

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«Донецкий национальный технический университет»

Кафедра «Основы проектирования машин»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

по дисциплинам:

«Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения»

«Взаимозаменяемость и нормирование точности»

«Метрология, стандартизация, сертификация и аккредитация»

«Метрология, стандартизация и сертификация»

«Метрология, стандартизация и сертификация в горном деле»

«Стандартизация и сертификация в сфере информационных технологий»

«Метрология, стандартизация и технические измерения»

**(для всех направлений бакалавриата
и специальностей специалитета)**

Содержание

Лекция 1. Понятие о взаимозаменяемости и стандартизации. Основы принципа взаимозаменяемости (2 часа).....	4
Лекция 2. Системы допусков и посадок для элементов плоских и цилиндрических соединений (2 часа).....	11
Лекция 3. Расчет и выбор посадок для гладких цилиндрических соединений (ГЦС) (4 часа).....	18
Лекция 4. Расчет и конструирование калибров для контроля деталей гладких соединений (2 часа).....	29
Лекция 5. Допуски и посадки подшипников качения (2 часа).....	37
Лекция 6. Нормирование и обозначение шероховатости поверхности (2 часа).....	46
Лекция 7. Допуски формы и расположения поверхности (2 часа).....	63
Лекция 8. Размерные цепи (4 часа).....	68
Лекция 9. Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля зубчатых передач (4 часа).....	82
Лекция 10. Взаимозаменяемость резьбовых соединений (2 часа).....	96
Лекция 11. Взаимозаменяемость шпоночных и шлицевых соединений (2 часа).....	102
Лекция 12. Допуски углов. Взаимозаменяемость конических соединений (2 часа).....	112
Лекция 13. Понятие о метрологии и технических измерениях (2 часа).....	119

Лекция 1. Понятие о взаимозаменяемости и стандартизации. Основы принципа взаимозаменяемости

Современное машиностроение характеризуется:

- непрерывным увеличением мощностей и производительности машин;
- постоянным совершенствованием конструкций машин и других изделий;
- повышением требований к точности изготовления машин;
- ростом механизации и автоматизации производства.

Для успешного развития машиностроения по этим направлениям большое значение имеет организация производства машин и других изделий на основе взаимозаменяемости и стандартизации.

Цель дисциплины: знакомство с методами обеспечения взаимозаменяемости, стандартизацией, а также методами измерения и контроля применительно к современным изделиям машиностроения.

Из истории развития взаимозаменяемости и стандартизации.

Элементы взаимозаменяемости и стандартизации появились очень давно.

Так, например, водопровод, построенный рабами Рима, был выполнен из труб строго определенного диаметра. Для строительства пирамид в Древнем Египте использовались унифицированные каменные блоки.

В 18 веке по указу Петра 1 была построена серия военных судов с одинаковыми размерами, вооружением, якорями. В металлообрабатывающей промышленности взаимозаменяемость и стандартизация впервые были применены в 1761 году на Тульском, а затем Ижевском оружейных заводах.

Понятие о взаимозаменяемости и ее видах.

Взаимозаменяемость – это возможность сборки независимо изготовленных деталей в узел, а узлов в машину без дополнительных операций обработки и пригонки. При этом должна обеспечиваться нормальная работа механизма.

Для обеспечения взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц они должны быть изготовлены с заданной точностью, т.е. так, чтобы их размеры, форма поверхностей и другие параметры находились в пределах заданных при проектировании изделия.

Комплекс научно – технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий называют принципом взаимозаменяемости.

Различают полную и неполную взаимозаменяемость деталей, собираемых в сборочные единицы.

Полная взаимозаменяемость обеспечивает возможность беспригонной сборки (или замены при ремонте) любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в сборочную единицу. (Например, болты, гайки, шайбы, втулки, зубчатые колеса).

Ограниченно взаимозаменяемыми называются такие детали, при сборке или смене которых может потребоваться групповой подбор деталей (селективная сборка), применение компенсаторов, регулирование положения деталей, пригонка. (Например, сборка редуктора, подшипников качения).

Уровень взаимозаменяемости производства изделия характеризуется коэффициентом взаимозаменяемости, равным отношению трудоемкости изготовления взаимозаменяемых деталей к общей трудоемкости изготовления изделия.

Различают также внешнюю и внутреннюю взаимозаменяемость.

Внешняя – это взаимозаменяемость покупных или кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, по размерам и форме присоединительных поверхностей. (Например, в электродвигателях внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по частоте вращения вала, мощности, а также по диаметру вала; в подшипниках качения – по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения).

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие. (Например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца).

Базой для осуществления взаимозаменяемости в современном промышленном производстве является стандартизация.

Понятия о стандартизации. Категории стандартов

Крупнейшей международной организацией в области стандартизации является ИСО (до 1941 г. называлась ИСА, организована в 1926 г.) Высшим органом ИСО является Генеральная Ассамблея, которая собирается раз в 3 года, принимает решения по наиболее важным вопросам и избирает Президента организации. Организация состоит из большого количества клиентов. В Уставе указывается основная цель ИСО – «содействовать благоприятному развитию стандартизации во всем мире для того, чтобы облегчить международный обмен товарами и развивать взаимное сотрудничество в различных областях деятельности.

Основные термины и определения в области стандартизации установлены Комитетом ИСО по изучению научных принципов стандартизации (СТАКО).

Стандартизация – это плановая деятельность по установлению обязательных правил, норм и требований, выполнение которых повышает качество продукции и производительность труда.

Стандарт – это нормативно – технический документ, устанавливающий требования к группам однородной продукции и правила, обеспечивающие её разработку, производство и применение.

Технические условия (ТУ) – нормативно – технический документ, устанавливающий требования к конкретным изделиям, материалу, их изготовлению и контролю.

Для усиления роли стандартизации разработана и введена в действия государственная (державна) система стандартизации ДСС. Она определяет цели и задачи стандартизации, структуру органов и служб стандартизации, порядок разработки, оформления, утверждения, издания и внедрения стандартов.

Основными целями стандартизации являются:

- повышение качества продукции;
- развитие экспорта;
- развитие специализации;
- развитие кооперации.

В зависимости от сферы действия ДСС предусматривает следующие категории стандартов:

ГОСТ (ДСТ) – государственные;

ОСТ – отраслевые;

СТП – предприятий.

Основные термины и определения принципа взаимозаменяемости

Основные термины и определения установлены в ГОСТ 25346 – 82.

Соединение – это две или несколько деталей подвижно или неподвижно сопряженные друг с другом.

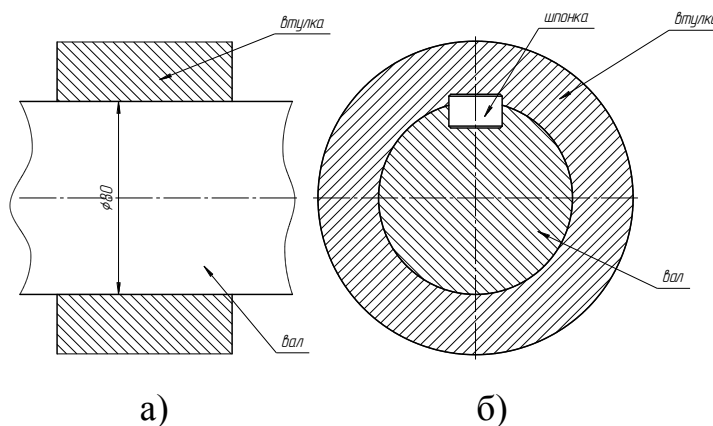


Рисунок 1.1 – Примеры соединений

- а) гладкое цилиндрическое соединение;
- б) шпоночное соединение

Номинальный размер – это общий для деталей соединения размер, полученный в результате расчета и округленный в соответствии с рядами нормальных линейных размеров установленных ГОСТ 6636 – 69 и распространенных на базе рядов предпочтительных чисел ГОСТ 8032 – 56.

Ряды предпочтительных чисел (ряды Ренара) представляют собой геометрические прогрессии.

$$R5: \sqrt[5]{10} = 1,6 - 10; 16; 25; 40; 63; 100\dots$$

$$R10: \sqrt[10]{10} = 1,25 - 10; 12,5; 16; 20; 25\dots$$

Действительный размер – это размер, полученный в результате обработки детали и измеренный с допустимой погрешностью.

При выполнении чертежей размер удобнее всего проставлять в виде номинального размера с отклонениями.

$$\varnothing 55 \begin{matrix} +0,021 \rightarrow \text{верхнее_отклонение} \\ +0,002 \rightarrow \text{нижнее_отклонение} \end{matrix}$$

Предельные размеры – это два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали. (D_{max}, D_{min})

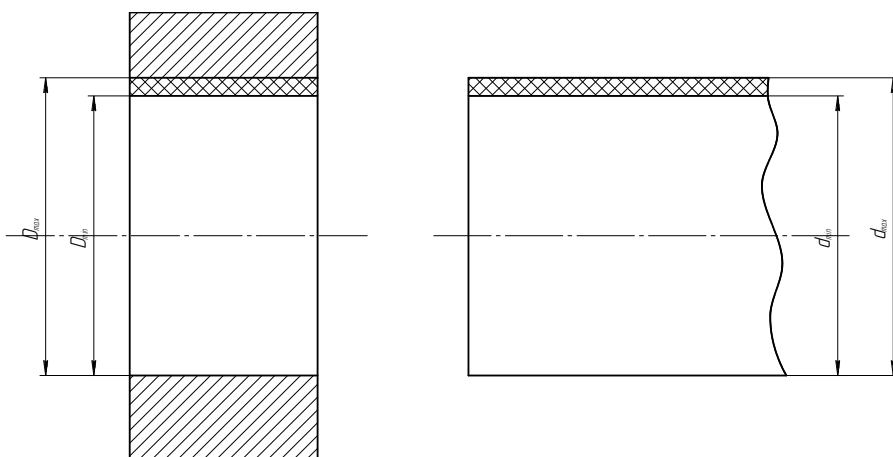


Рисунок 1.2 – Предельные размеры отверстия и вала

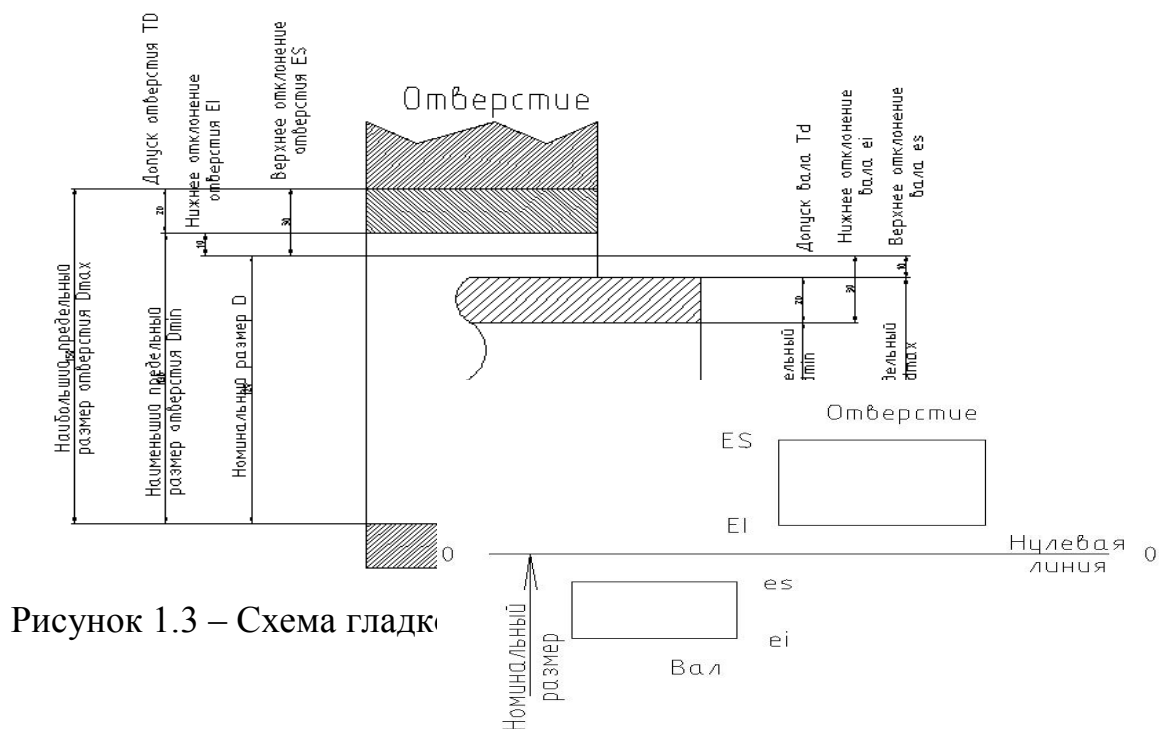
Допуск размера – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами (T – Tolerance)

$$T_D = D_{max} - D_{min}$$

$$T_d = d_{max} - d_{min}$$

Допуск является мерой точности размера и определяет трудоемкость изготовления детали. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление детали.

Понятия о номинальном размере и отклонениях упрощает графическое изображение допусков в виде схем расположения полей допусков.



Зона, заключенная между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям, называется полем допуска.

Поле допуска более широкое понятие, чем допуск. Поле допуска характеризуется своей величиной (допуском) и расположением относительно номинального размера. Таким образом, поле допуска может задаваться двумя способами:

- а) в виде верхнего (es , ES) и нижнего (ei , EI) отклонения;
- б) в виде основного отклонения и допуска (T).

Рассмотрим соединение отверстия и вала.

Разность размеров отверстия и вала до сборки определяет характер соединения деталей, или посадку.

Если $D > d \Rightarrow S$ (зазор)

Если $D < d \Rightarrow N$ (натяг)

В соединениях, где необходим зазор, действительный зазор должен находиться между двумя предельными значениями – наибольшим и наименьшим зазорами (S_{max} ; S_{min}). Соответственно в соединениях с натягом – между N_{max} и N_{min} .

Предельные зазоры и натяги на чертежах не указывают. Конструктор назначает посадку в виде определенного сочетания полей допусков отверстия и

вала. При этом номинальный размер отверстия и вала является общим и называется номинальным размером соединения d_{H-C} .

Типы посадок.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала различают посадки трех типов: с зазором, натягом и переходные.

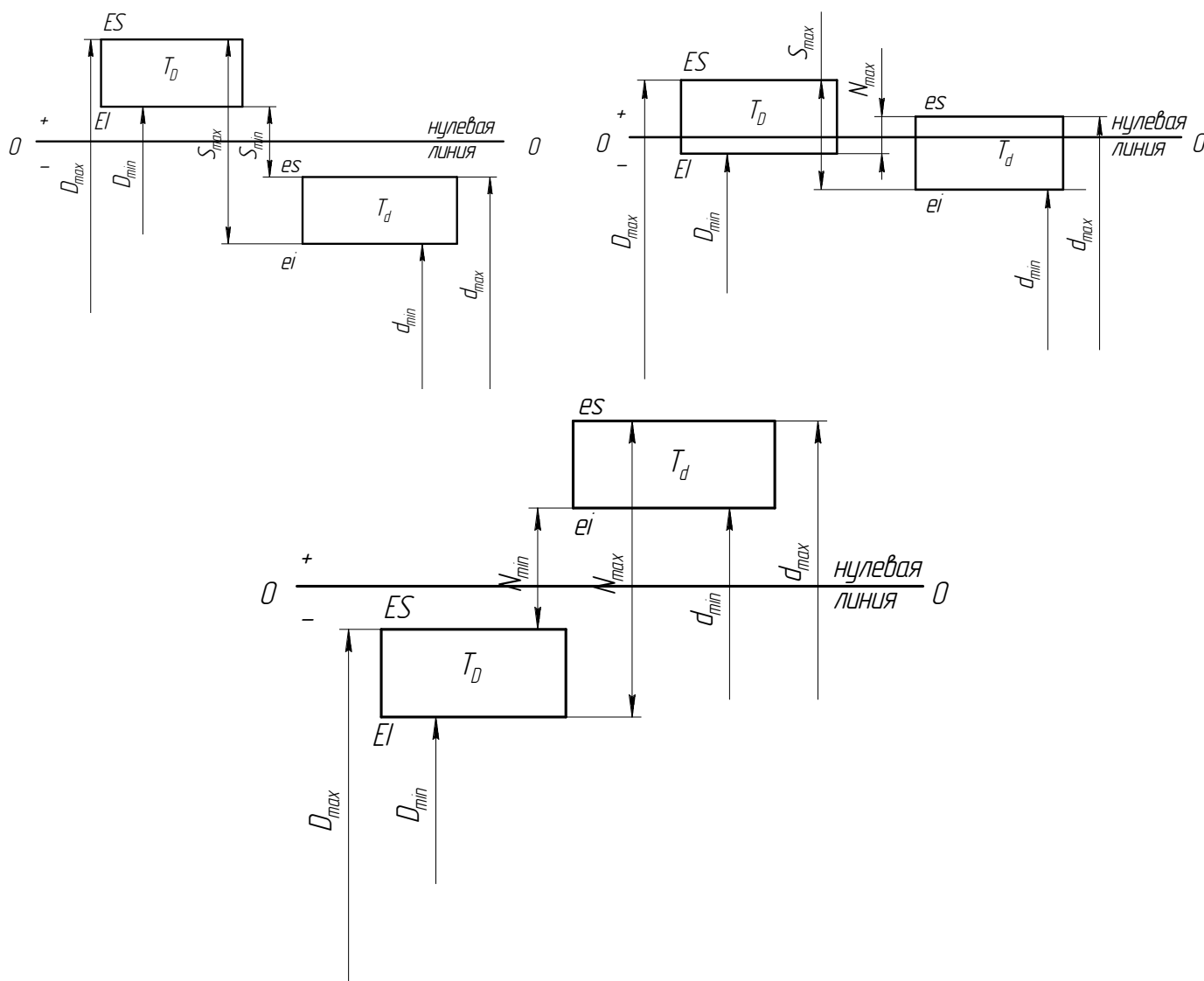


Рисунок 1.4 – Типы посадок

Лекция 2. Системы допусков и посадок для элементов цилиндрических и плоских соединений

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

Системы допусков и посадок разрабатываются по отдельным типам соединений: для гладких цилиндрических и плоских соединений, для гладких конических, шпоночных, шлицевых, резьбовых и других соединений.

Стандартизация полей допусков и посадок и их применение при проектировании, изготовлении, эксплуатации и ремонте машин дает большой технико-экономический эффект. Она сводит к достаточному минимуму количество различных полей допусков для размеров деталей. Наряду со стандартизацией номинальных размеров это создает необходимую основу для сокращения типоразмеров деталей и обеспечения их взаимозаменяемости.

Общие сведения о стандартах ЕСДП

Основные нормы взаимозаменяемости – допуски и посадки для гладких соединений и деталей регламентируются «Единой системой допусков и посадок» (ЕСДП). Она была введена вместо действовавший ранее национальной системы допусков и посадок ОСТ.

ЕСДП разработана на основе системы ИСО, изложенной в рекомендации ИСО Р286 в 1962 году.

Основы построения ЕСДП изложены в ГОСТ 25347 – 82 «Поля допусков и рекомендуемые посадки»; ГОСТ 25346 – 82 «Общие положения, ряды допусков и основных отклонений». ГОСТ 25348 – 82 (для размеров 3150...10 000мм).

В системах ИСО и ЕСДП предусмотрены посадки в системе отверстия и системе вала.

Посадки в системе отверстия – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием.

Посадки в системе вала – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом.

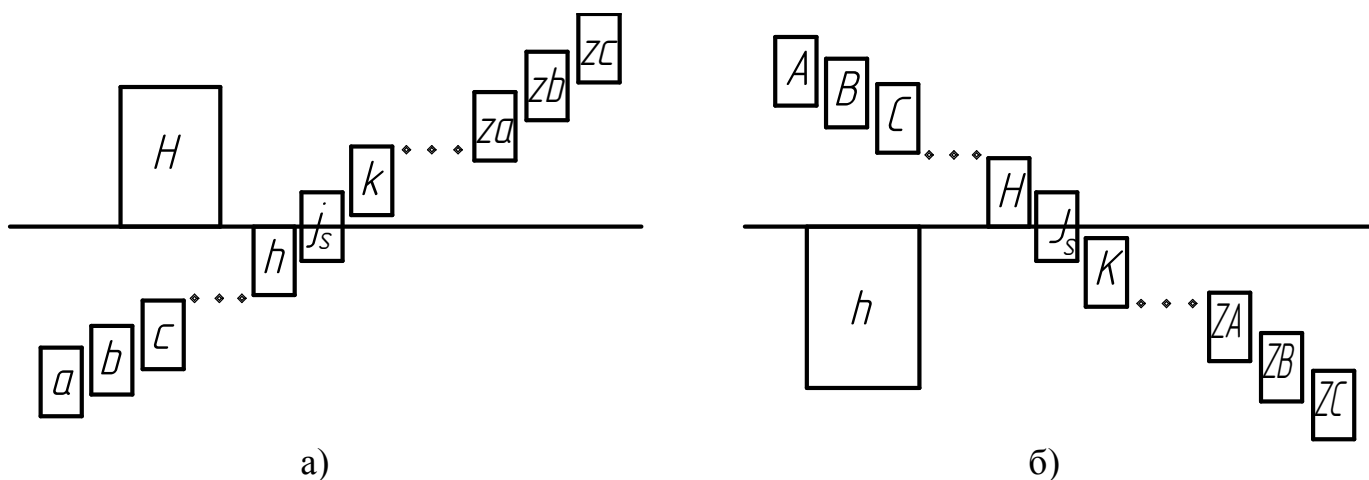


Рисунок 2.1 – Схемы расположения полей допусков в системе ИСО и ЕСДП; а – система отверстия; б – система вала

Точные отверстия обрабатывают дорогостоящим инструментом (зенкерами, развертками, протяжками). Каждый инструмент предназначен для обработки отверстия только одного размера с определенным полем допуска. Валы независимо от их размера обрабатывают одним резцом. В системе отверстия различных по предельным размерам отверстий меньше, чем в системе вала. Поэтому сокращается номенклатура режущего инструмента.

Система отверстия получила преимущественное распространение.

Основы построения ЕСДП

Для ЕСДП характерны следующие признаки:

- а) интервалы номинальных размеров;
- б) единица допуска;
- в) качества.

а) Для построения рядов допусков весь диапазон размеров разделен на несколько интервалов. Для номинальных размеров от 1 до 500 мм установлено 13 интервалов: св. 1 до 3; 3...6; 6...10; ...; 400...500 мм.

б) Для построения рядов допусков установлена единица допуска i , которая выражает зависимость допуска от номинального размера и является мерой точности.

Для размеров до 500 мм:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{D_m} + 0,001 D_m$$

Для размеров 500...10 000 мм:

$$i = 0,004 D_m + 2,1$$

где D_m - среднее геометрическое для каждого интервала номинальных размеров

$$D_m = \sqrt{D_{min} \cdot D_{max}}$$

Допуск для любого квалитета:

$$T = a \cdot i, \quad (1)$$

где a – число единиц допуска, зависящее от квалитета и не зависящее от номинального размера (коэффициент точности).

в) В каждом изделии детали различного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования уровней точности установлены квалитеты.

Квалитет – это совокупность допусков, характеризуемых постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом a) для всех номинальных размеров данного интервала.

Всего в ЕСДП предусмотрено 19 квалитетов:

01; 0; 1; 2; ...; 16; 17. Квалитет определяет допуск на изготовление.

