+457 +385	+647 +575

16. Система вала. Предельные отклонения отверстий для посадок с зазором при размерах свыше 10 до 250 мм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты										
	5		6		7			8			
	Предельные отклонения для полей допусков ES, EI, мкм										
	G5	***H5***	***G6***	***H6***	***F7***	***G7***	***H7***	***D8***	***E8***	***F8***	***H8***
Св. 10 до 18	+14 +6	+8 0	+17 +6	+11 0	+34 +16	+24 +6	+18 0	+77 +50	+59 +32	+43 +16	+27 0
Св. 18 до 30	+1 +7	+9 0	+20 +7	+13 0	+41 +20	+28 +7	+21 0	+98 +65	+73 +40	+53 +20	+33 0
Св. 30 до 40	+20 +9	+11 0	+25 +9	+16 0	+50 +25	+34 +9	+25 0	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+39 0
Св. 40 до 50	+20 +9	+11 0	+25 +9	+16 0	+50 +25	+34 +9	+25 0	+119 +80	+89 +50	+64 +25	+39 0
Св. 50 до 65	+23 +10	+13 0	+29 +10	+19 0	+60 +30	+40 +10	+30 0	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0
Св. 65 до 80	+23 +10	+13 0	+29 +10	+19 0	+50 +30	+40 +10	+30 0	+146 +100	+106 +60	+76 +30	+46 0
Св. 80 до 100	+27 +12	+15 0	+32 +12	+22 0	+71 +36	+47 +12	+35 0	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0
Св. 100 до 120	+27 +12	+15 0	+32 +12	+22 0	+71 +36	+47 +12	+35 0	+174 +120	+126 +72	+90 +36	+54 0
Св. 120 до 140	+32 +14	+18 0	+39 +14	+25 0	+33 +43	+54 +14	+40 0	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0
Св. 140 до 160	+32 +14	+18 0	+39 +14	+25 0	+83 +43	+54 +14	+40 0	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0
Св. 160 до 180	+32 +14	+18 0	+39 +14	+25 0	+83 +43	+54 +14	+40 0	+208 +145	+148 +85	+106 +43	+63 0
Св. 180 до 200	+35 +15	+20 0	+44 +15	+29 0	+96 +50	+61 +15	+46 0	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0
Св. 200 до 225	+35 +15	+20 0	+44 +15	+29 0	+96 +50	+61 +15	+46 0	+242 +170	+172 +100	+122 +50	+72 0

16. Система вала. Предельные отклонения отверстий для посадок с зазором при размерах свыше 10 до 250 мм (продолжение)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты												
	9				10		11					12	
	Предельные отклонения для полей допусков ES, EI, мкм												
	D9	***E9***	***F9***	***H9***	***D10***	***H10***	***A11***	***B11***	***C11***	***D11***	***H11***	***B12***	***H12***
Св. 10 до 18	+93 +50	+75 +32	+39 +16	+43 0	+120 +50	+70 0	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+160 +50	+110 0	+330 +150	+180 0
Св. 18 до 30	+117 +65	+92 +40	+72 +20	+52 0	+149 +65	+84 0	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+195 +65	+130 0	+370 +160	+210 0
Св. 30 до 40	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+62 0	+180 +80	+100 0	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240 +80	+160 0	+420 +170	+250 0
Св. 40 до 50	+142 +80	+112 +50	+87 +25	+62 0	+180 +80	+100 0	+480 +320	+340 +180	+290 +130	+240 +80	+160 0	+430 +180	+250 0
Св. 50 до 65	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+74 0	+220 +100	+120 0	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290 +100	+190 0	+490 +190	+300 0
Св. 65 до 80	+174 +100	+134 +60	+104 +30	+74 0	+220 +100	+120 0	+550 +360	+390 +200	+340 +150	+290 +100	+190 0	+500 +200	+300 0
Св. 80 до 100	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+87 0	+260 +120	+140 0	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+340 +120	+220 0	+570 +220	+350 0
Св. 100 до 120	+207 +120	+159 +72	+123 +36	+87 0	+260 +120	+140 0	+630 +410	+460 +240	+400 +180	+340 +120	+220 0	+590 +240	+350 0
Св. 120 до 140	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+100 0	+305 +145	+160 0	+710 +460	+510 +260	+450 +200	+395 +145	+250 0	+660 +260	+400 0
Св. 140 до 160	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+100 0	+305 +145	+160 0	+770 +520	+530 +280	+460 +210	+395 +145	+250 0	+680 +280	+400 0
Св. 160 до 180	+245 +145	+185 +85	+143 +43	+100 0	+305 +145	+160 0	+830 +580	+560 +310	+480 +230	+395 +145	+250 0	+710 +310	+400 0
Св. 180 до 200	+285 +170	+215 +100	+155 +50	+115 0	+355 +170	+185 0	+950 +580	+630 +340	+530 +240	+460 +170	+290 0	+800 +340	+460 0
Св. 200 до 225	+285 +170	+185 +100	+155 +50	+115 0	+355 +170	+185 0	+1030 +740	+670 +380	+550 +260	+460 +170	+290 0	+840 +380	+460 0
Св. 225 до 250	+285 +170	+185 +100	+155 +50	+115 0	+355 +170	+185 0	+1110 +820	+710 +420	+570 +280	+460 +170	+290 0	+880 +420	+460 0