1...4 – концевые меры, калибры;

4...12 – соединяемые (сопрягаемые) размеры деталей;

12...17 – несопрягаемые размеры деталей.

Для каждого квалитета по формуле (1) построены ряды допусков, в каждом из которых различные размеры имеют одинаковую относительную точность, определяемую коэффициентом a .

Таблица 2.1 – Зависимость единиц допуска от номера качества

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
<i>a</i>	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре, которая во всех странах принята равной + 20 °С (ГОСТ 9249 – 59). Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных средств, а также точные измерения необходимо выполнять при нормальной температуре, отступления от нее не должны превышать допустимых значений принятых по ГОСТ 8. 050 – 73. Температура детали и измерительного средства должна быть одинаковой, что достигается совместной их выдержкой в одинаковых условиях.

Пример 1.

Определить изготовление какого из валов более трудоемкое.

$$\varnothing 63_{-0,02} \quad \varnothing 63 \text{ мм} \in 50 \dots 80 \text{ мм} \quad d_{m1} = 64 \text{ мм}$$

$$\varnothing 220_{-0,03} \quad \varnothing 220 \in 220 \dots 225 \text{ мм} \quad d_{m2} = 215 \text{ мм}$$

a – ?

$$a_1 = \frac{T_1}{i_1} = \frac{20}{0,45^3 \sqrt{64} + 0,001 \cdot 64} = \frac{20}{1,86} \approx 10$$

$$a_2 = \frac{T_2}{i_2} = \frac{30}{0,45^3 \sqrt{215} + 0,001 \cdot 215} = \frac{30}{2,91} \approx 10$$

Ответ: таким образом оба вала изготовлены с точностью по 6 качеству, т.е. трудоемкость их изготовления одинакова.

Основные отклонения.

Характеристикой расположения поля допуска в ЕСДП является знак и числовое значение основного отклонения.

Каждое расположение основного отклонения обозначается латинской буквой – малой для валов, большой – для отверстий. Всего в ЕСДП предусмотрено 27 вариантов основных отклонений.

Буквой *h* обозначается верхнее отклонение вала, равное нулю (основной вал), буквой *H* – нижнее отклонение отверстия, равное нулю (основное отверстие).

Отклонения *A...H* (*a...h*) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазором; *J_s...N* (*j_s...n*) – в переходных посадках; *P...ZC* (*p...zc*) в посадках с натягом.

При одном и том же буквенном обозначении числовое значение основного отклонения изменяется в зависимости от номинального размера.

Образование и обозначение полей допусков и посадок

Поле допуска в ЕСДП образуется сочетанием основного отклонения (характеристика расположения) и качества (характеристика допуска). Условное обозначение поля допуска состоит из буквы основного отклонения и числа – номера качества:

Например: Поля допусков валов: *h6*; *d10*; *js5*.

Поля допусков отверстий: *H6*; *D10*; *J_s 5*.

Посадка в ЕСДП образуется сочетанием поля допуска отверстия и поля допуска вала. Условное обозначение в виде дроби, в числителе которой указывается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала.

Например: $\frac{H8}{f7}$; $\frac{H7}{k6}$; $\frac{D9}{js6}$.

Поля допусков и их отборы

В системе ИСО и ЕСДП принципиально допускаются любые сочетания основных отклонений и качеств. Таким образом, теоретически можно получить очень большое число допусков. Для размеров до 500 мм из 19 качеств 27 основных отклонений можно образовать 517 полей допусков.

Но не все поля допусков имеют технический смысл. Кроме того, применение всех полей допусков экономически неприемлемо, так как привело к чрезмерному

усложнению инструментального хозяйства. Поэтому система ИСО и ЕСДП базируется на применении ограниченного отбора полей допусков.

Поля допусков, разрешенные для применения в ЕСДП в ГОСТ 25347 – 82, ГОСТ 25348 – 82 и представляют собой ограничительные отборы из всей совокупности полей допусков. Отборы в ЕСДП содержат поля допусков для сопрягаемых и несопрягаемых размеров.

В ГОСТ 25347 – 82 поля допусков для сопрягаемых размеров разделены на два ряда: основной и дополнительный.

Основной ряд содержит поля допусков, необходимые для обеспечения всех общих потребностей машиностроения.

Из основного ряда выделен еще более узкий отбор предпочтительных полей допусков, рекомендуемых для первоочередного применения. На их основе можно обеспечить до 90...95 % всего применения посадок и сократить номенклатуру режущего инструмента и калибров.

Дополнительные поля допусков применяются ограниченно и только в технически и экономически обоснованных случаях.

Для несопрягаемых размеров в ГОСТ 25347 – 82 и ГОСТ 25348 – 82 в каждом из квалитетов предусмотрены поля допусков с односторонним (в «тело» материала) расположением относительно номинального размера (H и h) или симметричные (Js и js).

Посадки

Посадки в ЕСДП носят рекомендуемый характер. Рекомендации по образованию посадок предусматривает рациональное сочетание допусков (квалитетов) отверстия и вала.

а) При размерах $< 1u > 3150$ мм рекомендуются отверстие и вал с одинаковыми допусками $\left(\frac{H7}{k7} \right)$;

б) При размерах 1...3150 мм в квалитетах до 9 для отверстия рекомендуется больший допуск, чем для вала (на один квалитет грубее) $\left(\frac{H7}{k6}\right)$;

в) В 9...12 квалитетах рекомендуются одинаковые допуски для отверстия и вала $\left(\frac{H10}{k10}\right)$.

Лекция 3. Расчет и выбор посадок для ГЦС

В настоящее время применяют три метода выбора допусков и посадок:

1) Метод прецедентов (аналогов).

Заключается в том, что конструктор отыскивает в одготипных или других машинах, ранее сконструированных и находящихся в эксплуатации, случаи применения сборочной единицы, подобной проектируемой и назначает такие же или аналогичные допуск и посадку.

2) Метод подобия.

Является развитием метода прецедентов. Возник в результате классификации деталей машин по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для выбора допусков и посадок этим методом устанавливают аналогию конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой сборочной единицы с признаками, приведенными в справочнике.

Общим недостатком этих двух методов является сложность определения признаков одготипности и подобия, в результате чего велика возможность назначения ошибочных допусков и посадок.

3) Расчетный метод.

Является наиболее обоснованным методом. Выбирая этим методом квалитеты, допуски и посадки при проектировании машин, стремятся удовлетворить эксплуатационно-конструктивные требования, предъявляемые к сборочной единице.

Посадки с зазором

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений.

В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и др.

Для наиболее ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры рассчитываются на основе гидродинамической теории трения (для подшипников скольжения). В случаях, когда допускается работа соединения в условиях полужидкостного, полусухого или сухого трения, выбор посадок чаще всего проводится по аналогии с посадками известных хорошо работающих соединений (метод аналогов).

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для обеспечения беспрепятственной сборки деталей. Их относительная неподвижность обеспечивается дополнительным креплением шпонками, винтами, болтами, штифтами. Выбор посадки в этом случае производится таким образом, чтобы наименьший зазор обеспечивал компенсацию отклонений формы и расположения сопрягаемых поверхностей.

Применение посадок с зазором

Посадки $\frac{H}{h}$ - скользящие. Наименьший зазор равен 0. Установлены во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (5...12 квалитеты). Часто применяются для неподвижных соединений с дополнительным креплением при необходимости их частой разборки (сменные детали). В квалитетах 8...12 могут применяться вместо переходных посадок. Скользящие посадки применяются для центрирования неподвижно соединенных деталей. В подвижных соединениях такие посадки служат для медленных перемещений деталей обычно в продольном направлении; для точного направления при возвратно – поступательном движении; для соединений детали, которых должны легко передвигаться и проворачиваться друг относительно друга при настройке, регулировке или затяжке в рабочее положение. Поскольку получение нулевых зазоров в таких посадках маловероятно, скользящие посадки могут использоваться и для подвижных соединений вращательного движения (при небольших скоростях вращения).

Посадки $\frac{H}{g}; \frac{G}{h}$ - движения. Это посадки с наименьшим минимальным

гарантированным зазором. Установлены при высоких относительных точностях изготовления деталей (валы - 4...6 квалитетов, отверстия - 5...7 кв.).

Применяются для осеботочных и точных подвижных соединений, в которых требуется обеспечить плавность и точность перемещений чаще всего возвратно – поступательных и ограничить зазор во избежание нарушения соосности, возникновения ударов (при реверсивном движении). При вращательном движении обычно не применяются.

В неподвижных соединениях применяются для обеспечения легкой установки деталей.

Посадки $\frac{H}{f}; \frac{F}{h}$ - ходовые. Характеризуются умеренными гарантированными

зазорами, достаточными для обеспечения свободного вращения в подшипниках скольжения. Применяются в опорах поступательного движения, не требующих высокой точности центрирования.

В неподвижных соединениях применяются для обеспечения легкой сборки при невысоких требованиях к точности центрирования деталей.

Посадки $\frac{H}{e}; \frac{E}{h}$ - легкоходовые. Имеют значительный гарантированный зазор,

обеспечивающий свободное вращательное движение при значительных нагрузках и высоких скоростях.

В неподвижных соединениях, требующих значительных зазоров при установках и регулировках.

Посадки $\frac{H}{d}; \frac{D}{h}$ - шарикоходовые. Обладают большим гарантированным

зазором, позволяющим компенсировать значительные отклонения расположения сопрягаемых поверхностей и температурные деформации.

Посадки $\frac{H}{a}; \frac{H}{b}; \frac{H}{c}; \frac{A}{h}; \frac{B}{h}; \frac{C}{h}$ - с большими зазорами.

Применяются в основном в грубых качествах (11,12) для конструкций малой точности, где большие зазоры необходимы для компенсации отклонений расположения сопрягаемых поверхностей, для обеспечения свободного вращения или поступательного перемещения в условиях запыления и загрязнения.

В отдельных случаях посадки с большими зазорами применяются и в более точных подвижных соединениях (8 и 9 кв.), работающих при особо тяжелых нагрузках или высоких температурах.

Посадки переходные

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей. Для них характерна возможность получения, как натягов, так и зазоров. Натяги имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей соединения на прочность, за исключением тонкостенных деталей. Эти натяги недостаточны для передачи соединением значительных крутящих моментов и усилий. Поэтому переходные посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей шпонками, штифтами, винтами и др. Такие посадки могут применяться и без дополнительного крепления, когда сдвигающие силы малы, при значительной длине соединения, если относительная неподвижность деталей необязательна.

Зазоры в переходных посадках также невелики, что обеспечивает достаточно высокую точность центрирования.

ЕСДП предусматривает несколько типов переходных посадок, различающихся вероятностью получения натягов или зазоров. Чем больше вероятность получения натяга, тем прочнее посадка.

Переходные посадки установлены в относительно точных качествах: валы в 4...7, отверстия в 5...8.

Выбор переходных посадок чаще всего производится по аналогии с известными и хорошо работающими соединениями. Расчеты выполняются реже и в основном как проверочные. Они могут включать:

- а) расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении;
- б) расчет наибольшего зазора по известному допуску соосности;
- в) расчет прочности деталей (только для тонкостенных) и наибольшего усилия сборки при наибольшем натяге посадки.

Применение переходных посадок

Посадки $\frac{H}{js}; \frac{Js}{h}$ - плотные. Для этих посадок более вероятно получение зазоров, но возможны и небольшие натяги. Собираются с применением небольшого усилия (достаточно деревянного молотка). Плотные посадки применяются, если при центрировании деталей допускаются небольшие зазоры или требуется обеспечить легкую сборку (сменные детали).

Посадки $\frac{H}{k}; \frac{K}{h}$ - напряженные. Наиболее часто применяемые переходные посадки. Вероятности получения зазоров и натягов примерно одинаковые. Сборка и разборка производится без значительных усилий (при помощи ручных молотков). Обеспечивают хорошее центрирование деталей подвижных узлов при вращении со средними скоростями.

Посадки $\frac{H}{m}; \frac{M}{h}$ - тугие. Обеспечивают преимущественно натяг. Вероятность получения зазоров относительно мала. Применяются для неподвижных соединений деталей на быстровращающихся валах с дополнительным креплением или без него. Применяются взамен более прочных посадок при увеличенных длинах соединения или когда недопустимы большие деформации деталей.

Посадки $\frac{H}{n}; \frac{N}{h}$ - глухие. Наиболее прочные из переходных посадок. Зазоры практически не возникают. Для сборки и разборки требуются значительные усилия: применяются прессы, распрессовочные приспособления, иногда термические методы сборки. Разборка таких соединений производится редко, только при капитальном ремонте. Применяются для центрирования деталей в неподвижных соединениях, передающих большие усилия, при наличии вибраций и ударов (с

дополнительным креплением). При небольших нагрузках без дополнительного крепления.

Посадки с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных соединений деталей без дополнительного крепления (как правило). Относительная неподвижность деталей достигается за счет напряжений, возникающих в материале деталей вследствие деформации их контактных поверхностей. При прочих равных условиях напряжения пропорциональны натягу. Как правило, посадки с натягом вызывают упругие деформации деталей, но в ряде посадок с большими натягами могут возникать и упруго – пластические деформации.

При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых поверхностей, способа соединения деталей и т.д. Поэтому выбор посадки следует производить на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений.

Различают следующие основные способы сборки деталей при посадках с натягом:

- 1) сборка под прессом за счет его осевого усилия при нормальной температуре;
- 2) сборка с предварительным разогревом охватывающей детали (отверстия) или охлаждением охватываемой детали (вала) до определенной температуры.

Расчет посадок с натягом

Исходными данными для расчета являются:

а) геометрические размеры: $D; d; l$ $D_1; D = d; d_1$

б) $E_1; E_2$ - модули упругости вала и втулки.

в) $\mu_1; \mu_2$ - коэффициенты Пуассона.

г) $\sigma_{T1}; \sigma_{T2}$ - пределы текучести материала вала и втулки.

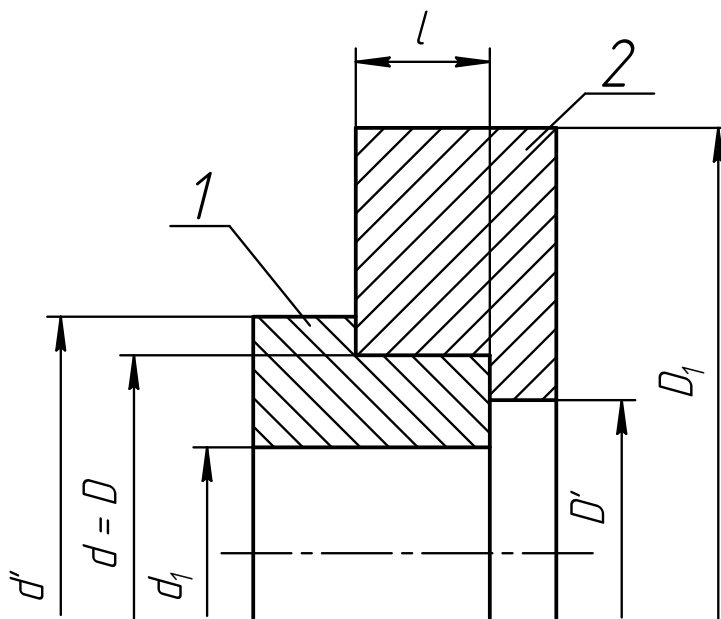


Рисунок 3.1 – Расчетная схема соединения с натягом

Условие неподвижности соединения:

$$F_{\text{экв}} \leq F_{\text{тр}} \quad (3.1)$$

где $F_{\text{экв}}$ - это условная сила, эквивалентная действию крутящего момента T и осевой силы F_a .

$$F_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{T}{d/2}\right)^2 + F_a^2} \quad (3.2)$$

$F_{\text{тр}}$ - эквивалентная сила трения, возникающая за счет натяга.

$$N = d' - D' \quad (3.3)$$

Формула (3.3) справедлива для идеального случая: абсолютно гладкие и упругие цилиндры.

На основании формулы (3.1), используя выводы задачи Ламэ (это задача определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

$$N_{\text{min}} \geq \frac{F_{\text{экв}}}{\pi \cdot f \cdot l} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) + U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (3.4)$$

где N_{min} - это наименьший, т.е. гарантированный натяг правильно выбранной посадки с точки зрения неподвижности.

$C_1; C_2$ - коэффициенты жесткости вала и отверстия,

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} + \mu_2 \quad (3.5)$$

U_1 - поправка, учитывающая шероховатость рабочих поверхностей вала и втулки;

U_2 - учитывает уменьшение натяга за счет погрешностей формы сопрягаемых поверхностей;

U_3 - учитывает влияние центробежных сил (при $N < 2000$ об/мин. $U_3 = 0$);

U_4 - учитывает ослабление натяга при достижении рабочей температуры;

Вторая часть расчета – проверка прочности соединения.

Условие прочности отверстия (вала):

$$P_{max} = \frac{N_{max} - U_1 - U_2 - U_3 - U_4}{D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \leq 0,58 \sigma_{T2} \cdot \left(1 - \left(\frac{D}{D_1} \right)^2 \right) \quad (3.6)$$

$$P_{max} = \frac{N_{max} - U_1 - U_2 - U_3 - U_4}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \leq 0,58 \sigma_{T1} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right) \quad (3.7)$$

где P_{max} - наибольшее давление, которое может возникнуть в зоне контакта при выбранной посадке (при N_{max});

N_{max} - наибольший натяг при данной посадке.

Применение посадок с натягом

Посадки $\frac{H}{p}; \frac{P}{h}$ - легкопрессовые. Характеризуются минимальным

гарантированным натягом. Установлены в наиболее точных квалитетах (валы 4...6, отверстия 5...7). Применяются, когда крутящие моменты или осевые силы малы;

для соединения тонкостенных деталей, не допускающих больших деформаций; для центрирования тяжело нагруженных и быстровращающихся крупногабаритных деталей (с дополнительным креплением).

Посадки $\frac{H}{r}; \frac{H}{s}; \frac{H}{t}; \frac{R}{h}; \frac{S}{h}; \frac{T}{h}$ - прессые средние.

Характеризуются умеренными гарантированными натягами, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. Применяются также в тех случаях, когда применение посадок с большими натягами недопустимо по условиям прочности деталей при тяжелых нагрузках с дополнительным креплением. В этих посадках имеют место упругие деформации деталей. Установлены для относительно точных деталей (валы 5...7, отверстия 6...7 кв.)

Посадки $\frac{H}{u}; \frac{H}{x}; \frac{H}{z}; \frac{U}{h}$ - прессые тяжелые.

Характеризуются большими гарантированными натягами. Предназначены для соединений, на которые воздействуют значительные, в том числе и динамические нагрузки. Применяются без дополнительного крепления. В этих посадках возникают упруго – пластические или пластические деформации деталей. Применяются для деталей, выполненных по 7,8 квалитетам.

Расчет переходных посадок на вероятность получения натягов и зазоров

В основу расчета положено предположение, что размеры отверстия и вала распределяются по нормальному закону с центром группирования в середине поля допуска и средним квадратным отклонением равным $\frac{1}{6}T$. Тогда значения зазора и натяга также будут распределяться по нормальному закону симметрично относительно среднего значения (N_c или S_c). А вероятность их получения определяется с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$

$$\varnothing 65 \frac{H7}{n6} \left(\begin{array}{c} +0,030 \\ +0,030 \\ +0,020 \end{array} \right)$$

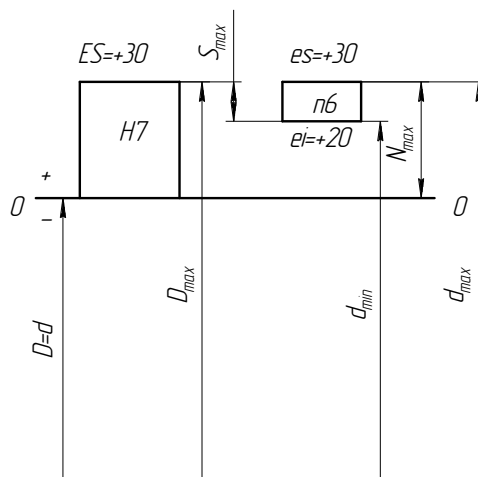


Рисунок 3.2 – Схема расположения полей допусков посадки $\varnothing 65 \frac{H7}{n6}$

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (3.8)$$

1) Определяем:

$$\text{Макс. натяг } N_{max} = 39 - 0 = 39 \text{ мкм} = 0,039 \text{ мм}$$

$$\text{Макс. зазор } S_{max} = 30 - 20 = 10 \text{ мкм} = 0,010 \text{ мм}$$

$$\text{Средний натяг } N_c = \frac{39 - 10}{2} = 14,5 \text{ мкм} = 0,0145 \text{ мм}$$

$$\text{Допуск отв. } T_D = 30 - 0 = 30 \text{ мкм} = 0,030 \text{ мм}$$

$$\text{Допуск вала } T_d = 39 - 20 = 19 \text{ мкм} = 0,019 \text{ мм}$$

2) Определяем среднее квадратное отклонение натяга:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} \approx 6,0 \text{ мкм}$$

3) Определяем аргумент интегральной функции $\Phi(z)$:

$$Z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14,5}{6,0} = 2,41$$

4) По таблицам по значению Z определяем функцию $\Phi(z)$

$$Z = 2,41 \Rightarrow \Phi(2,46) = 0,492$$

5) Рассчитываем вероятность натягов (зазоров):

Вероятность натягов P'_N :

$$P'_N = 0,5 + \Phi(Z), \text{ если } Z > 0$$

$$P'_N = 0,5 - \Phi(Z), \text{ если } Z < 0$$

вероятность зазоров P'_S :

$$P'_S = 0,5 - \Phi(Z), \text{ при } Z > 0$$

$$P'_S = 0,5 + \Phi(Z), \text{ при } Z < 0$$

$$Z > 0 \Rightarrow P'_N = 0,5 + 0,492 = 0,992 \Rightarrow 99,2 \%$$

$$P'_S = 0,5 - 0,492 = 0,008 \Rightarrow 0,8 \%$$

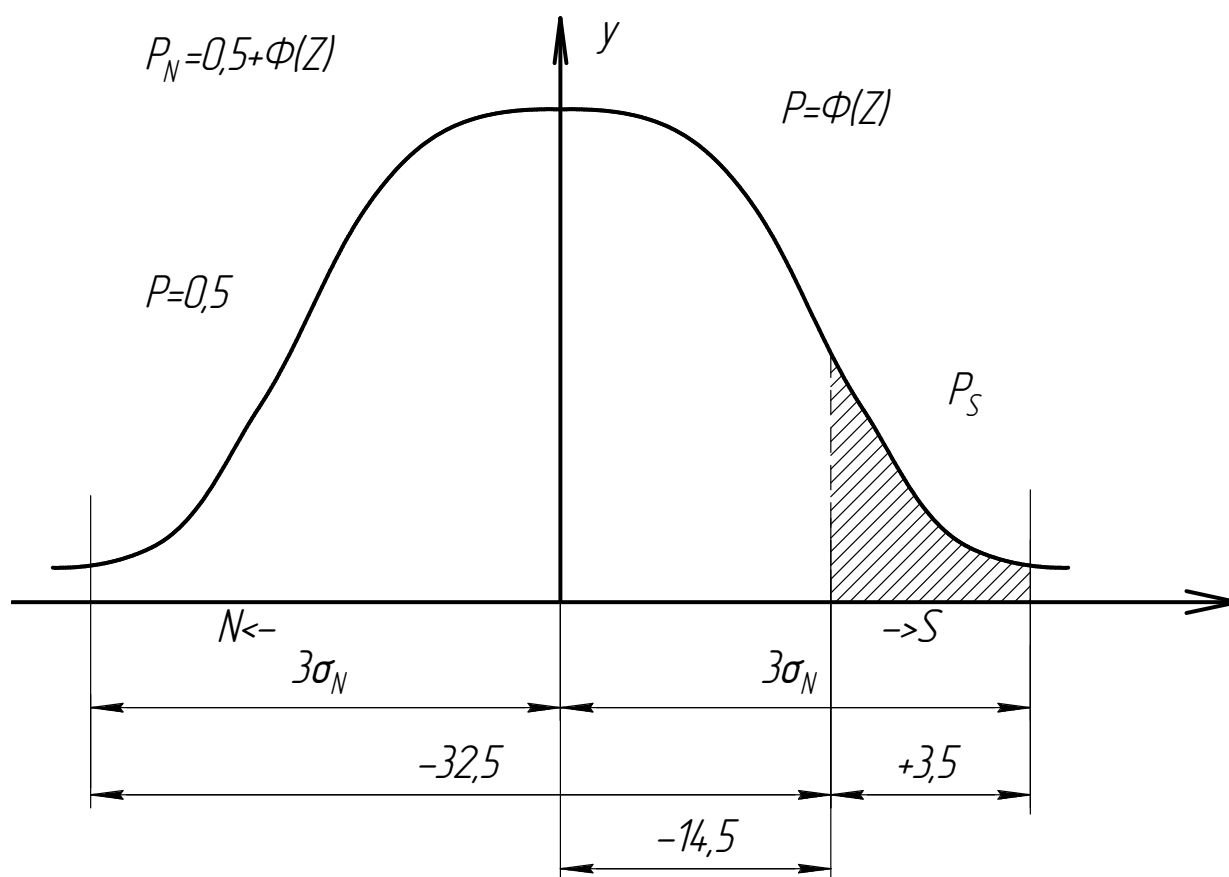


Рисунок 3.3 – Схема распределения натягов (зазоров) при нормальном законе

Лекция 4. Расчет и конструирование калибров для контроля деталей гладких соединений

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

Рассмотрим два понятия: «измерение» и «контроль».

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 одновременно 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 изготавливают попарно. Один из них называют проходным, а другой непроходным.

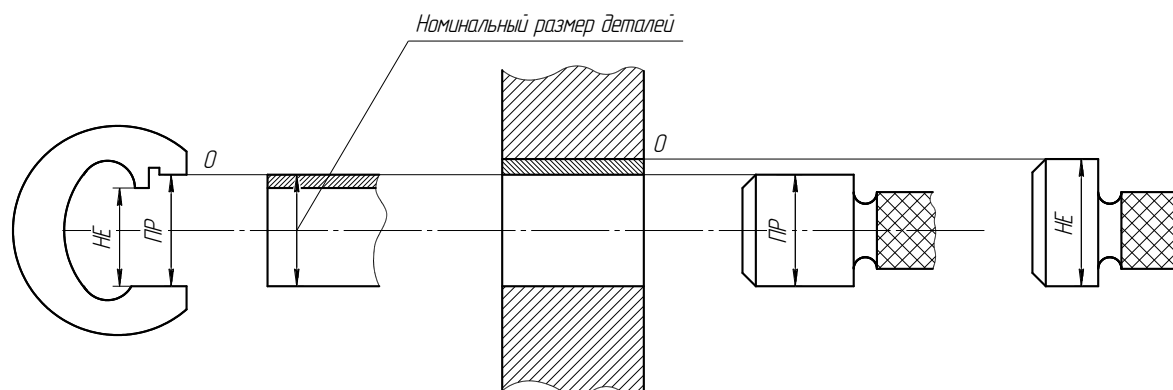


Рисунок 4.1 – Схема контроля деталей гладкими калибрами

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 ...18368 – 73. Наиболее распространены односторонние двух предельные скобы (Показать!). 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 - 69...14827 – 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 50...150 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; ($\varnothing 70$)
- условное обозначение предельных отклонений изделия (H7);
- величины предельных отклонений изделия в мм; $\left(\begin{smallmatrix} +0,03 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$
- обозначение калибра (ПР, HE);
- товарный знак завода – изготовителя.

Допуски на изготовление гладких калибров.

Допуски на изготовление гладких калибров и контракалибров регламентированы ГОСТ 24853 – 81, который предусматривает следующие допуски:

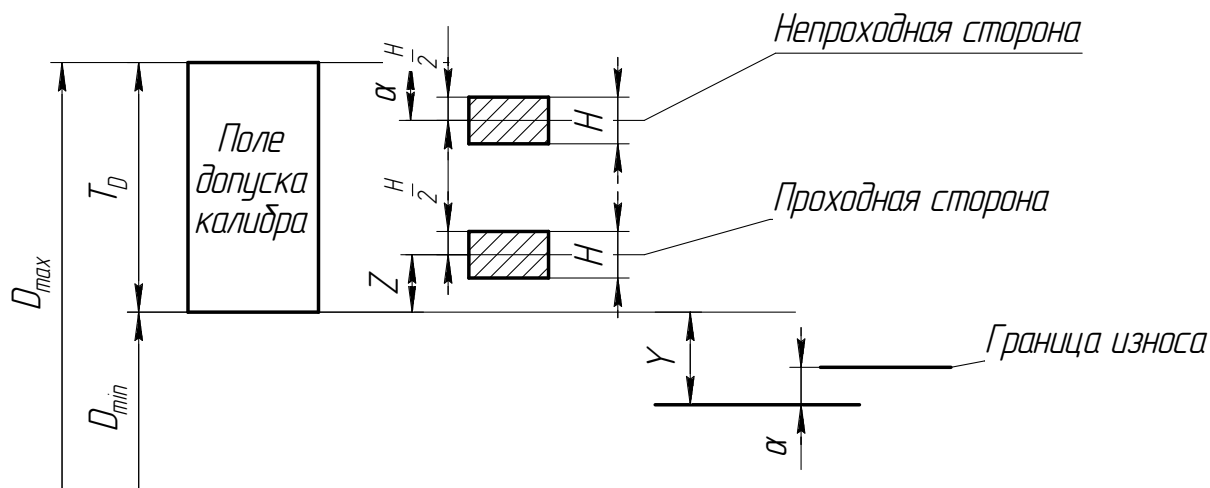


Рисунок 4.2 – Схема расположения полей допусков калибров для контроля отверстий

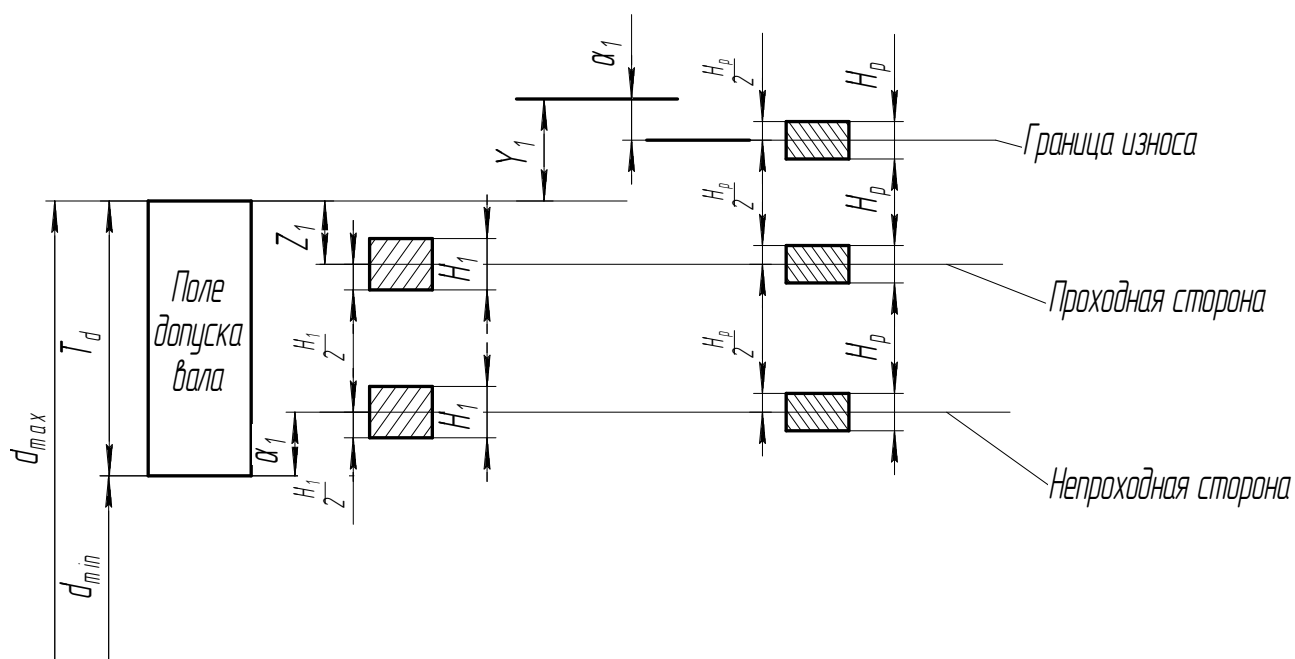


Рисунок 4.3 – Схема расположения полей допусков калибров для контроля валов и контракалибров

В квалитетах 6,8 ...10 допуски H_1 для скоб на 50 % больше допусков H для пробок, что объясняется большей сложностью изготовления скоб. Допуски для всех типов контрольных калибров H_p одинаковы.

Для проходных калибров, которые изнашиваются в процессе контроля, предусмотрен допуск на износ. Допустимый выход размера изношенного калибра за границу поля допуска изделия регламентируется величиной U для пробок и величиной U_1 для скоб. В квалитетах 9-ом и грубее U и $U_1 = 0$.

Для всех проходных калибров поля допусков H и H_1 сдвинуты внутрь поля допуска изделия на величину Z для пробок и величину Z_1 для скоб.

При номинальных размерах более 180 мм поле допуска непроходного калибра и граница износа ПР калибра также сдвигается внутрь поля допуска детали на величину α для пробок и величину α_1 для скоб (см. рис. 4.2 и 4.3)

Расчет исполнительных размеров калибров

Исполнительным называют предельный размер калибра, по которому изготавливают новый калибр.

Исполнительным размером скобы служит её наименьший предельный размер с положительным отклонением, для пробки и контркалибра – их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением. Таким образом, на чертеже отклонение проставляют в «тело» калибра.

Рассмотрим пример расчета исполнительных размеров калибра.

Пример. Определить предельные и исполнительные размеры калибров для контроля вала $\varnothing 90\text{к}6$.

По ГОСТ 25347 – 82 находим предельные отклонения вала:

$$es = +25 \text{ мкм}$$

$$ei = +3 \text{ мкм}$$

Наибольший и наименьший предельные размеры вала:

$$d_{max} = d_H + es = 90 + 0,025 = 90,025 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_H + ei = 90 + 0,003 = 90,003 \text{ мм}$$

По ГОСТ 24853 – 81 для качества 6 и интервала размеров 80...120 мм находим данные для расчета размеров калибров:

$$H_1 = 6 \text{ мкм}$$

$$Z_1 = 5 \text{ мкм}$$

$$Y_1 = 4 \text{ мкм}$$

$$H_p = 2,5 \text{ мкм}$$

$$\alpha_1 = 0$$

Строим схему расположения полей допусков:

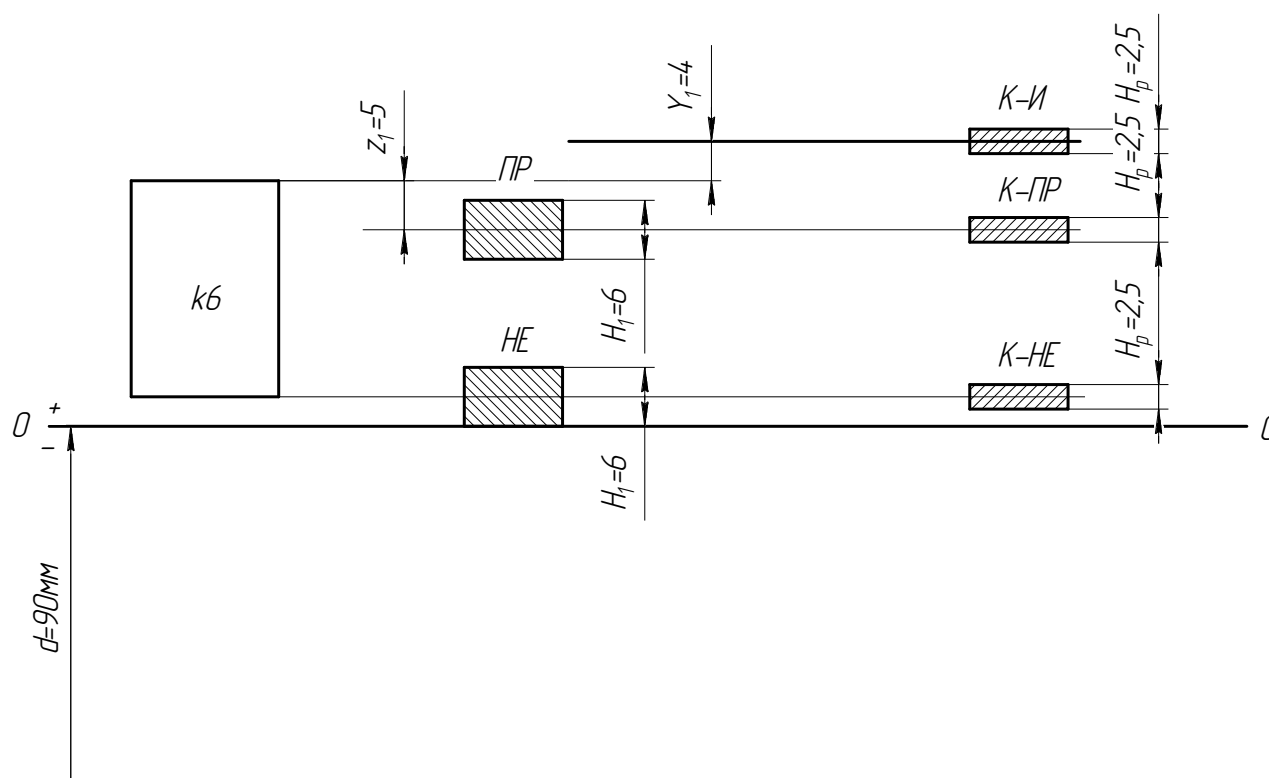


Рисунок 4.4 – Схема расположения полей допусков калибров и контрольных калибров для контроля вала $\varnothing 90k6$

Наименьший размер проходного нового калибра – скобы:

$$ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 90,025 - 0,005 - 0,003 = 90,017$$

Наибольший размер изношенного проходного калибра – скобы:

$$ПР_{\text{изнош}} = d_{\max} + Y_1 = 90,025 + 0,004 = 90,029 \text{ мм}$$

Наименьший размер непроходного калибра – скобы:

$$HE_{min} = d_{min} - \frac{H_1}{2} = 90,003 - 0,003 = 90,000 \text{ мм}$$

Исполнительные размеры для простановки на чертеже:

$$90,017^{+0,006}; \quad 90,000^{+0,006}$$

Размеры контрольных калибров:

$$K - ПР_{max} = d_{max} - Z_1 + \frac{H_p}{2} = 90,025 - 0,005 + 0,00125 = 90,02125 \text{ мм}$$

$$K - HE_{max} = d_{min} + \frac{H_p}{2} = 90,003 + 0,00125 = 90,00425 \text{ мм}$$

$$K - И_{max} = d_{max} + Y_1 + \frac{H_p}{2} = 90,025 + 0,004 + 0,00125 = 90,03025 \text{ мм}$$

Исполнительные размеры для простановки на чертеже:

$$\text{Ø } 90,02125_{-0,0025}$$

$$\text{Ø } 90,00425_{-0,0025}$$

$$\text{Ø } 90,03025_{-0,0025}$$

Лекция № 5. Допуски и посадки подшипников качения

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Во избежание снижения к.п.д. механизма потери в подшипниках должны быть минимальными. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машин. По виду трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения. Сегодня мы рассмотрим особенности посадок подшипников качения. Это особая группа посадок ГЦС.

Подшипники качения – это стандартные сборочные единицы повышенной точности, которые изготавливаются на специализированных подшипниковых заводах на специальном оборудовании повышенной точности.

Промышленностью стран СНГ изготавливаются подшипники наружным диаметром от 1,5 до 2600 мм. Подшипники $\varnothing 20 \dots 200$ мм выпускаются крупными сериями.

Подшипники обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям, определяемым наружным диаметром наружного кольца и внутренним диаметром внутреннего кольца и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами.

Кольца подшипников и тела качения подбирают селективным методом. Полная внешняя взаимозаменяемость позволяет быстро монтировать и заменять изношенные подшипники качения при сохранении их хорошего качества.

Классы точности подшипников качения.

Качество подшипников при прочих равных условиях определяется:

1) точностью присоединительных размеров d , D , ширины колец B , а для роликовых радиально – упорных подшипников ещё и точностью монтажной высоты; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатостью; точностью формы и размеров тел качения в

одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей; (ГОСТ 3478 – 79. подшипники качения. Основные размеры.)

2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и торцовым биениями дорожек качения и торцов колец.

В зависимости от указанных показателей точности ГОСТ 520 – 71 «Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования» устанавливает пять классов точности в порядке повышения точности: 0; 6; 5; 4; 2.

Пример. Допускаемое радиальное биение дорожки качения внутренних колец подшипников 2-го класса точности в 10 раз меньше, чем для подшипников 0-го класса.

Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники 0-го класса точности. Подшипники более высоких классов точности применяют при больших частотах вращения и в случаях, когда требуется высокая точность вращения вала.

Пример:

- а) шпиндели токарных станков опираются на подшипники 5-го класса;
- б) — // — шлифовальных станков — // — 4-го класса;
- в) в гироскопических приборах используют подшипники 2-го класса.

Класс точности указывают через тире перед условным обозначением подшипника: 6 – 312; 312 (0 класс).

Чтобы обеспечить нормальный срок службы подшипников качения, сопрягаемые с ними детали должны иметь определенную точность следующих параметров:

- а) размеров;
- б) формы поверхностей;
- в) расположения поверхностей;
- г) шероховатость.

а) сопрягаемые детали выполняются по следующим квалитетам:

Таблица 5.1- Допуски посадочных размеров деталей

Класс подшипника	Квалитет	
	Отверстие	Вал
0; 6	7	6
4; 5	6	5
2	5	4

б) отклонение формы (допуск цилиндричности) отверстия и вала не должно превышать 1/4 допуска на размер для подшипников 0-го и 6-го классов.

Таблица 5.2- Допуски цилиндричности

Класс подшипника	Допуск цилиндричности отверстия и вала
0; 6	$\leq \frac{1}{4} T_D(d)$
4; 5	$\leq \frac{1}{8} T_D(d)$

г) шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах не должна превышать следующих величин (параметр R_a).

Таблица 5.3- Допустимые шероховатости посадочных поверхностей

Класс подшипника	Валы		Отверстия	
	$d \leq 80\text{мм}$	$d > 80\text{мм}$	$D \leq 80\text{мм}$	$D > 80\text{мм}$
0;	1,25	2,5	1,25	2,5
6; 5	0,63	1,25	0,63	1,25
4	0,32	0,63	0,63	1,25

Кроме указанных факторов существенное влияние на срок службы подшипников оказывают его посадки на вал и в корпус. (ГОСТ 3325 – 85. Подшипники шариковые и роликовые. Посадки).

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями внутреннего и наружного диаметров, не зависящими от посадки, по которой их

будут монтировать. Для всех классов точности верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным 0.

Таким образом, диаметры наружного кольца D_m и внутреннего кольца d_m приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, т.е. для соединения внутреннего кольца с валом применяется система отверстия, а для соединения наружного кольца с корпусом – система вала.

Наиболее существенным отличием подшипниковых посадок от обычных является расположение поля допуска отверстия внутреннего кольца подшипника. Это отверстие основное, но поле допуска его расположено вниз от нулевой линии (см. рис. 5.1).

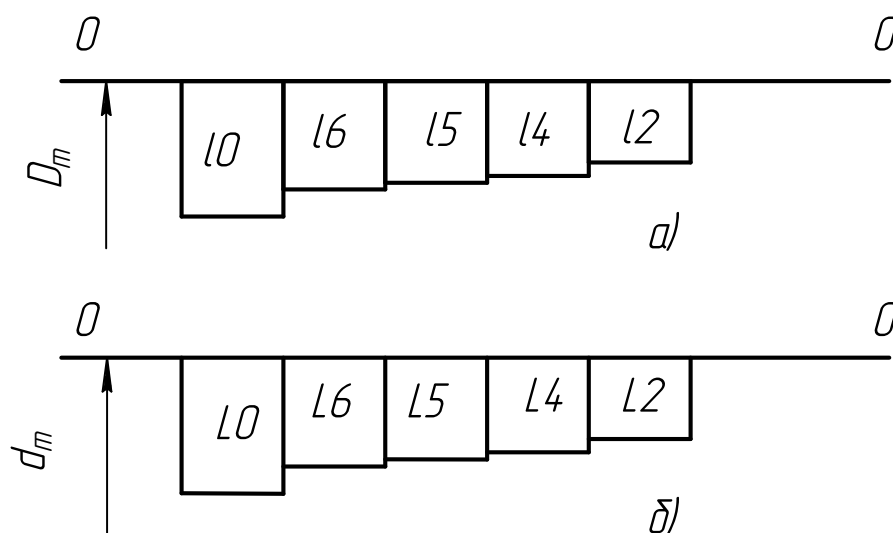


Рисунок 5.1 – Расположение полей допусков на диаметры колец подшипников качения

Применяя такие поля допусков валов, как js, k, m, n, которые с обычным полем допуска отверстия давали бы переходные посадки, получим в данном случае посадки с натягом (см. рис. 5.2).

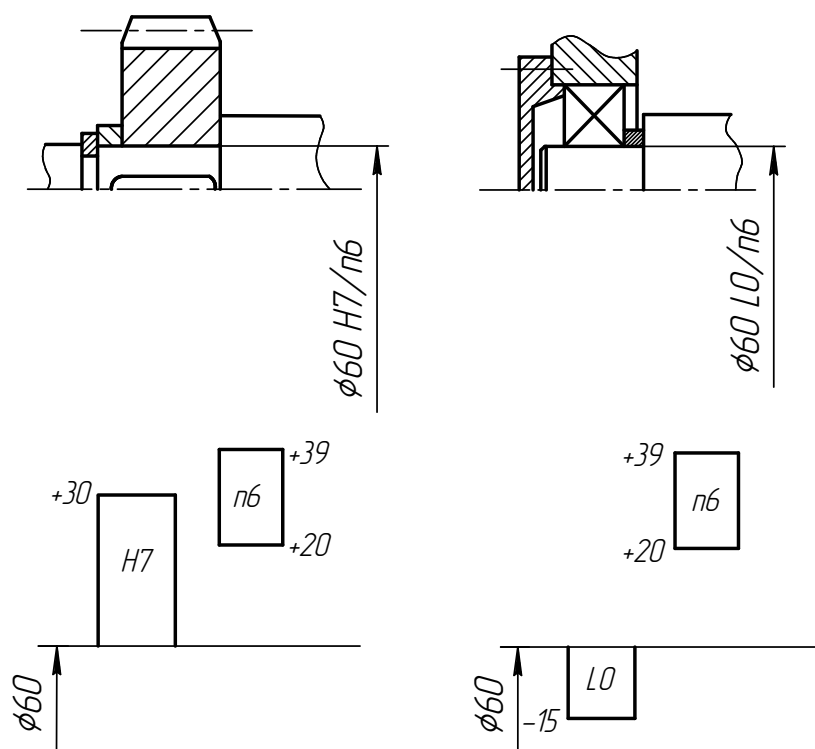


Рисунок 5.2 – Схемы расположения полей допусков гладкого цилиндрического соединения (а) и соединения внутреннего кольца подшипника качения с валом (б)

Условия работы подшипников разнообразны, поэтому стандарт рекомендует целый ряд посадок для наружного и внутреннего колец (рис. 5.3).