17. Система вала. Предельные отклонения отверстий для посадок переходных и с натягом при размерах свыше 10 до 250 мм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	5				**6**				**7**			
	Предельные отклонения для полей допусков ES, EI, мкм											
	Js5	***K5***	***M5***	***N5***	***Js6***	***K6***	***M6***	***N6***	***Js7***	***K7***	***M7***	***N7***
Св. 10 до 18	+4 -4	+2 -6	-4 -12	-9 -17	+5.5 -5.5	+2 -9	-4 -15	-9 -20	+9 -9	+6 -12	0 -18	-5 -23
Св. 18 до 30	+4.5 -4.5	+1 -8	-5 -14	-19 -28	+6.5 -6.5	+2 -11	-4 -17	-11 -24	+10 -10	+6 -15	0 -21	-7 -28
Св. 30 до 40	+5.5 -5.5	+2 -9	-5 -16	-22 -33	+8 -8	+3 -13	-4 -20	-12 -28	+12 -12	+7 -18	0 -25	-8 -33
Св. 40 до 50	+5.5 -5.5	+2 -9	-5 -16	-22 -33	+8 -8	+3 -13	-4 -20	-12 -28	+12 -12	+7 -18	0 -25	-8 -33
Св. 50 до 65	+6.5 -6.5	+3 -10	-6 -19	-27 -40	+9.5 -9.5	+4 -15	-5 -24	-14 -33	+15 -15	+9 -21	0 -30	-9 -39
Св. 65 до 80	+6.5 -6.5	+3 -10	-6 -19	-27 -40	+9.5 -9.5	+4 -15	-5 -24	-14 -33	+15 -15	+9 -21	0 -30	-9 -39
Св. 80 до 100	+7.5 -7.5	+2 -13	-8 -23	-32 -47	+11 -11	+4 -18	-6 -28	-16 -38	+17 -17	+10 -25	0 -35	-10 -45
Св. 100 до 120	+7.5 -7.5	+2 -13	-8 -23	-32 -47	+11 -11	+4 -18	-6 -28	-16 -38	+20 -20	+10 -25	0 -35	-10 -45
Св. 120 до 140	+9 -9	+3 -15	-9 -27	-37 -55	+12.5 -12.5	+4 -21	-8 -33	-20 -45	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52
Св. 140 до 160	+9 -9	+3 -15	-9 -27	-37 -55	+12.5 -12.5	+4 -21	-8 -33	-20 -45	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52
Св. 160 до 180	+9 -9	+3 -15	-9 -27	-37 -55	+12.5 -12.5	+4 -21	-8 -33	-20 -45	+23 -23	+12 -28	0 -40	-12 -52
Св. 180 до 200	+10 -10	+2 -18	-11 -31	-44 -64	+14.5 -14.5	+5 -24	-8 -37	-22 -51	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60
Св. 200 до 225	+10 -10	+2 -18	-11 -31	-44 -64	+14.5 -14.5	+5 -24	-8 -37	-22 -51	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60
Св. 225 до 250	+10 -10	+2 -18	-11 -31	-44 -64	+14.5 -14.5	+5 -24	-8 -37	-22 -51	+23 -23	+13 -33	0 -46	-14 -60