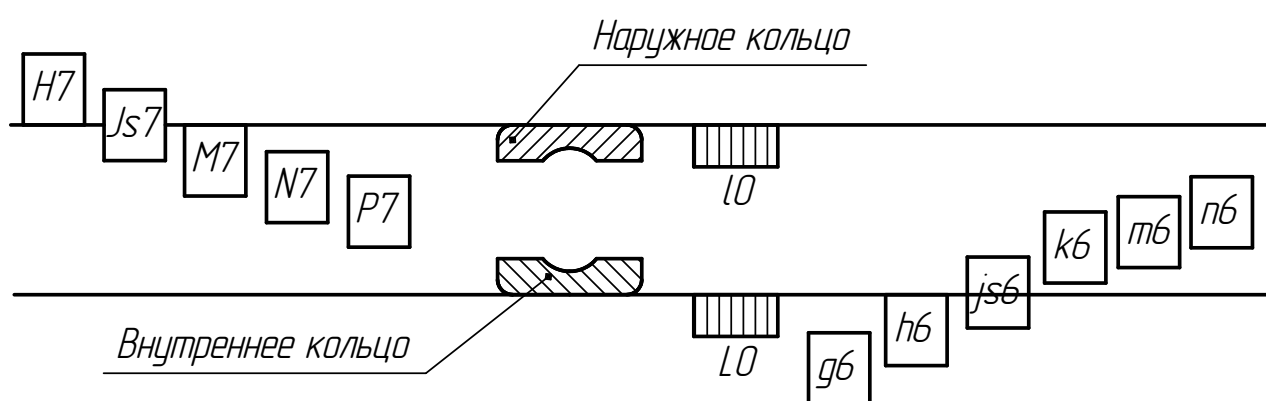


Рисунок 5.3 – Схема расположения полей допусков при посадках подшипников на валы и в отверстия корпусов

Посадки подшипников качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера

действующих нагрузок и вида нагружения колец. Различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное, колебательное (рис. 5.4)

При местном нагружении кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку F_r лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает её соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, например, когда кольцо не вращается относительно нагрузки.

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку F_r , последовательно всей дорожкой качения и передает её всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке F_r .

Колебательным нагружением кольца называют такой вид нагружения, при котором неподвижное кольцо подшипника воспринимает равнодействующую ограниченным участком дорожки качения, а сама равнодействующая не совершает полного оборота, а колеблется. Такое нагружение встречается в кривошипно – шатунных, подшипниковых узлах эксцентрик.

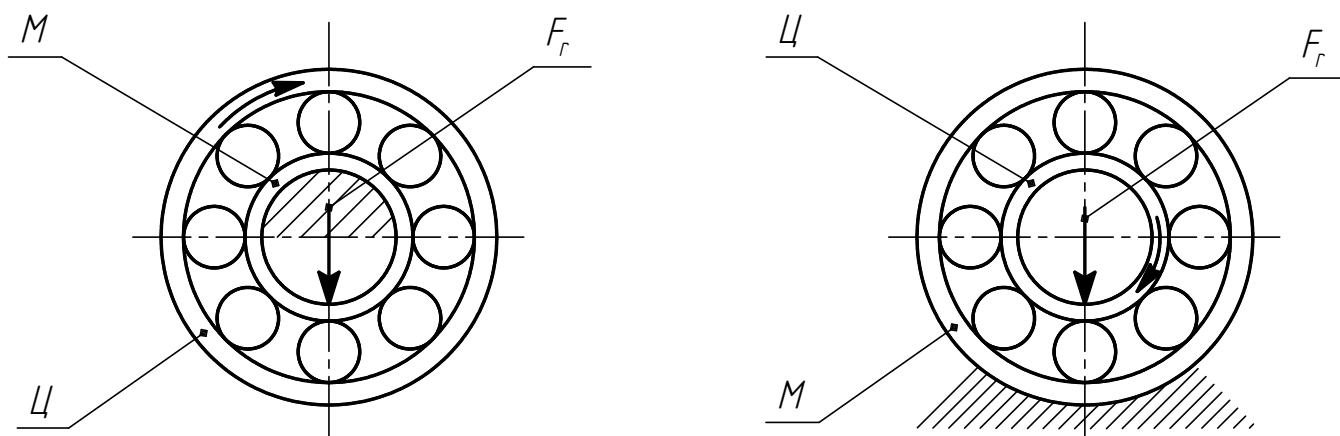


Рисунок 5.4 – Схемы нагружения колец подшипников качения

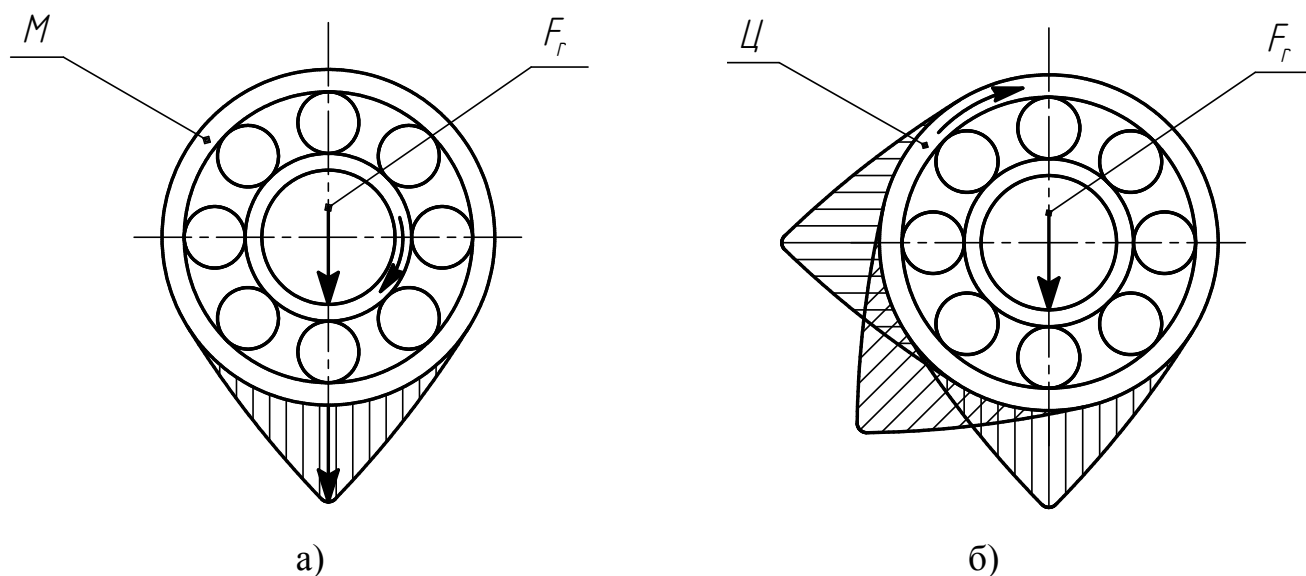


Рисунок 5.5 – Эпюры напряжений при местном (а) и циркуляционном (б) нагружениях

Циркуляционно нагруженные кольца должны устанавливаться по посадкам, обеспечивающим их неподвижность относительно сопрягаемой детали (посадки с натягом и переходные при высокой нагрузке).

Местно нагруженные кольца устанавливаются по посадкам с зазором при малой нагрузке. Эти посадки позволяют кольцу постепенно проворачиваться по посадочной поверхности, что уменьшает неравномерность износа кольца и повышает срок службы п.к.

Колебательно нагруженные кольца должны устанавливаться по переходным посадкам.

Наиболее ответственная – посадка циркуляционно нагруженного кольца. Её выбирают по интенсивности радиальной нагрузки, которую подсчитывают по формуле:

$$P_{F_r} = \frac{F_r}{b} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

где F_r - радиальная сила, действующая на опору, Н;

b – рабочая ширина кольца подшипника, см;

$$b = B - 2r,$$

где B – ширина подшипника;

r – размер фаски кольца подшипника;

K_1 - динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки: при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрации $K_1 = 1$; при перегрузке до 300 % сильных ударах и вибрации $K_1 = 1,8$;

K_2 - учитывает степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе: при сплошном вале $K_2 = 1$.

K_3 - учитывает неравномерность распределения радиальной нагрузки F_r между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_a на опору: для однорядных подшипников $K_3 = 1$.

На основании рассчитанной интенсивности нагрузки по таблицам справочника подбирается поле допуска вала или отверстия.

Посадки местно и колебательно нагруженных колец выбираются без расчета по рекомендациям таблиц справочника.

Особенности обозначения посадок подшипников качения на сборочных чертежах приведены на рис. 5.6.

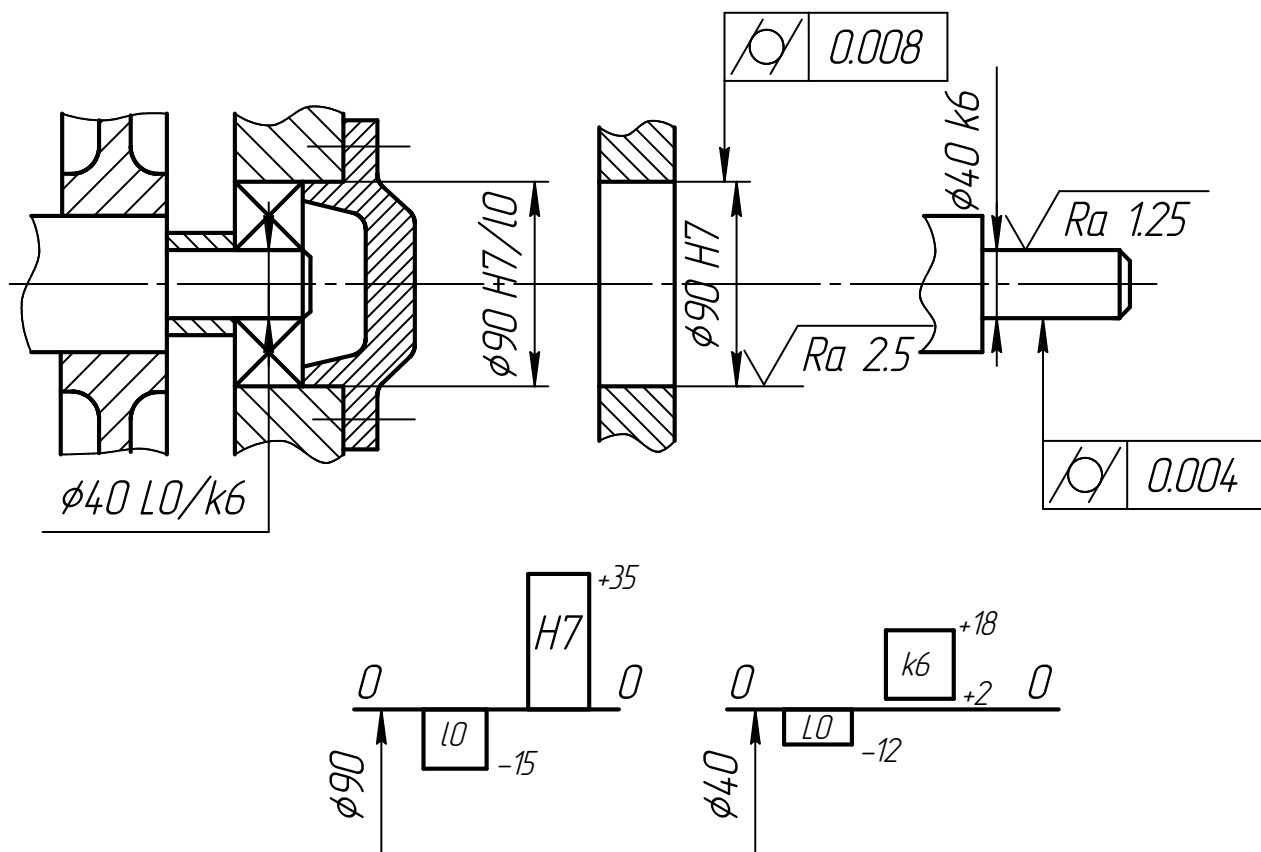


Рисунок 5.6 – Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах

Лекция 6. Допуски формы и расположения поверхностей

Влияние отклонений формы и расположения поверхностей на качество изделий

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только точностью размеров её элементов, но и точностью формы и взаимного расположения её поверхностей.

Причинами возникновения отклонений формы и расположения поверхностей деталей являются:

- а) неточности и деформация станка, инструмента;
- б) деформация обрабатываемого изделия;
- в) неравномерность припуска на обработку;
- г) неоднородность материала заготовки и т.д.

Всё это приводит к следующим негативным последствиям:

а) в подвижных соединениях к уменьшению износостойкости деталей, нарушению плавности хода, шумообразованию и т.д.

б) в неподвижных и плотных подвижных соединениях возникает неравномерность натягов и зазоров, что приводит к снижению прочности соединения, герметичности, точности центрирования.

При увеличении нагрузок, скоростей, рабочих температур, характерных для современных машин, влияние отклонений формы и расположения поверхностей усиливается.

в) существенно влияют на точности и трудоёмкость сборки, повышают объём пригоночных операций, снижают точность измерения размеров, влияют на точность базирования деталей при изготовлении и контроле.

Таким образом, для обеспечения точности параметров изделия, его работоспособности и долговечности на чертежах необходимо указывать не только отклонение размеров, но и при необходимости допуски формы и расположения поверхностей. Это способствует повышению качества машин и приборов.

Нормативные документы на допуски формы и расположения поверхностей.

Назначение допусков формы и расположения поверхностей должно производиться на основе ГОСТов.

Номер ГОСТ	Наименование стандарта
ГОСТ 24642-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
ГОСТ 24643-81	————— числовые значения.
ГОСТ 14140-81	Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.
ГОСТ 25069-81	Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
ГОСТ 2.308-79	Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

Отклонения и допуски формы поверхностей

Отклонением формы называется отклонение формы реальной поверхности (ограничивающей тело и отделяющей его от окружающей среды) от формы номинальной поверхности.

Под номинальной понимается идеальная поверхность, форма которой задана чертежом или другой технической документацией.

Отклонение формы оценивается по всей поверхности или на нормируемом участке, если заданы его площадь, длина или угол сектора.

Отсчет отклонений формы производится от прилегающей поверхности, под которой понимается поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от неё наиболее удалённой точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка было минимальным (рис. 6.1).

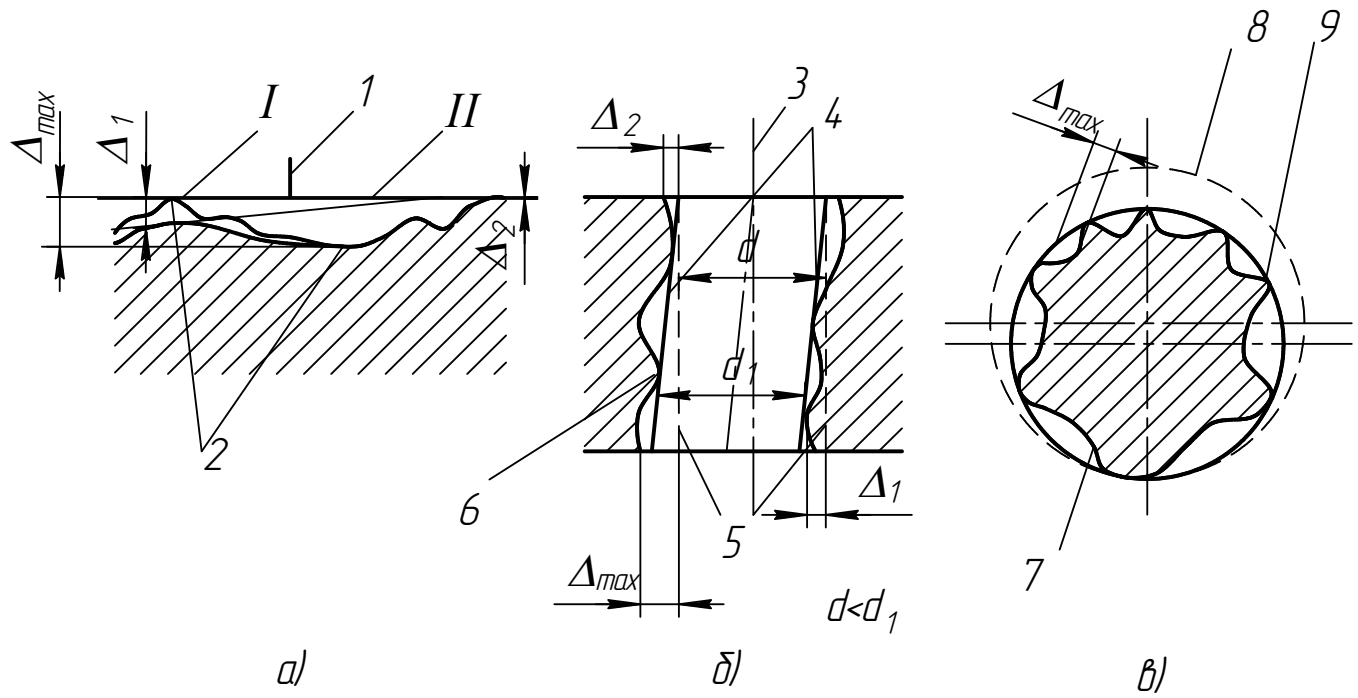


Рисунок 6.1 – Прилегающие поверхности: а) – плоская поверхность; б) – цилиндрическое отверстие; в) – круглый профиль; 1- след прилегающей плоскости; 2- действительная поверхность; 3- ось отверстия; 4- прилегающая поверхность; 5- геометрическая поверхность; 6- действительная поверхность; 7- действительный профиль; 8- геометрический профиль; 9- прилегающий профиль; I-II- следы касательных поверхностей.

Параметром для количественной оценки отклонения формы по ГОСТ 24642-81 является наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей поверхности по нормам и последней в пределах нормируемого участка L.

Допуском формы называется наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

Требования, определяемые допуском формы геометрически могут быть представлены в виде поля допуска.

Поле допуска формы – это область в пространстве или на плоскости, внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности или реального профиля в пределах нормируемого участка.

Рассмотрим отдельные виды отклонений и допусков формы поверхностей и профилей.

Отклонения и допуски формы цилиндрических поверхностей

При нормировании применяются следующие допуски:

- а) допуск цилиндричности ($/o/$);
- б) допуск круглости (o);
- в) допуск профиля продольного сечения ($=$);
- г) допуск прямолинейной образующей или от ($-$).

а) Комплексным показателем формы цилиндрической поверхности является отклонение от цилиндричности, представляющее собой наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка L (рис. 6.2).

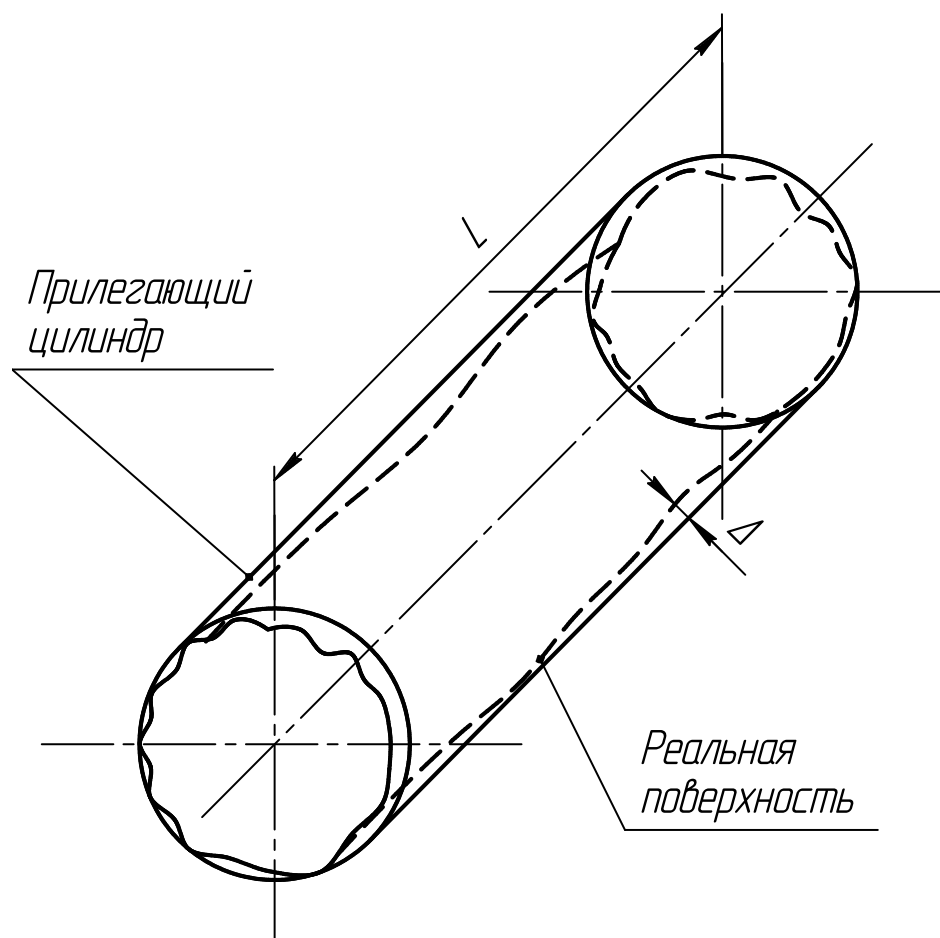


Рисунок 6.2 – Отклонение от цилиндричности

Допуск цилиндричности включает в себя допуски круглости и формы продольного сечения (рис. 6.3).

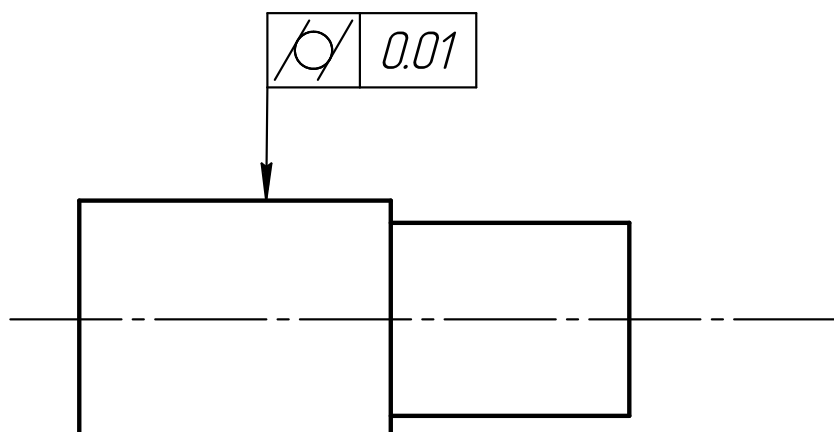


Рисунок 6.3 – Обозначение на чертежах допуска цилиндричности

б) Отклонение от круглости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 6.4)

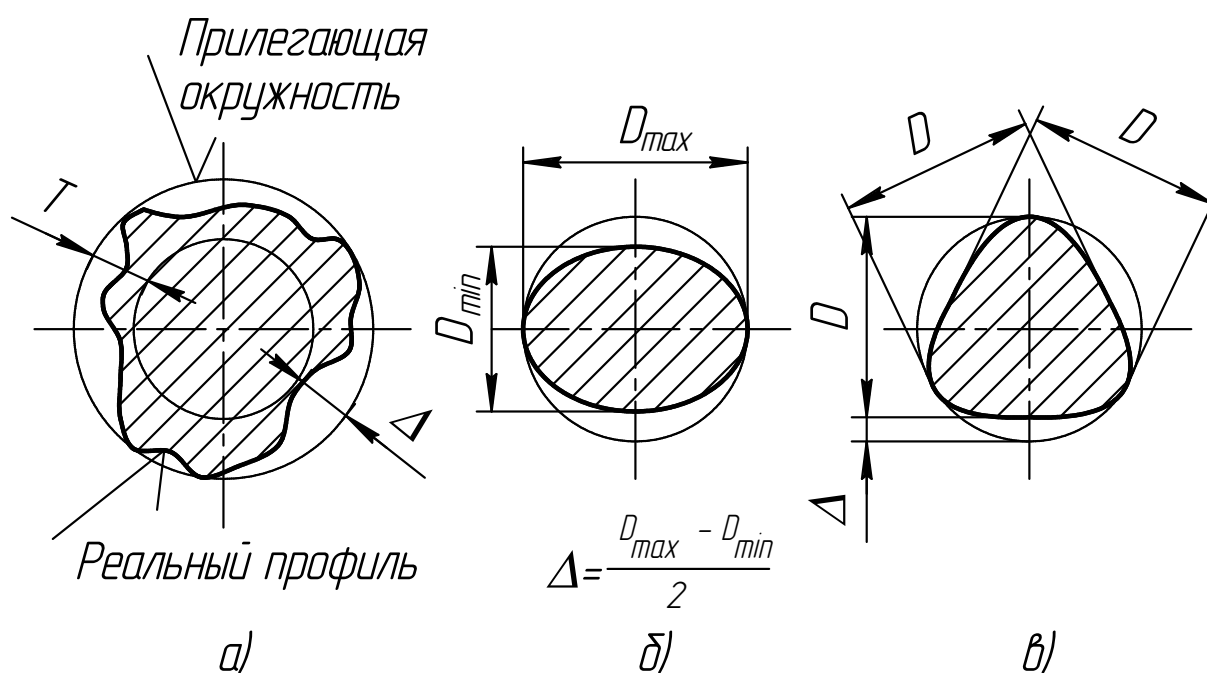


Рисунок 6.4 – Отклонения формы цилиндрических поверхностей в поперечном сечении; а - отклонение от круглости; б – овальность; в - огранка

в) Отклонение профиля продольного сечения – наибольшее расстояние Δ от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через её ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах длины нормируемого участка (рис. 6.5; 6.6).

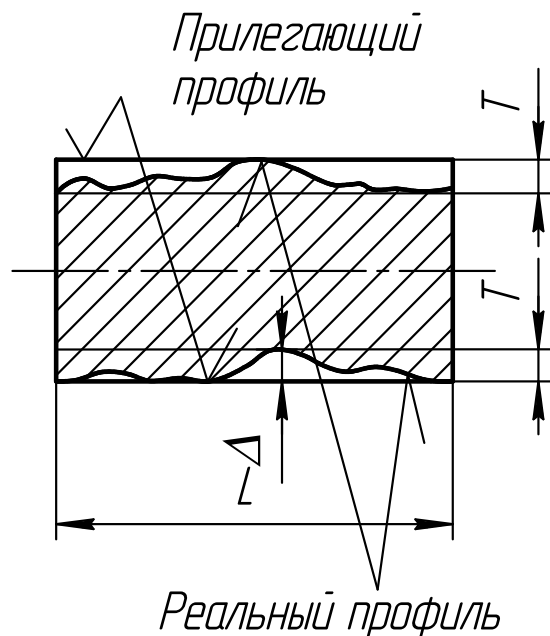


Рисунок 6.5 – Отклонение профиля продольного сечения

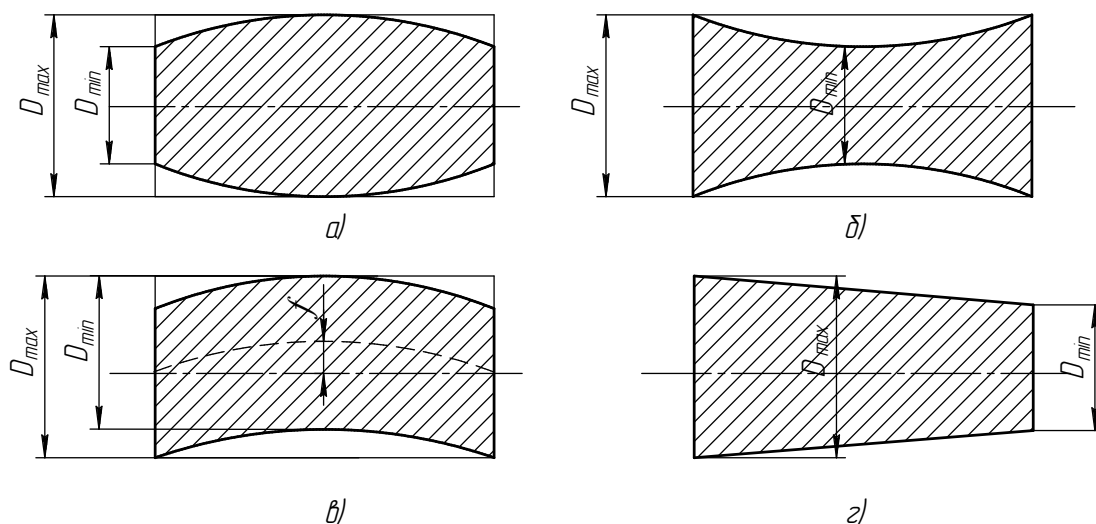


Рисунок 6.6 – Частные случаи отклонения профиля продольного сечения; а) – бочкообразность; б) – седлообразность; в) – выгнутость; г) - конусообразность

г) Отклонение от прямолинейности оси – минимальное значение диаметра Δ цилиндра, внутри которого располагается реальная ось поверхности в пределах нормируемого участка.

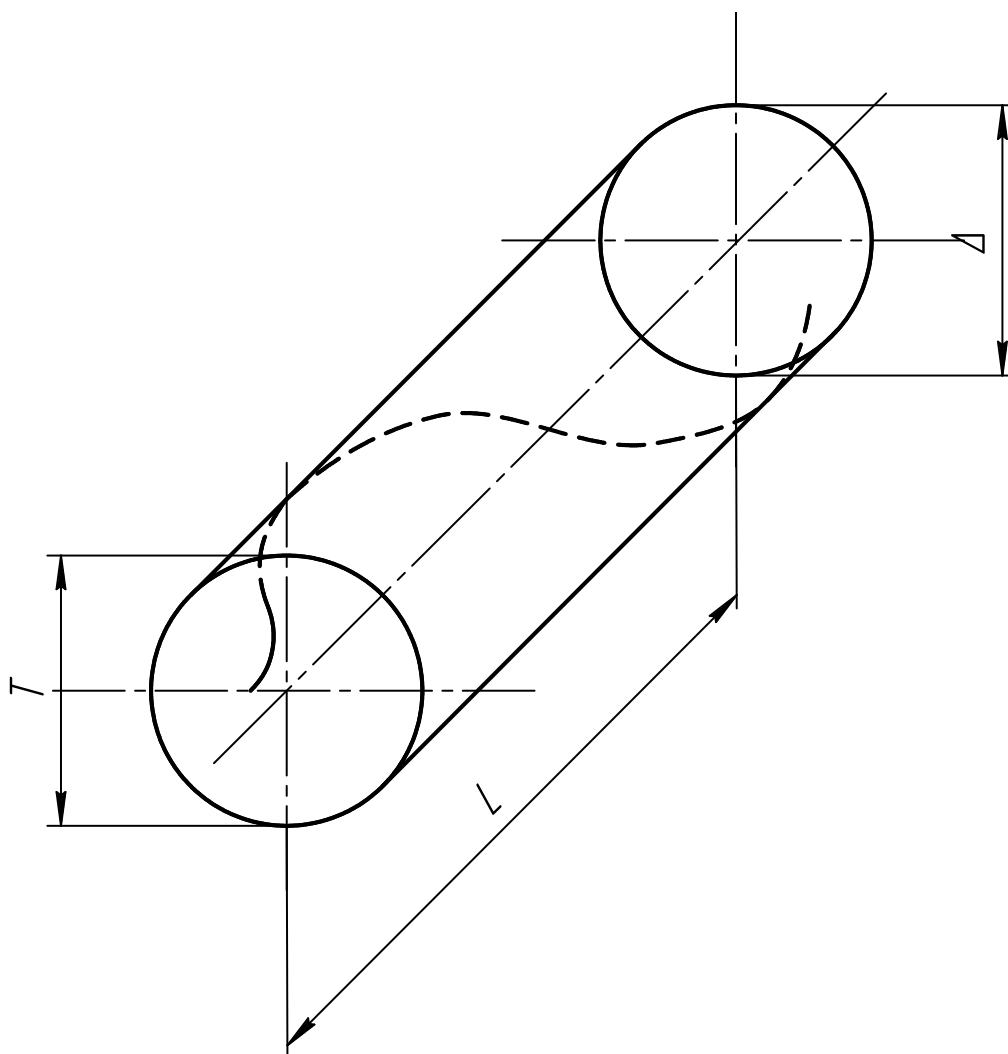


Рисунок 6.7 – Отклонение от прямолинейности и поле допуска прямолинейности оси

Отклонения и допуски формы плоских поверхностей

При нормировании применяются следующие допуски:

- а) плоскостности ()
- б) допуск прямолинейности (–).

Плоскостность нормируется при необходимости ограничить отклонения формы всей поверхности или её участка, прямолинейность – если достаточно ограничить отклонения в сечении поверхности заданного направления.

а) Отклонение от плоскостности – наибольшее расстояние от точек реальной поверхности Δ до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка (рис.6.8; 6.9).

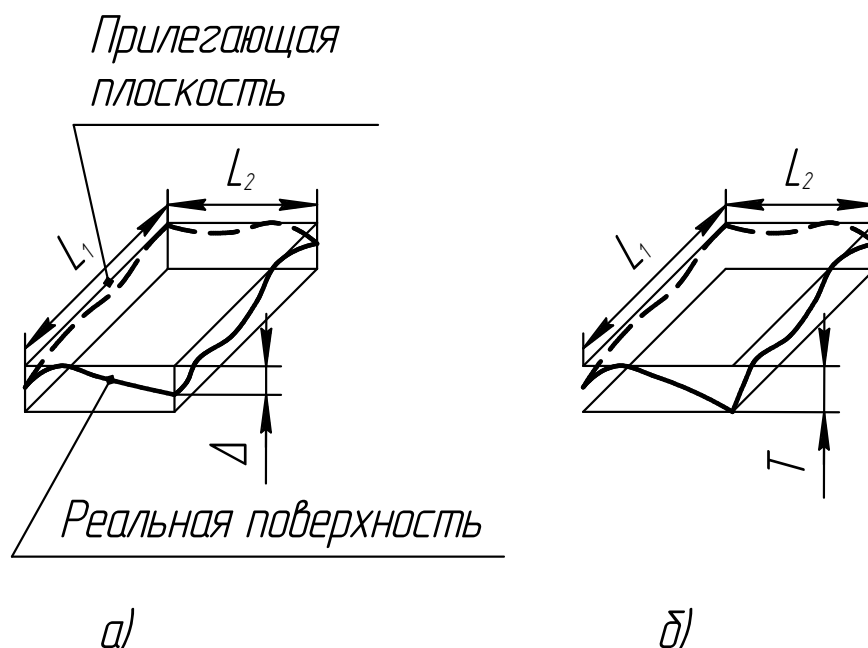


Рисунок 6.8 – Отклонение формы плоских поверхностей;
 а) – отклонение от плоскостности;
 б) – поле допуска плоскостности

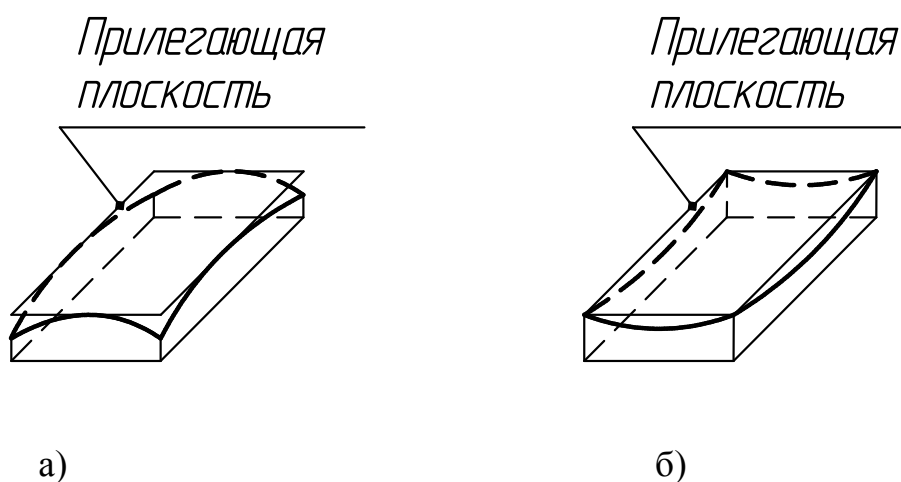


Рисунок 6.9 – Частные случаи отклонений от плоскостности;
 а) – выпуклость; б) - вогнутость

б) Отклонение от прямолинейности в плоскости – наибольшее расстояние от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка (рис. 6.10).

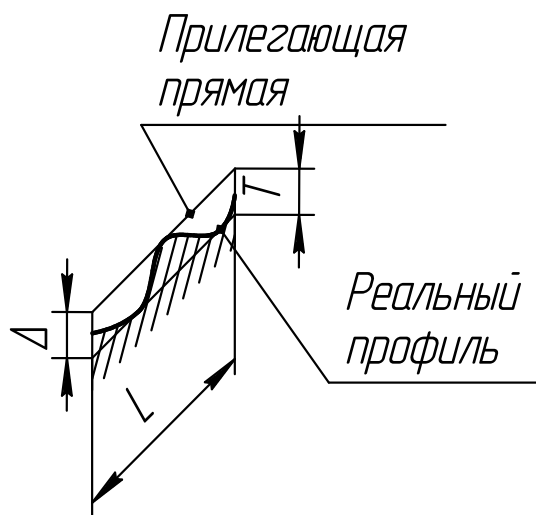


Рисунок 6.10 – Отклонение от прямолинейности и поле допуска прямолинейности в плоскости

Выбор допусков формы зависит от конструктивных и технологических требований и связан также с допуском размера.

Поле допуска размера для сопрягаемых поверхностей ограничивает и любые отклонения формы на длине соединения.

Ни одно из них не может превышать допуск размера:

$$T_f \leq T_d$$

Допуски формы назначаются только в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера.

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Отклонением расположения называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от номинального его расположения.

Под номинальным понимается расположение, определяемое номинальными линейными и угловыми размерами между рассматриваемым элементом и базами.

Допуском расположения называется предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения поверхностей.

Поле допуска расположения называется область в пространстве или на заданной плоскости, внутри которой должны находиться прилегающая поверхность

нормируемого элемента или ось, центр, плоскость симметрии нормируемого элемента.

Для оценки точности расположения поверхностей назначают базы. Базой может быть поверхность, её образующая или точка. Если базой является поверхность вращения или резьба, то в качестве базы рассматривают их ось.

Отклонение и допуск параллельности (//)

Отклонение от параллельности – это разность Δ наибольшего a и наименьшего b расстояний между плоскостями (прилегающими) в пределах нормируемого участка (рис. 6.11; 6.12).

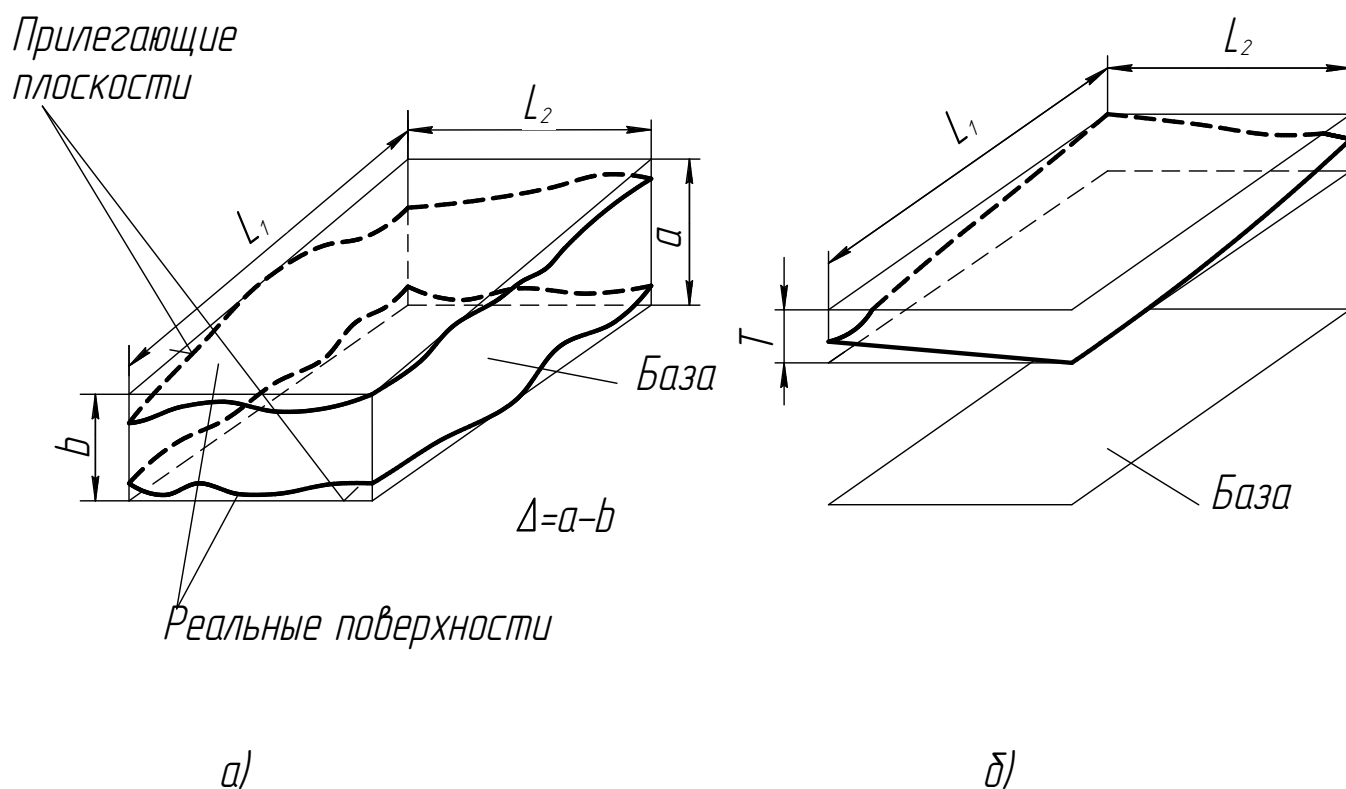


Рисунок 6.11 – Отклонения расположения поверхностей;

- а) – отклонение от параллельности плоскостей;
- б) – поле допуска параллельности плоскостей

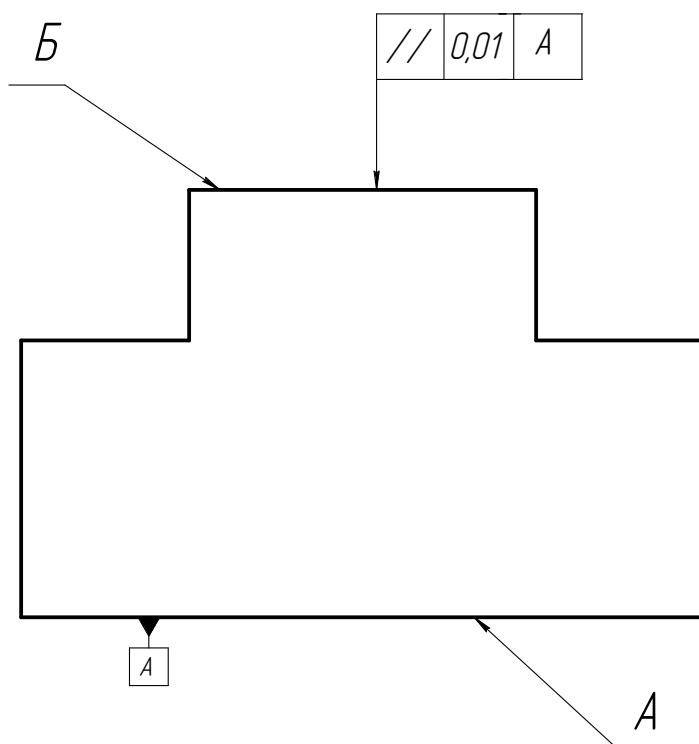
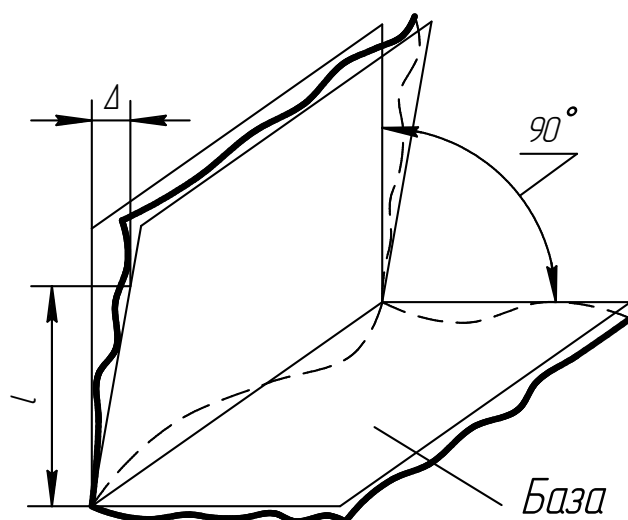


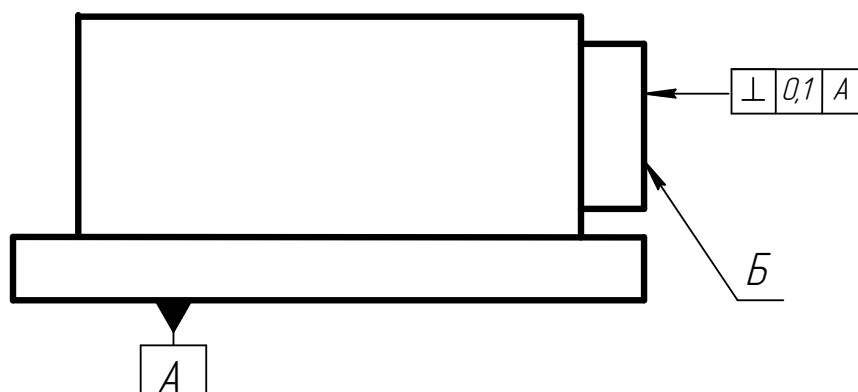
Рисунок 6.12 – Обозначение допуска параллельности плоскостей на чертеже

Отклонение и допуск перпендикулярности (\perp)

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – это отклонение угла между плоскостями от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка L (рис. 6.13).