17. Система вала. Предельные отклонения отверстий для посадок переходных и с натягом при размерах свыше 10 до 250 мм (продолжение)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	8				9		6	7				8
	Предельные отклонения для полей допусков ES, EI, мкм											
	Js8	***K8***	***M8***	***N8***	***N9***	***P9***	***P6***	***P7***	***R7***	***S7***	***T7***	***U8***
Св. 10 до 18	+13 -13	+8 -19	+2 -25	-3 -30	0 -43	-18 -61	-15 -26	-11 -29	-16 -34	-21 -39	-	-33 -60
Св. 18 до 30	+16 -16	+10 -23	+4 -29	-3 -36	0 -52	-22 -74	-18 -31	-14 -35	-20 -41	-27 -48	-33 -54	-48 -81
Св. 30 до 40	+19 -19	+12 -27	+5 -34	-3 -42	0 -62	-26 -88	-21 -37	-17 -42	-25 -50	-34 -59	-39 -64	-60 -99
Св. 40 до 50	+19 -19	+12 -27	+5 -34	-3 -42	0 -62	-26 -88	-21 -37	-17 -42	-25 -50	-34 -59	-45 -70	-70 -109
Св. 50 до 65	+23 -23	+14 -32	+5 -41	-4 -50	0 -74	-32 -106	-26 -45	-21 -51	-30 -60	-42 -72	-55 -85	-87 -133
Св. 65 до 80	+23 -23	+14 -32	+5 -41	-4 -50	0 -74	-32 -106	-26 -45	-21 -51	-32 -60	-48 -78	-64 -94	-102 -148
Св. 80 до 100	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58	0 -87	-37 -124	-30 -52	-24 -59	-30 -73	-58 -93	-78 -113	-124 -178
Св. 100 до 120	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58	0 -87	-37 -124	-30 -52	-24 -59	-41 -76	-66 -101	-91 -126	-144 -198
Св. 120 до 140	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67	0 -100	-43 -143	-36 -61	-28 -68	-48 -88	-77 -117	-107 -147	-170 -253
Св. 140 до 160	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67	0 -100	-43 -143	-36 -61	-28 -68	-50 -90	-85 -125	-119 -159	-190 -253
Св. 160 до 180	+31 -31	+20 -43	+8 -55	-4 -67	0 -100	-43 -143	-36 -61	-28 -68	-53 -93	-93 -133	-131 -171	-210 -273
Св. 180 до 200	+36 -36	+22 -50	+9 -63	-5 -77	0 -115	-50 -165	-41 -70	-33 -79	-60 -106	-105 -151	-149 -195	-236 -308
Св. 200 до 225	+36 -36	+22 -50	+9 -63	-5 -77	0 -115	-50 -165	-41 -70	-33 -79	-63 -109	-113 -159	-163 -209	-258 -330
Св. 225 до 250	+36 -36	+22 -50	+9 -63	-5 -77	0 -115	-50 -165	-41 -70	-33 -79	-67 -113	-129 -169	-179 -225	-284 -356

18. Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Номинальный диаметр, мм	
		до 80	св. 80 до 500
		Шероховатость поверхности Ra, мкм не более (ГОСТ 2789-73)	
Валов	0 6 и 5 4	1,25 0,63 0,32	2,5 1,25 0,63
Отверстий корпусов	0 6; 5 и 4	1,25 0,63	2,5 1,25
Торцов заплечиков валов и отверстий корпусов	0 6; 5 и 4	2,5 1,25	2,5 2,5