а)



б)

Рисунок 6.13 – Отклонения расположения поверхностей;

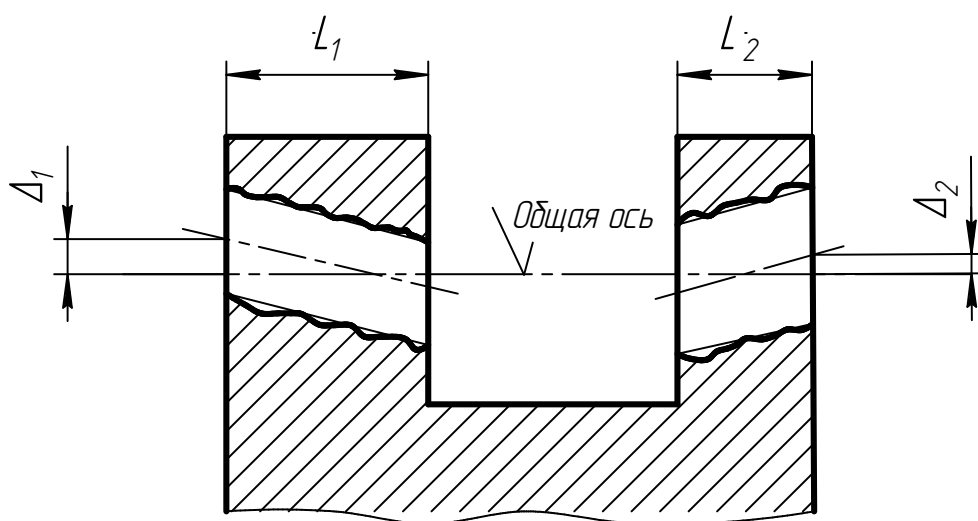
а) – отклонение от перпендикулярности плоскостей;

б) – обозначение допуска перпендикулярности плоскостей на чертеже

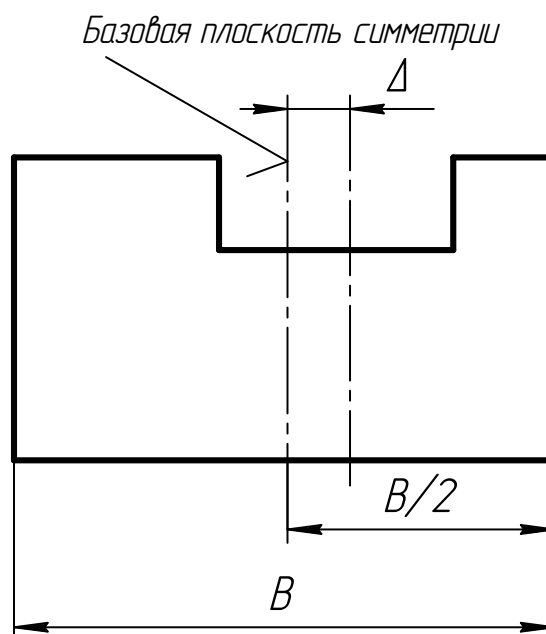
Отклонения и допуски соосности и симметричности

Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности – это наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка (рис. 6.14 а).

Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости – это наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии в пределах нормируемого участка (рис. 6.14 б).



а)



б)

Рисунок 6.14 – Отклонения расположения поверхностей;

а) – отклонение от соосности относительно общей оси;

б) – отклонение от симметричности относительно базовой базовой плоскости

Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

Это особая группа допусков, к которой относятся допуски на радиальной и торцовое биение.

Радиальное биение – это результат совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси и равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля до базовой оси в сечении плоскостью \perp базовой оси (рис. 6.15а).

Торцовое биение – это суммарное отклонение торцевой поверхности от плоскости и от перпендикулярности относительно базовой оси и равно разности наибольшего и наименьшего расстояний о точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости Δ базовой оси (рис. 6.15б).

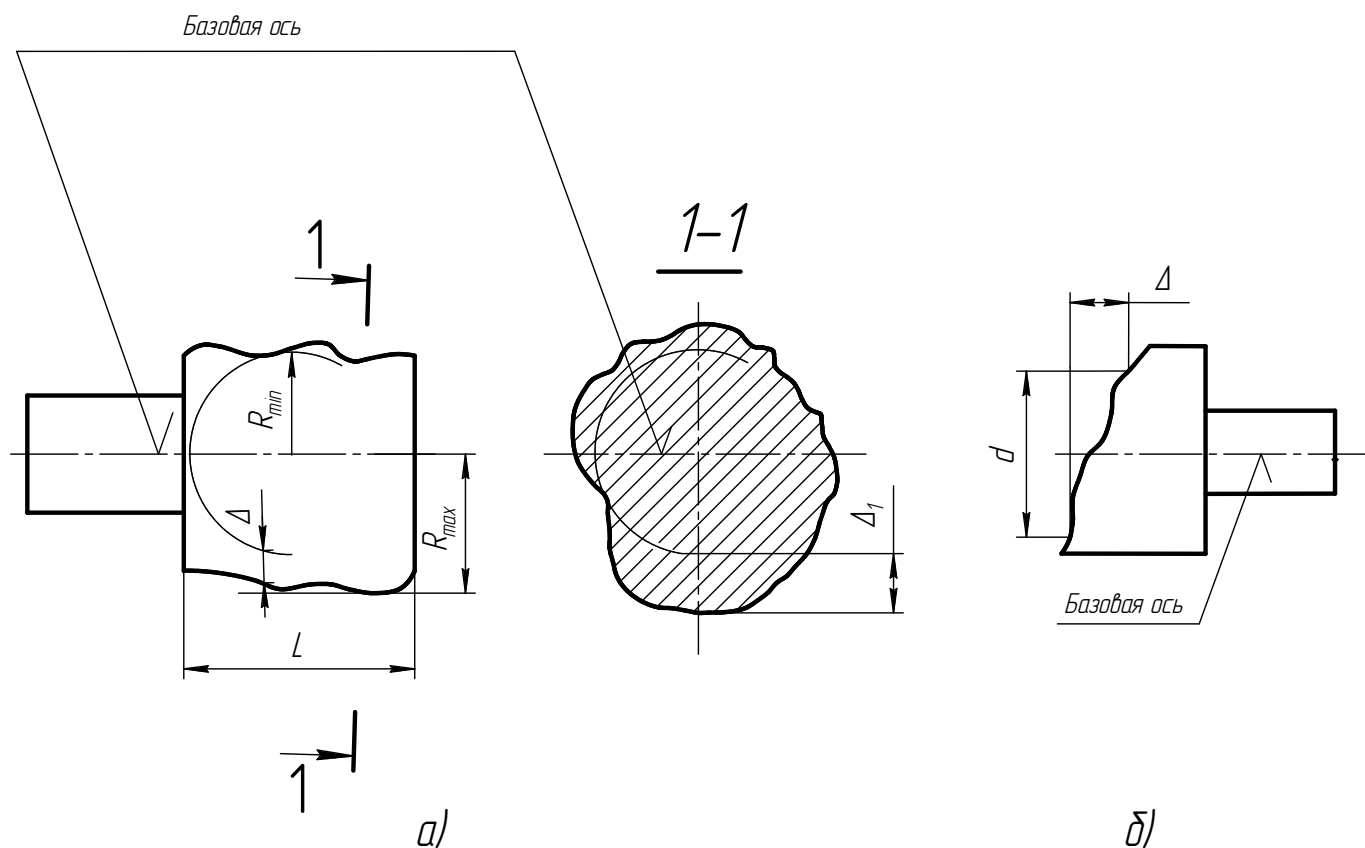


Рисунок 6.15 – Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей;
а) – радиальное биение; б) – торцовое биение

Зависимые и независимые допуски

Отклонения расположения поверхностей и отклонения размеров элементов деталей в зависимости от условий сборки и работы изделий могут проявляться как совместно, так и независимо друг от друга. Поэтому были установлены понятия о зависимых и независимых допусках расположения.

Независимым называется допуск расположения, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу и не зависит от действительного размера нормируемого или базового элемента.

Зависимым называется допуск расположения, числовое значение которого переменное для различных деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и зависит от действительного размера нормируемого или базового элемента.

На чертежах и в технических требованиях зависимый допуск задается своим минимальным значением, которое допускается превышать на величину,

соответствующую отклонению действительного размера рассматриваемого или базового элемента данной детали от проходного предела (d_{max} или D_{min}).

Указанное значение допустимого отклонения от соосности является наименьшим и относится к деталям, у которых отверстия имеют наименьший предельный диаметр (рис. 6.16). С увеличением диаметров отверстий в соединении будут образовываться зазоры. Отклонение от соосности Δ определяется разностью радиальных расстояний от осей отверстий, а зазоры разностью предельного и номинального диаметров.

Отклонение от соосности поэтому связано с суммарным зазором в обеих ступенях зависимостью

$$\Delta = \frac{S_1 + S_2}{2}$$

При небольших предельных размерах отверстий (15,043 или 25,052 мм) возможно дополнительное отклонение от соосности

$$\Delta_{дон} = \frac{0,043 + 0,052}{2} = 0,047 \text{ мм}$$

Полное значение зависимого допуска в этом случае будет максимальным

$$T_{зав.мах} = 0,05 + 0,047 = 0,097 \text{ мм}$$

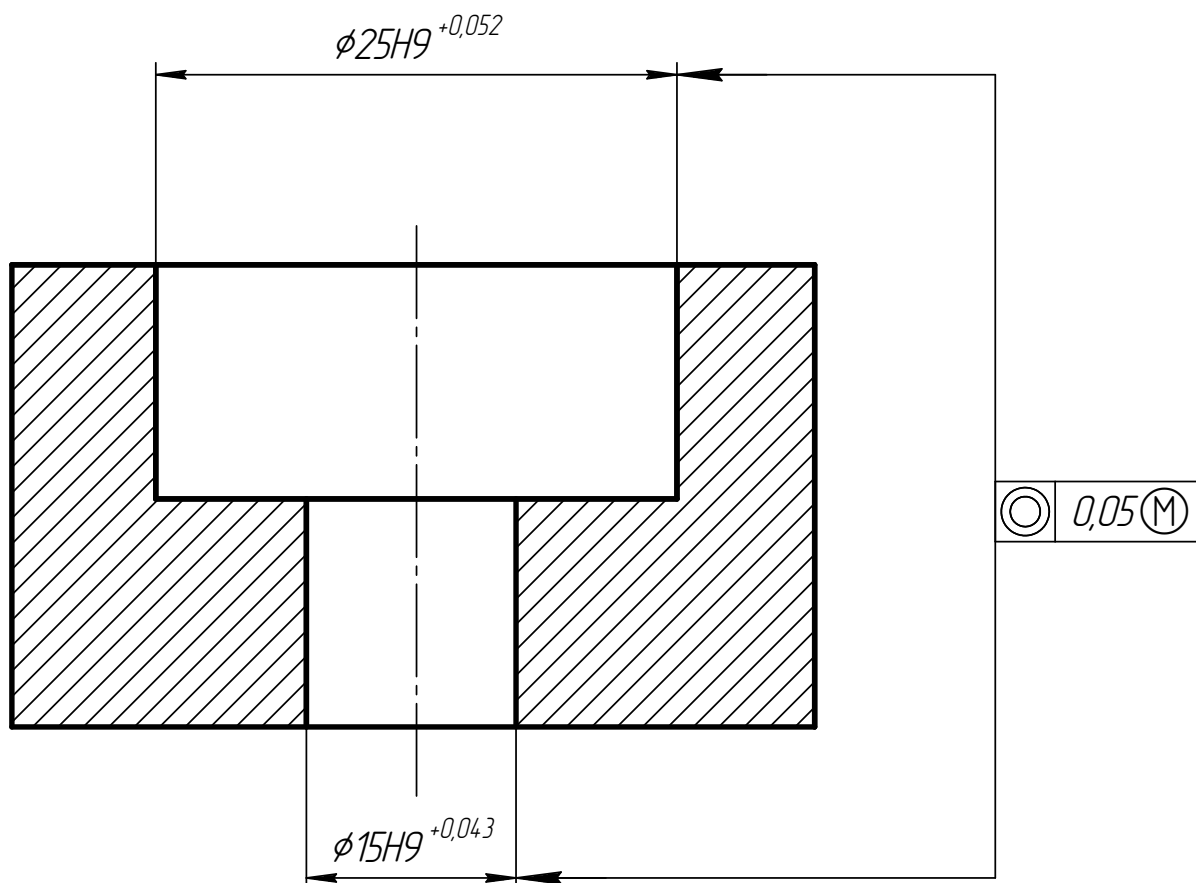


Рисунок 6.16 – Зависимый допуск соосности отверстий

Зависимые допуски расположения более экономичны и выгодней для производства. Они позволяют применить менее точные, но более экономичные способы обработки и технологическое оборудование. Однако их применение ограничено. Зависимые допуски назначают для тех элементов деталей, к которым предъявляются только требования собираемости в соединениях с гарантированным зазором.

Стандартизация числовых значений допусков формы и расположения поверхностей

Применение стандартных числовых значений допусков позволяет повысить уровень взаимозаменяемости изделий, увязать между собой требования к изделиям, средствам изготовления и измерения.

Допуски формы и расположения назначают на основе стандартных рядов – степеней точности. Согласно ГОСТ24643-81 установлено 16 степеней точности. Числовые значения допусков изменяются от одной степени к другой с коэффициентом возрастания 1,6.

В зависимости от соотношения между допуском размера (T_d) и допуском формы (T_f) установлены следующие уровни относительной геометрической точности:

А – нормальная ($T_f = 0,6T_d$)

В – повышенная ($T_f = 0,4T_d$)

С – высокая ($T_f = 0,25T_d$)

Лекция 7. Нормирование и обозначение шероховатости поверхности

Шероховатость и её влияние на качество поверхности

Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 25142-82 называют совокупность микронеровностей с относительно малыми шагами.

Шероховатость поверхности в сочетании с другими её характеристиками (цвет, степень отражательной способности), а также с физическими свойствами поверхностного слоя деталей (степенью упрочнения, глубиной упрочненного слоя, остаточными напряжениями) определяет состояние поверхности и является наряду с точностью формы одной из основных геометрических характеристик её качества.

Шероховатость поверхностей играет большую роль в подвижных соединениях деталей, значительно влияя на трение и износ трущихся поверхностей подшипников, направляющих, ползунов и т.д.

Шероховатость значительно влияет на прочность деталей. Неровности поверхности являются концентраторами напряжений. Чем меньше шероховатость, тем меньше вероятность образования усталостных трещин.

Уменьшение шероховатости улучшает антикоррозионную стойкость деталей.

Наконец величина шероховатости влияет на точность измерения деталей.

Параметры для нормирования и обозначения шероховатости поверхности

Способы нормирования шероховатости поверхности установлены в ГОСТ 2789-73 и распространяются на поверхности изделий, изготовленных из любых материалов и любыми методами, кроме ворсистых поверхностей.

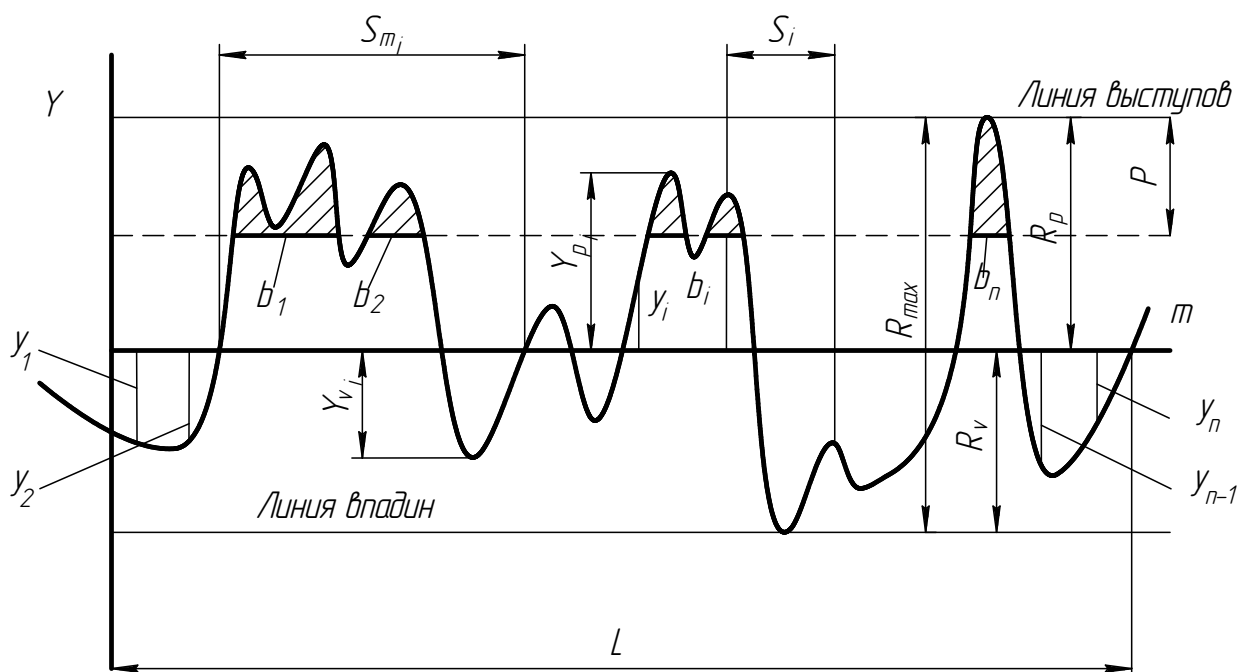


Рисунок 7.1 – Профилограмма и основные параметры шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля, получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью в нормальном сечении.

Для определения шероховатости поверхности от других неровностей с относительно большими шагами (отклонения формы и волнистость) её рассматривают в пределах ограниченного участка, длина которого называется базовой длиной l .

Базой для отсчета отклонений профиля является средняя линия профиля (m) – линия, имеющая форму номинального профиля и приведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение измеряемого профиля до этой линии минимально.

Согласно ГОСТ 2789-73 шероховатость поверхности изделий можно оценивать количественно одним или несколькими параметрами:

- а) средним арифметическим отклонением профиля (R_a);
- б) высотой неровностей профиля по 10 точкам (R_z);
- в) наибольшей высотой неровностей профиля (R_{max});
- г) средним шагом неровностей (S_m);

д) средним шагом местных выступов профиля (S);

е) относительной опорной длиной профиля (t_p)

Параметры шероховатости, связанные с высотными свойствами неровностей.

Среднее арифметическое отклонение профиля (R_a) – это среднее арифметическое отклонение профиля от средней линии в пределах базовой длины.

$$R_a = \frac{\sum_{i=1}^n |Y_i|}{n}$$

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

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |Y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |Y_{vi}|}{5}$$

Наибольшая высота неровностей профиля (R_{max}) – это расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

Параметры шероховатости, связанные со свойствами неровностей в направлении длины профиля.

Средний шаг неровностей профиля (S_m) – это среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины.

$$S_m = \frac{\sum_{i=1}^n S_{mi}}{n},$$

где S_{mi} - шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, пересекающей профиль в трех соседних точках и ограниченной двумя крайними точками.

Средний шаг местных выступов профиля (S) – это среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины.

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{n},$$

где S_i - шаг неровностей профиля по вершинам, равный длине отрезка средней линии между проекциями на неё двух наивысших точек соседних выступов профиля.

Числовые значения выше перечисленных параметров приведены в ГОСТ 2789-73.

Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля.

Опорная длина профиля (η_p) – сумма длин отрезков (b_i), отсекаемых на заданном уровне (p) в материале профиля линией, параллельной средней линии в пределах базовой длины.

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i \quad p: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 \% \text{ от } R_{max}$$

Относительная опорная длина профиля (t_p) – это отношение опорной длины профиля к базовой длине

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} \quad 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 \%$$

Обозначение шероховатости.

На чертежах требования к шероховатости устанавливаются с помощью условных обозначений по ГОСТ 2.309-73.

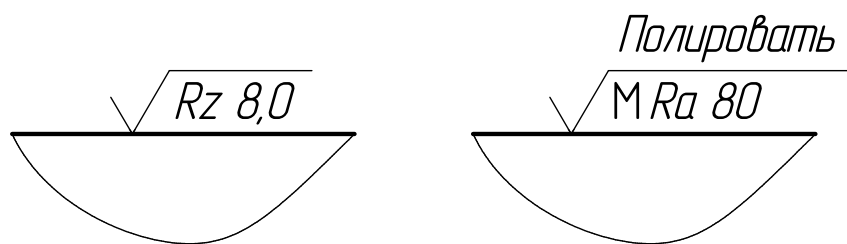


Рисунок 7.2 – Примеры обозначения шероховатости поверхности

Выбор параметра шероховатости

Выбор параметров для нормирования шероховатости должен производиться с учетом назначения и эксплуатационных свойств поверхности. Основным является нормирование высотных параметров. Предпочтительным является параметр R_a .

Параметры R_z и R_{max} нормируют в тех случаях, когда необходимо ограничить полную высоту неровностей профиля.

Для наиболее ответственных поверхностей нормирование одних высотных параметров может оказаться недостаточным и должно быть дополнено нормированием шаговых параметров или параметра t_p . Шаговые параметры S_m и S существенно влияют на виброустойчивость, прочность при циклических нагрузках.

Параметр t_p комплексно характеризует высоту и форму неровностей и позволяет судить о фактической площади контакта поверхностей. С параметром t_p связаны такие эксплуатационные свойства, как износоустойчивость, контактная жесткость, герметичность.

Выбор числовых значений параметров шероховатости (ГОСТ 2789-73)

При нормировании параметров R_a и R_z следует применять в первую очередь предпочтительные значения. Выбор числовых значений параметров шероховатости должен производиться в соответствии с условиями работы изделия. Следует учитывать и возможности обеспечения заданных требований рациональными методами обработки. Повышение этих требований влечет за собой значительное увеличение затрат на обработку, которое может быть оправдано, если будет компенсировано повышением качества изделия.

Для каждого допуска размера (T_d) и формы (T_ϕ) можно установить минимальные требования к шероховатости:

$$\text{если } T_\phi = 0,6T_d \Rightarrow R_a \leq 0,05T_d;$$

$$\text{если } T_\phi = 0,4T_d \Rightarrow R_a \leq 0,025T_d;$$

$$\text{если } T_\phi = 0,25T_d \Rightarrow R_a \leq 0,012T_d.$$

Лекция 8. Размерные цепи

Основные термины и определения теории размерных цепей. (ГОСТ 16319-80)

Для нормальной работы любого механизма необходимо, чтобы составляющие его детали и их поверхности занимали друг относительно друга определенное положение, соответствующее их служебному назначению.

При расчете точности взаимного расположения деталей и их поверхностей учитывают взаимосвязь многих размеров. Эту взаимосвязь устанавливают с помощью размерных цепей.

Размерной цепью называют совокупность геометрических размеров, расположенных по замкнутому контуру и определяющих взаимное расположение деталей и их поверхностей.

Звеньями размерной цепи называются размеры, составляющие размерную цепь.

Классификация размерных цепей

По области применения:

- а) конструкторская – решается задача обеспечения точности при конструировании изделий.
- б) технологическая – решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий.
- в) измерительная – решается задача измерения величин, характеризующих точность изделий.

По месту в изделии:

- а) детальная – определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали.
- б) сборочная – определяет точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную единицу.

По расположению звеньев:

- а) линейная – звенья цепи являются линейными размерами и расположены на параллельных прямых.

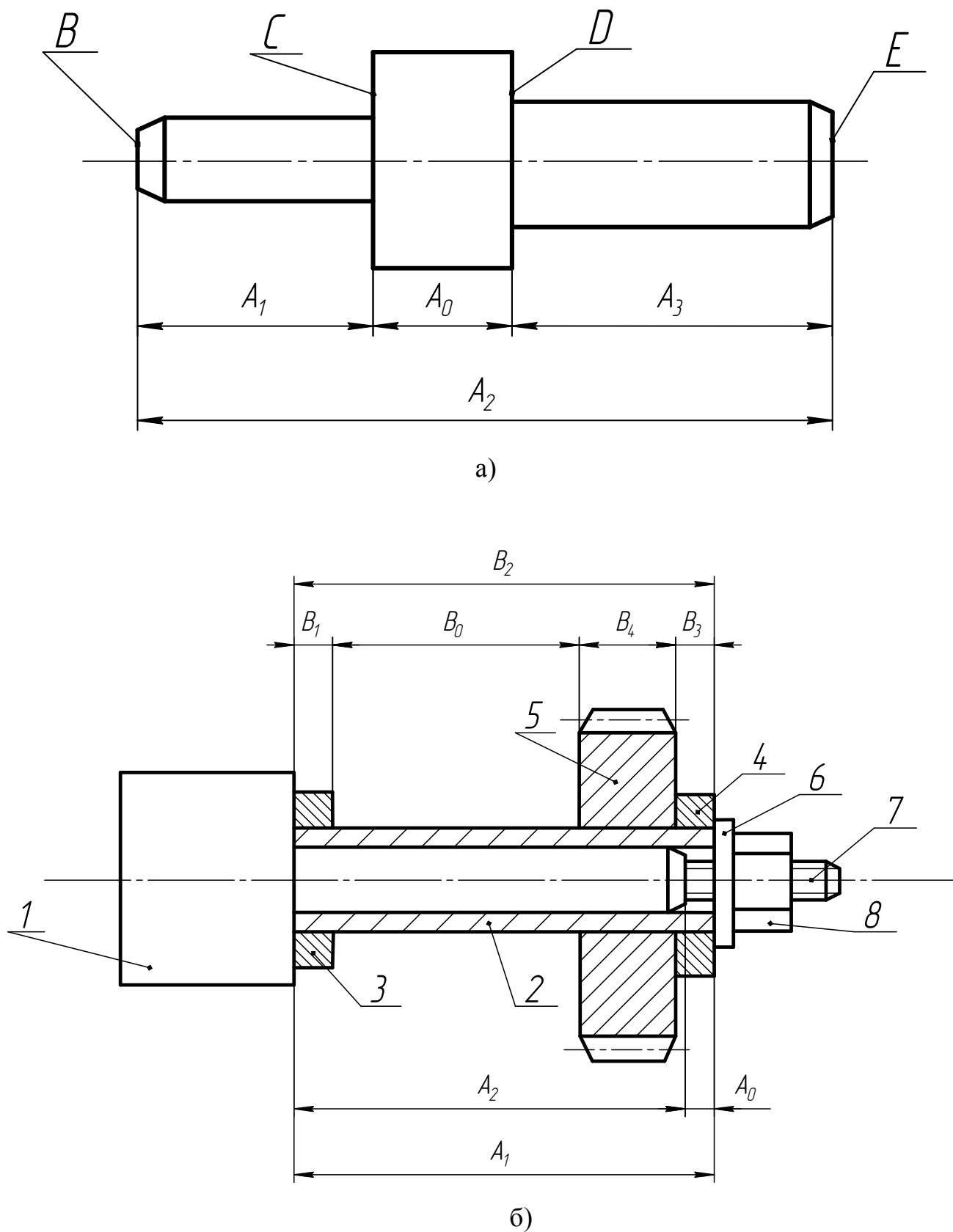


Рисунок 8.1 – Схемы размерных цепей;

а) – детальная; б) – сборочная

б) угловая – звенья цепи представляют собой угловые размеры.

в) плоская – звенья расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях.

г) пространственная – звенья расположены произвольно в пространстве.

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

Исходным называют звено, которое определяет функционирование механизма. Размер этого звена указывают в специальных технических требованиях на сборочных чертежах. Это понятие используется при проектном расчете размерной цепи.

В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. Такое звено называется замыкающим.

Его величина и допуск зависят от величины и точности всех остальных звеньев, называемых составляющими.

Составляющие звенья, при увеличении которых увеличивается замыкающее звено, называют увеличивающими (обозначают $\overline{A_1}$).

, при увеличении которых, замыкающее звено уменьшается, называется уменьшающими (обозначают $\overline{A_2}$).

Составление размерных цепей

При проведении размерного анализа рекомендуется выделять звенья и составлять размерные цепи, руководствуясь следующими рекомендациями:

1. Должна быть четко сформулирована задача, для решения которой рассчитывается размерная цепь.

2. Для выявления исходного звена необходимо установить требования к точности, которым должно удовлетворять изделие или сборочная единица.

Правильно составленная размерная цепь должна иметь:

- минимум звеньев;
- замкнутый контур;
- при мысленной разборке звенья сохраняться как размеры конкретных деталей.

Составление и расчет размерных цепей является обязательной частью конструирования и позволяют:

- установить количественную связь между размерами деталей машин;
- уточнить номинальные значения и допуски взаимосвязанных размеров;
- добиться наиболее правильной простановки размеров на чертежах;
- определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости;
- определить операционные (промежуточные) размеры.

Основное уравнение размерной цепи

Для проведения размерного анализа кроме размерной схемы необходимо составить уравнение размерной цепи, вытекающее из условия замкнутости: Если в размерную цепь входит m увеличивающих звеньев и n уменьшающих звеньев, то уравнение линейной размерной цепи имеет вид:

$$A_0 = \sum_{j=1}^m \vec{A}_j - \sum_{j=1}^n \overleftarrow{A}_j \quad (1)$$

Прямая и обратная задачи

При расчете размерных цепей могут решаться две задачи:

1. Определение допуска и предельных отклонений составляющих размеров по заданным номинальным размерам всех звеньев цепи и заданным предельным размерам исходного (замыкающего) звена. (Прямая задача или проектный расчет).
2. Определение номинального размера и допуска замыкающего звена по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев. (Обратная задача или проверочный расчет).

Методы достижения заданной точности исходного звена

Существуют следующие методы достижения заданной точности исходного звена (решения размерных цепей):

1. Метод полной взаимозаменяемости (максимума – минимума, предельного суммирования).
2. Теоретико-вероятностный метод.
3. Метод групповой взаимозаменяемости.
4. Метод регулирования.
5. Метод пригонки.

Выбор метода решения размерных цепей

При выборе метода решения размерных цепей необходимо учитывать:

- Функциональное назначение изделия;
- Его конструктивные и технологические особенности;
- Стоимость изготовления и сборки;
- Эксплуатационные требования;
- Тип производства и другие факторы.

Заданная точность исходного звена должна достигаться с наименьшими технологическими и эксплуатационными затратами.

При прочих равных условиях рекомендуется в первую очередь выбирать такие методы решения размерных цепей, при которых сборка производится без подбора, пригонки и регулирования, т.е. методы полной взаимозаменяемости и вероятностный.

Если применение этих методов экономически нецелесообразно или технически невозможно, следует перейти к использованию одного из методов неполной взаимозаменяемости.

При выборе метода расчета цепей можно ориентироваться на среднюю величину допуска составляющих звеньев или среднюю степень точности (кавалитет) составляющих звеньев.

$$T_c A_j = \frac{TA_0}{m+n} \quad (2)$$

$$a = \frac{TA_0}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j} = \frac{TA_0}{\sum_1^{m+n} (0,45\sqrt{D_m} + 0,001D_m)} \quad (3)$$

Метод полной взаимозаменяемости

Характеристика.

Детали соединяются на сборке без дополнительных операций. Значения замыкающего звена не выходят за установленные пределы. Расчет размерной цепи производится методом максимума – минимума.

Преимущества.

Простота и экономичность сборки; упрощение организации поточного сборочного процесса; возможность широкого кооперирования.

Недостатки.

Допуски составляющих звеньев получаются наименьшими из всех методов, что может оказаться неэкономичным.

Область применения.

В индивидуальном и мелкосерийном производстве, при большей величине допуска на исходное звено и малом числе составляющих звеньев.

После составления уравнения размерной цепи (1) и решения его относительно A_0 можно определить предельные размеры замыкающего звена:

$$A_0^{max} = \sum_{j=1}^m \overrightarrow{A_j^{max}} - \sum_{j=1}^n \overleftarrow{A_j^{min}} \quad (4)$$

$$A_0^{min} = \sum_{j=1}^m \overleftarrow{A_j^{min}} - \sum_{j=1}^n \overrightarrow{A_j^{max}} \quad (5)$$

Вычитая почленно из (4) выражение (5) получим формулу для определения допуска замыкающего звена:

$$TA_0 = \sum_{j=1}^m T\overline{A}_j + \sum_{j=1}^m T\overleftarrow{A}_j \quad (6)$$

$$TA_0 = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j \quad (7)$$

Анализируя формулу (7) можно сделать следующие выводы:

1. В качестве замыкающего звена при сборке или изготовлении необходимо принимать наименее ответственный размер.
2. Точность замыкающего звена увеличивается с уменьшением допусков составляющих звеньев.
3. Сокращение числа звеньев приводит к повышению точности замыкающего звена; чем меньше число составляющих, тем больше допуски на составляющие звенья при той же величине допуска на исходное (замыкающее) звено, тем меньше стоимость изготовления.

Если из уравнений (4) и (5) вычесть последовательно уравнение (1), получим выражения для определения предельных отклонений замыкающего (исходного) звена:

$$ES(A_0) = \sum_{i=1}^m ES(\overleftarrow{A}_i) - \sum_{i=1}^n EI(\overline{A}_i) \quad (8)$$

$$EI(A_0) = \sum_{i=1}^m EI(\overline{A}_i) - \sum_{i=1}^n ES(\overleftarrow{A}_i) \quad (9)$$

При расчете размерных цепей часто оказывается удобным оперировать не предельными отклонениями ES и EI, а средними отклонениями E_c (рис. 8.2).

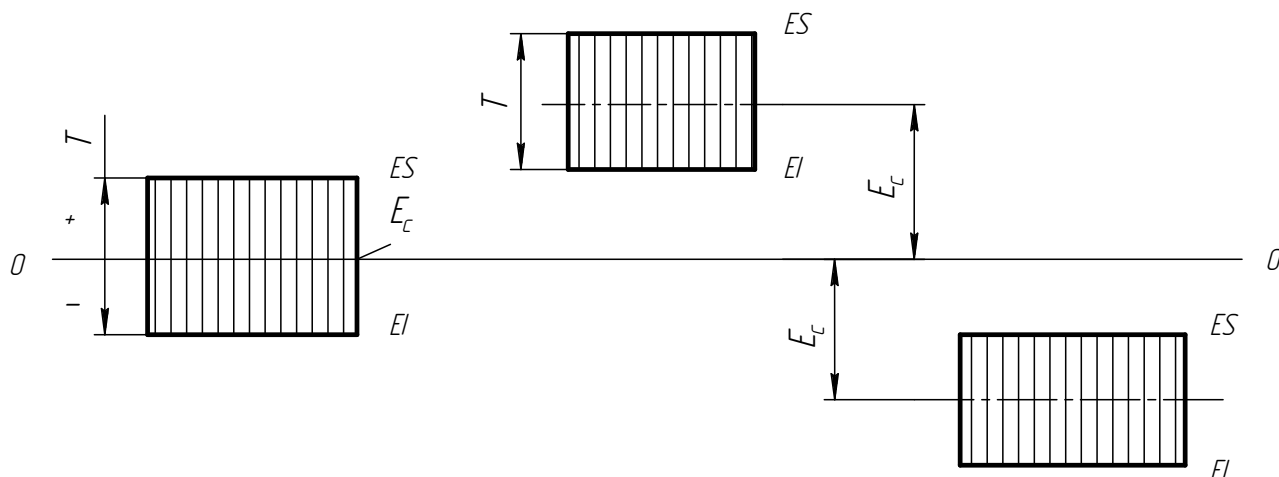


Рисунок 8.2 – Схема определения координаты середины поля допуска

$$E_c = \frac{ES + EI}{2} \quad (10)$$

Сложив почленно уравнения (8) и (9) и учитывая (10) получим среднее отклонение поля замыкающего звена.

$$E_c(A_0) = \sum_{i=1}^m E_c(\overrightarrow{A_i}) - \sum_{i=1}^n E_c(\overleftarrow{A_i}) \quad (11)$$

Решение прямой задачи

Такая задача встречается гораздо чаще. Она наиболее важна, поскольку конечная цель расчета допусков составляющих размеров при заданной точности сборки (заданном допуске исходного звена) – обеспечить выполнение машиной ее функционального назначения. Эту задачу можно решать одним из следующих способов.

Способ равных допусков

Применяется, если составляющие размеры входят в один интервал размеров и могут быть выполнены с примерно одинаковой экономической точностью.

Допуски всех составляющих звеньев принимаются одинаковыми.

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{m+n} = T_c A_i \quad (12)$$

Используя уравнение (7) и равенство (12) получим выражение (2):

$$TA_0 = (m+n)T_c A_i$$

$$T_c A_i = \frac{TA_0}{m+n} \quad (2)$$

Полученный средний допуск $T_c A_i$ корректируют для всех или некоторых составляющих звеньев в зависимости от их номинальных размеров, технологических возможностей изготовления, конструктивных требований. При этом должно выполняться условие:

$$TA_0 \geq \sum_{i=1}^{m+n} TA_i \quad (13)$$

При этом выбирают стандартные поля допусков желательно предпочтительного применения.

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, т.к. корректировка допусков произвольна. Его можно рекомендовать для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

Способ допусков одного качества

Применяется, если все составляющие размеры могут быть выполнены с допуском одного качества и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения.

Известны номинальные размеры всех звеньев и предельные отклонения исходного (замыкающего звена).

Требуемый квалитет определяют следующим образом:

Допуск составляющего размера: $TA_i = a_i i_i$, где $i = 0,45\sqrt[3]{D_m} + 0,001D_m$

Используя формулу (7):

$$TA_0 = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \dots + a_{m+n} \cdot i_{m+n}$$

По условию $a_1 = a_2 = \dots = a_c$. Тогда

$$TA_0 = a_c \sum_{i=1}^{m+n} i_i$$

Откуда получаем формулу (3):

$$a_c = \frac{TA_0}{m+n \sum_{i=1}^m i_i} \quad (3)$$

По значению a_c выбирают ближайший квалитет. Найдя по таблицам ГОСТа 25347-82 допуски составляющих размеров, корректируют их значения. Допуски для охватывающих размеров рекомендуется определять как для основного отверстия, а для охватываемых – как для основного вала. При этом должно соблюдаться условие (13).

Найдя допуски $TA_1, TA_2, \dots, TA_{m+n}$ по заданным отклонениям $ES(A_0)$ и $EI(A_0)$ определяют значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (8) и (9).

Пример. Определить допуски составляющих размеров деталей сборочной единицы (см. рис. 8.3). Заданы номинальные значения составляющих размеров и предельные отклонения исходного звена: $A_0^{max} = 1,75 \text{ мм}$; $A_0^{min} = 1,0 \text{ мм}$

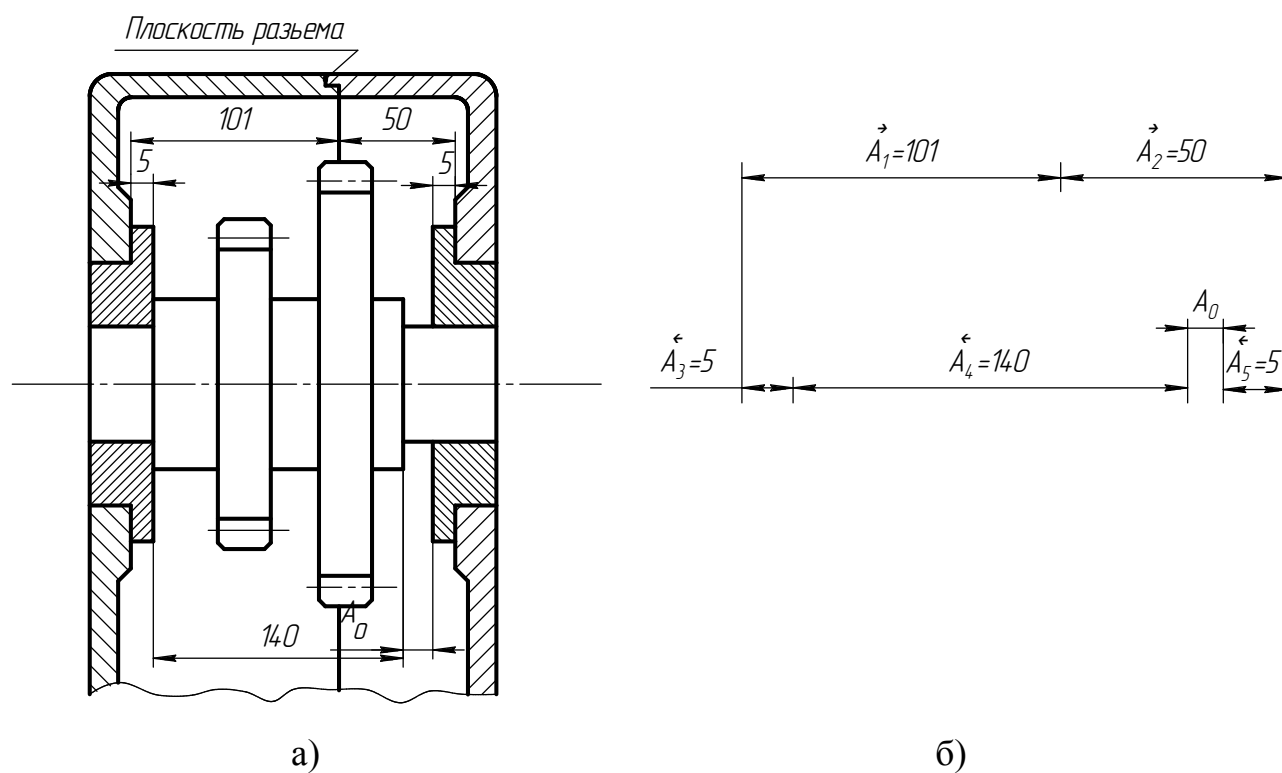


Рисунок 8.3 – Эскиз узла (а) и его размерная цепь (б)

Находим номинальный размер исходного звена по (1):

$$A_0 = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1,0 \text{ мм}$$

Наименьший предельный размер совпадает с номинальным, поэтому:

$$A_0 = 1^{+0,75} \text{ и } TA_0 = 0,75 \text{ мм}$$

Среднее число единиц допуска в размерной цепи определяем по (3)

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

Для 10 качества $a = 64$

Для 11 качества $a = 100$

Устанавливаем для всех размеров цепи, кроме A_4 , допуск по 11 качеству.

Допуск размера A_4 можно назначить несколько меньшим, т.к. вал по этому размеру легко обработать с высокой точностью.

По таблицам ГОСТ 25347-82 находим допуски на размеры A_1, A_2, A_3, A_5 : 0,22; 0,16; 0,075; 0,075 мм; $T(A_4) = 0,25$ мм; на долю размера A_4 остается допуск 0,22 мм:

$$TA_4 = 0,75 - (0,22 + 0,16 + 0,075 + 0,075) = 0,22 \text{ мм.}$$

Однако целесообразно принять его стандартным по 10 качеству 0,16.

Назначаем предельные отклонения:

$$A_1 = 101^{+0,22}$$

$$A_2 = 50^{+0,16}$$

$$A_3 = A_5 = 5_{-0,075}$$

$$A_4 = 140_{-0,16}$$

$$\text{Проверка: } 0,75 \text{ мм} > 0,22 + 0,16 + 0,075 + 0,075 + 0,16 = 0,69 \text{ мм}$$

Условие (13) выполняется.

Теоретико – вероятностный метод

Характеристика.

Детали соединяются на сборке, как правило, без пригонки, регулировки, подбора, при этом у небольшого (заранее принятого) количества изделий (обычно 3 изделия на 1000, процент риска 0,27) значения замыкающих звеньев могут выйти за установленные пределы. Расчет размерной цепи производится вероятностным методом.

Преимущества.

Те же, что и у метода полной взаимозаменяемости плюс экономичность изготовления деталей за счет расширенных полей допусков (по сравнению с предыдущим методом).

Недостатки.

Возможны, хотя и маловероятны, дополнительные затраты на замену или подгонку некоторых деталей.

Область применения.

В серийном и массовых производствах; при малом допуске исходного звена и большом числе составляющих звеньев.

Расчет размерных цепей теоретико – вероятностным методом

Этот метод базируется на основных зависимостях метода максимума – минимума. Однако он учитывает более реальное распределение размеров в пределах поля допуска. В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеивания размеров деталей: а) нормальный закон (закон Гаусса); б) закон треугольника (закон Симсона) (рис. 8.4)

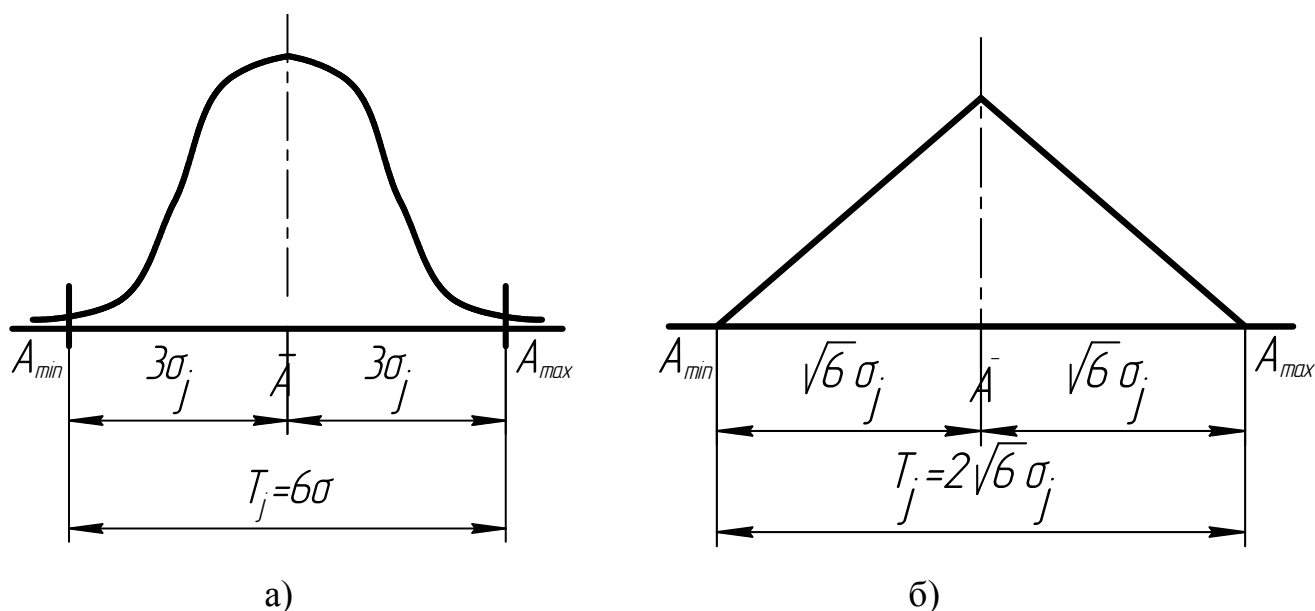


Рисунок 8.4 – Теоретические кривые распределения;

а) по нормальному закону (закону Гаусса);

б) по закону треугольника (закону Симпсона)

Уравнение (7) для определения допуска замыкающего (исходного) звена при расчете ТВМ принимает вид:

$$TA_0 = t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 (TA_j)^2} \quad (14)$$

где λ_j - коэффициент относительного рассеивания, зависящий от закона рассеивания.

При расчетах коэффициент λ_i принимают равным:

$$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}} (\lambda_j^2) = \frac{1}{3}, \text{ если ничего не известно о характере кривой рассеивания}$$

размеров деталей (мелкосерийное и индивидуальное производство);

$$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{6}} (\lambda_j^2) = \frac{1}{6}, \text{ если предполагается, что рассеивание размеров деталей}$$

близко к закону треугольника;

$$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{9}} \left(\lambda_j^2 = \frac{1}{9} \right), \text{ если кривая рассеивания имеет нормальный характер}$$

(крупносерийное и массовое производство)

t – коэффициент, зависящий от % риска P , принимаемый по таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Численные значения коэффициента t в зависимости от процента риска

$P, \%$	0,01	0,05	0,1	0,27	0,5	1	2	3	5	10	32
t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Пример. Для линейной размерной цепи, состоящей из 5 звеньев:

По методу $\max - \min$:

$$TA_0 = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 4T_c A_j \Rightarrow T_c A_j = \frac{TA_0}{4}$$

По методу ТВМ:

$$0,27\%: TA_0 = 3\sqrt{\frac{1}{9}\sum(TA_j)^2} = \sqrt{4(T_c A_j)^2} = 2T_c A_j \Rightarrow TA_{jc} = \frac{TA_0}{2}$$

$$0,01\%: TA_0 = 3,89\sqrt{\frac{1}{9}\sum(TA_j)^2} = 2,6TA_{jc} \Rightarrow TA_{jc} = \frac{TA_0}{2,6}$$

$$32\%: TA_0 = 1\sqrt{\frac{1}{9}\sum(TA_j)^2} = \frac{2}{3}TA_{jc} \Rightarrow TA_{jc} = \frac{3}{2}TA_0$$

Таким образом для линейных цепей при нормальном законе распределения размеров деталей ($P = 0,27\%$)

$$TA_0 = \sqrt{\sum_1^{m+n} (TA_j)^2} \quad (15)$$

$$T(A_0) = t\sqrt{\lambda_j^2 \sum T(A_j)^2}$$

Способ равных допусков.

$$T(A_0) = 3\sqrt{\frac{1}{9}\sum T(A_j)^2} = 3 \cdot \frac{1}{3}\sqrt{T_c(A_j)^2(m+n)} = T_c(A_j)\sqrt{m+n}$$

$$T_c(A_j) = \frac{T(A_0)}{\sqrt{m+n}} \quad (16)$$

Способ допусков одного качества.

$$T(A_0) = 3\sqrt{\frac{1}{9} \cdot \sum T(A_j)^2} = 3 \cdot \frac{1}{3}\sqrt{\sum (a_j i_j)^2} = \sqrt{a_{jc}^2 \sum i_j^2} = a_{jc}\sqrt{\sum i_j^2}$$

$$a_{jc} = \frac{T(A_0)}{\sqrt{\sum i_j^2}} \quad (17)$$

Решим задачу (см. рис. 8.3).

$$a_c = \frac{750}{(2,17)^2 + (1,56)^2 + (0,73)^2 \cdot 2 + (2,52)^2} \approx 197$$

12 кв. а = 160

13 кв. а = 250

Таким образом ТВМ позволяет назначить более широкие допуски на составляющие звенья, чем метод max – min.

Лекция 9. Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля зубчатых передач

В машиностроении наибольшее распространение получили понижающие зубчатые передачи: цилиндрические, конические, червячные, гипоидные. Встречаются передачи с внутренним и наружным зацеплением. Наибольшее распространение в промышленности получили эвольвентные зубчатые передачи с прямым и косым зубом.

ГОСТ 13755-81 устанавливает основные параметры зубчатых передач:

- шаг;
- модуль;
- число зубьев;
- делительный диаметр;
- ширина зубчатого венца;
- угол профиля зуба;
- угол наклона линии зуба;
- коэффициент смещения исходного контура;
- межосевое расстояние;
- гарантированный боковой зазор передачи.

Эксплуатационные требования к зубчатым передачам.

По служебному назначению зубчатые передачи условно делят на 4 группы:

- кинематические (отсчетные);
- скоростные;
- тихоходные силовые;
- общего назначения.

- К кинематическим передачам относятся зубчатые передачи измерительных инструментов, делительных механизмов металлорежущих станков, планетарные зубчатые передачи и т.д. Кроме этих передач имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и скоростях. Основным эксплуатационным требованием к таким

передачам является повышенная кинематическая точность, т.е. согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес передачи.

К реверсивным кинематическим передачам предъявляются требования минимального гарантированного бокового зазора.

- Скоростные зубчатые передачи работают при скоростях свыше 5 м/с. К ним относятся з.п. редукторов паровых и газовых турбин, пробок скоростей, первых ступеней редукторов общего назначения. Скоростные передачи не требуют высокую кинематическую точность.

К ним предъявляются повышенные требования к плавности работы с тем, чтобы уменьшить шум и вибрации передач.

Для уменьшения габаритов передач предъявляются повышенные требования к контакту зубьев передачи.

Скоростные передачи работают при повышенных боковых зазорах, которые компенсируют нагрев передачи и исключают гидравлические удары.

- К силовым передачам относятся з.п. шестерных клетей прокатных станов, подъемно – транспортных механизмов, редукторов привода проходческих машин и т.п. Колеса имеют большой модуль. Основное точностное требование к ним – обеспечение более полного использования боковых поверхностей зубьев, т.е. получение наибольшего пятна контакта зубьев.

- К передачам общего назначения не предъявляются повышенные требования по точности

Системы точности зубчатых передач.

ГОСТ 1643 –91 устанавливает 12 степеней точности зубчатых колес в порядке убывания точности: 1, 2...11, 12.

Для каждой степени точности установлены нормы:

- а) кинематической точности;
- б) плавности работы;
- в) контакта зубьев.

Для з.п. с выраженными кинематическими свойствами (металлорежущий станок) назначается степень точности по нормам кинематической точности. Степень

точности по нормам плавности назначают на 1 грубее, чем по кинематической точности.

5 – 6 – 6

Основным показателем точности скоростных з.п. и общего назначения является степень точности по нормам плавности, которую выбирают в зависимости от окружной скорости и типа передачи (прямозубая, косозубая ...) и термообработки зубьев.

Если степень точности по нормам плавности выбрана точнее 8, то с целью снижения трудоемкости целесообразно степень точности по нормам кинематической точности принимать на 1-2 грубее, чем по плавности.

8 – 7 – 7

Независимо от показателей точности стандарт устанавливает 6 видов сопряжения по боковому зазору: А, В, С, D, Е, Н.

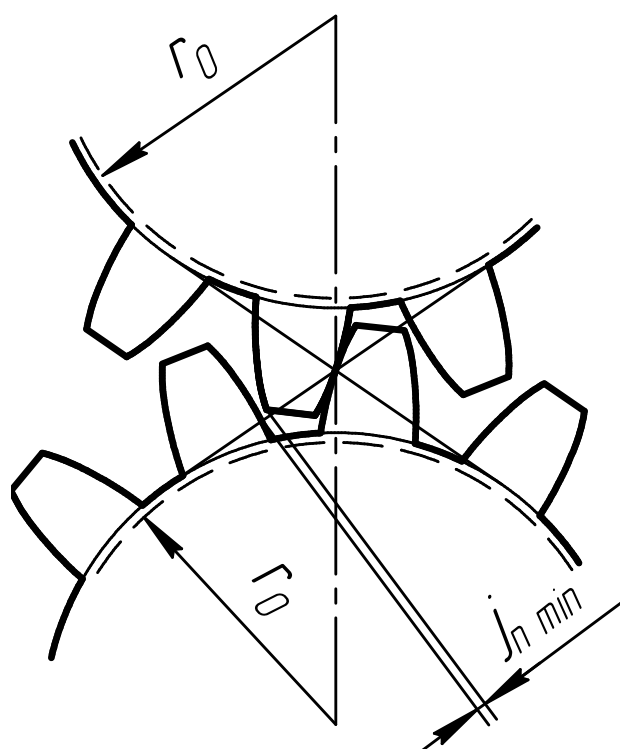


Рисунок 9.1 – Боковой зазор в передаче

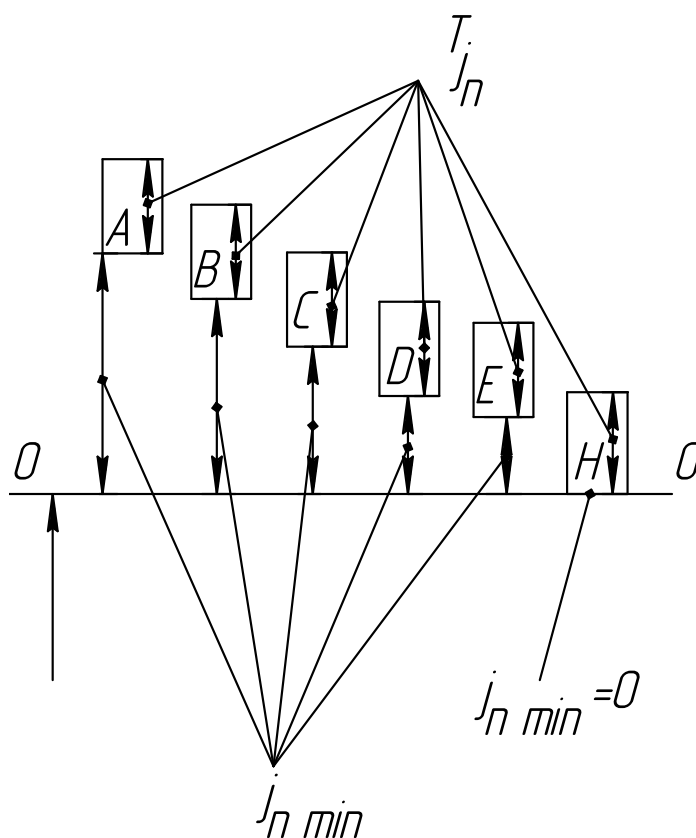


Рисунок 9.2 – Виды сопряжений зубьев зубчатых колес

Выбирать вид сопряжения лучше всего по расчету

$$j_{n \min} \geq \nu + a_w (\alpha_1 \cdot \Delta t_1 - \alpha_2 \cdot \Delta t_2) 2 \sin \alpha_w$$

$j_{n \min}$ - минимальный гарантированный боковой зазор.

ν - боковой зазор, необходимый для слоя смазки:

$$\nu = (0,01 \dots 0,03) m \begin{matrix} 0,01 - \text{для тихоходных} \\ 0,03 - \text{для быстроходных} \end{matrix}$$

$\alpha_1; \alpha_2$ - коэффициент линейного теплового расширения материала передачи и корпуса.

a_w - межосевое расстояние.

Δt_1 - перегрев передачи

$$\Delta t_1 = t_{3.n} - 20^\circ \text{C}$$

α_w - угол исходного контура ($\alpha_w = 20^\circ$)

Кинематическая точность

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и колеса (рис. 9.3; 9.4).

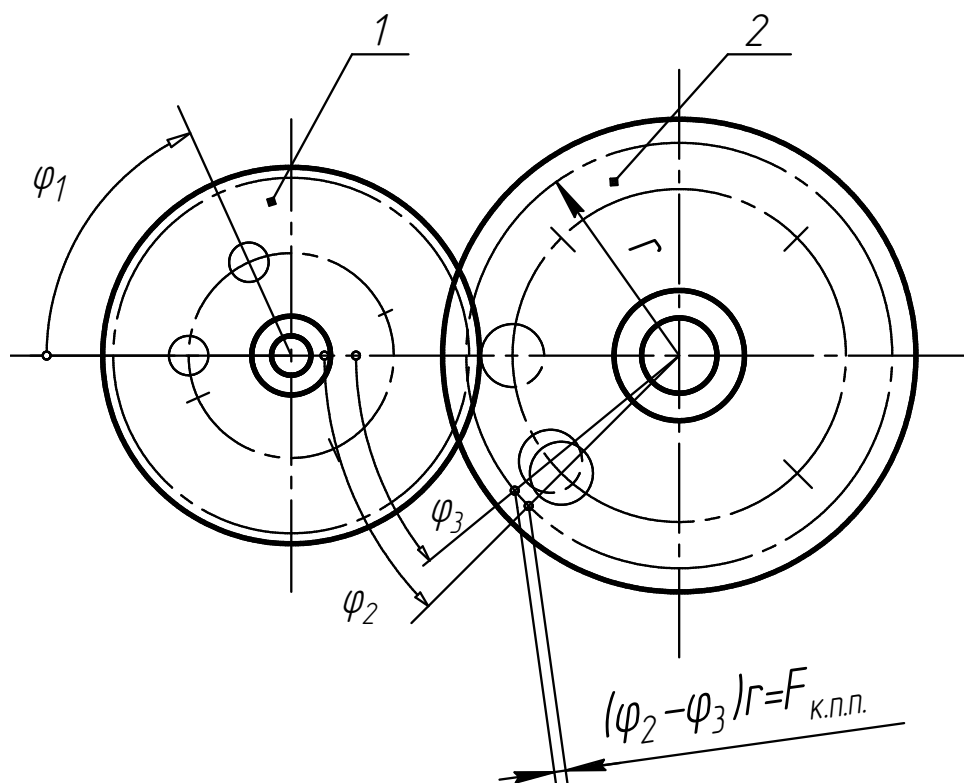


Рисунок 9.3 – Схема определения кинематической погрешности зубчатой передачи

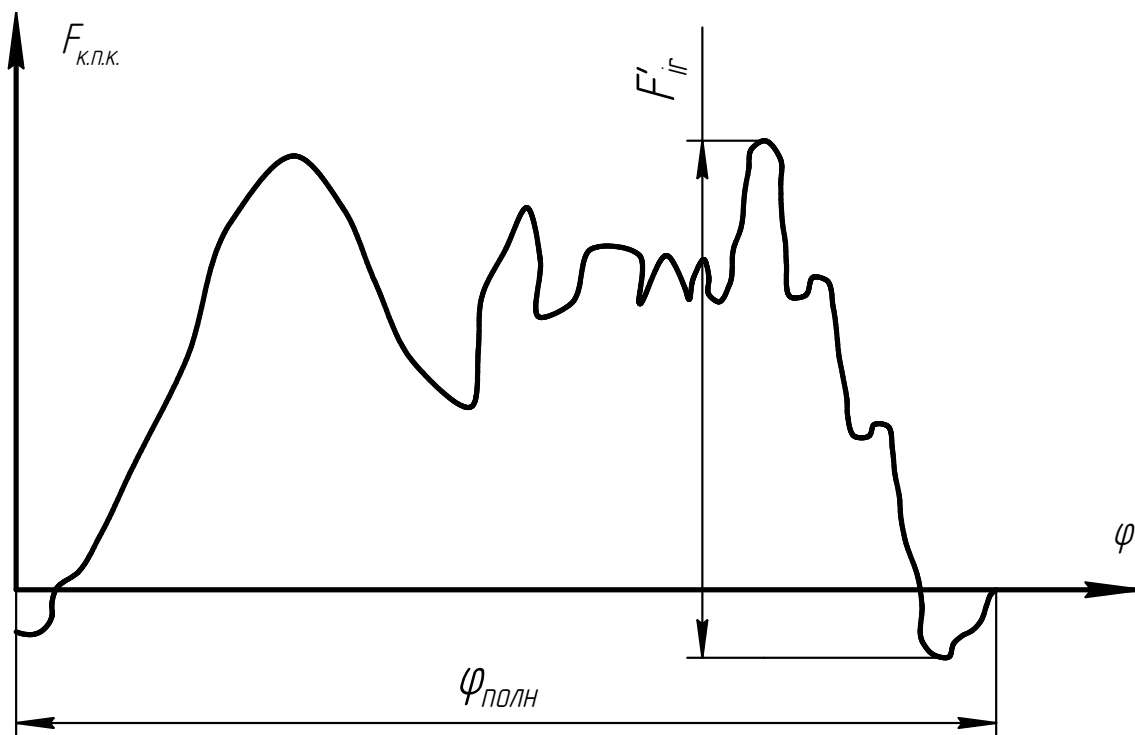


Рисунок 9.4 – Кривая кинематической погрешности зубчатого колеса

Кинематическая погрешность зубчатого колеса ($F_{к.п.к.}$) определяется как разность между действительным и номинальным углами поворота зубчатого колеса, ведомого измерительным (образцовым) колесом. Она выражается в линейных величинах длиной дуги делительной окружности.

Показателем кинематической точности зубчатого колеса является наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса (F'_{ir}), которая равна наибольшей алгебраической разности значений кинематической погрешности зубчатого колеса за один полный оборот.

Контроль кинематической погрешности трудоемок, поэтому производится только при изготовлении особо точных колес (3...6 степени точности) с помощью кинематометров.

Составляющими кинематической погрешности являются:

а) накопленная погрешность окружного шага F_{pr} .

Допуск $F_{p.}$ $F_{pr} \approx 0,8F'_{ir}$

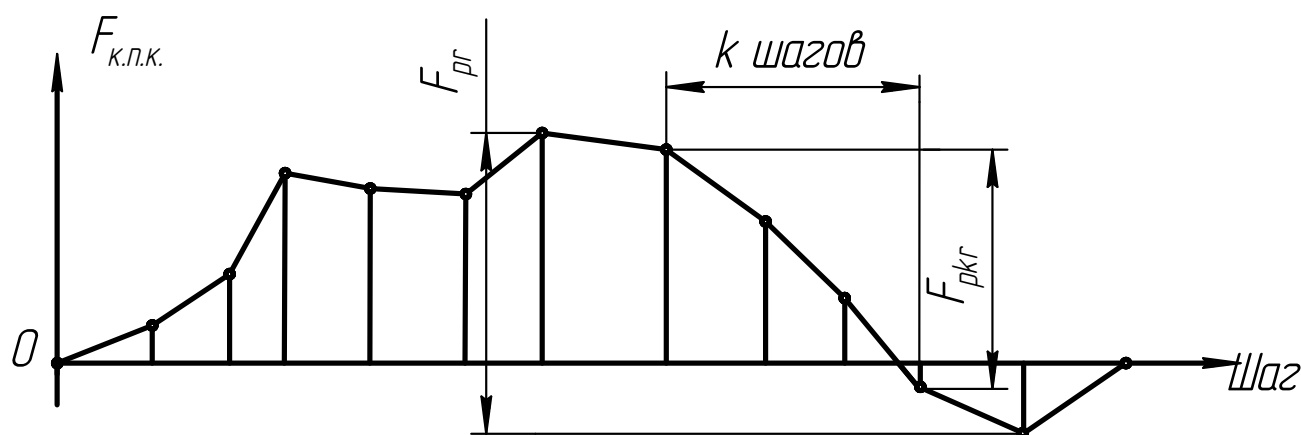


Рисунок 9.5 – Накопленная погрешность k шагов F_{prk} и накопленная погрешность по зубчатому колесу F_{pr}

б) радиальное биение зубчатого венца F_r

Допуск F_r .

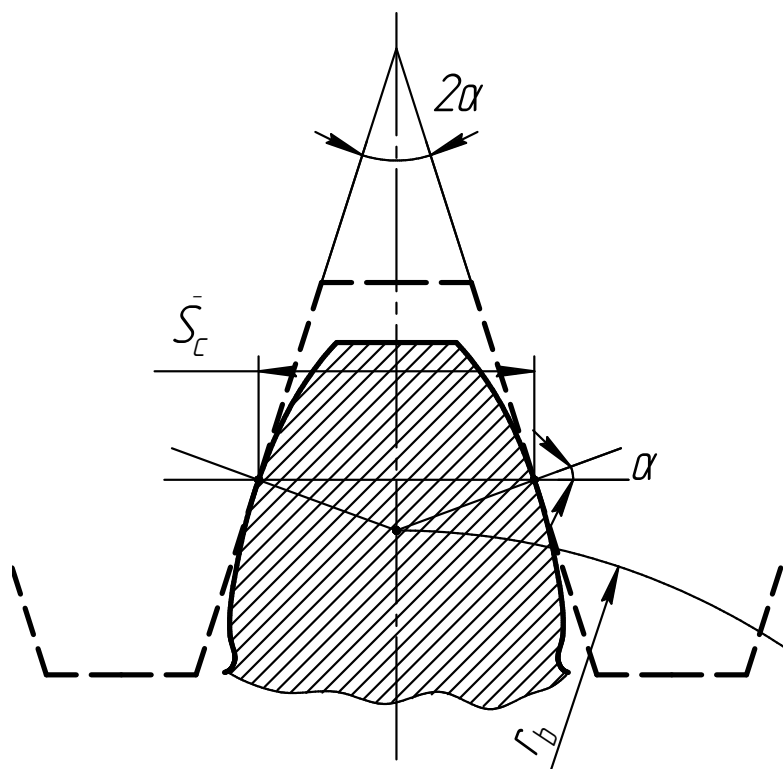


Рисунок 9.6 – Постоянная хорда зубчатого колеса

Постоянной хордой называют отрезок прямой, соединяющий точки касания исходного контура с обоими профилями зуба в нормальном сечении.

в) колебание длины общей нормали F_{VWr}

Допуск F_{VW} .

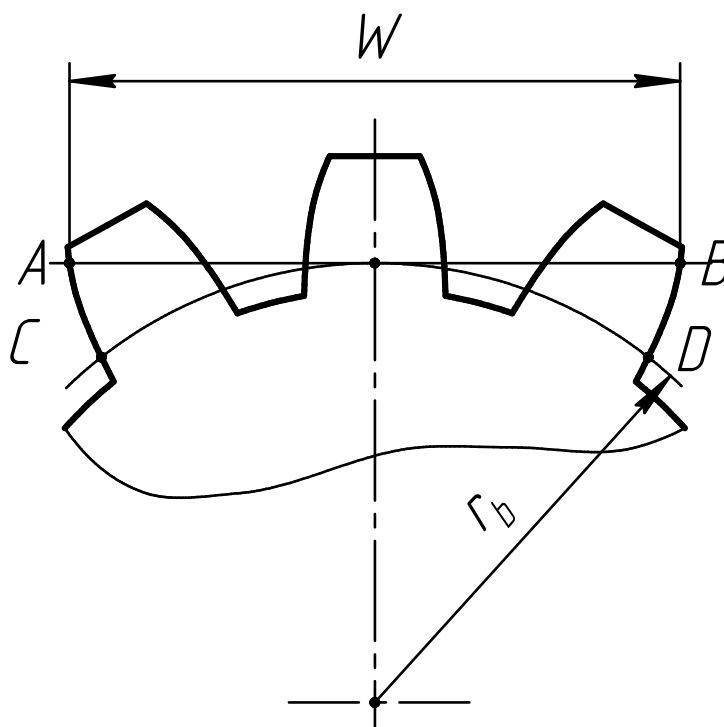


Рисунок 9.7 – Длина общей нормали зубчатого колеса

Длина общей нормали W – это расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям А и В зубьев колеса.

г) колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' или на одном зубе f_{ir}'' .

Допуски F_i'' и f_i'' .

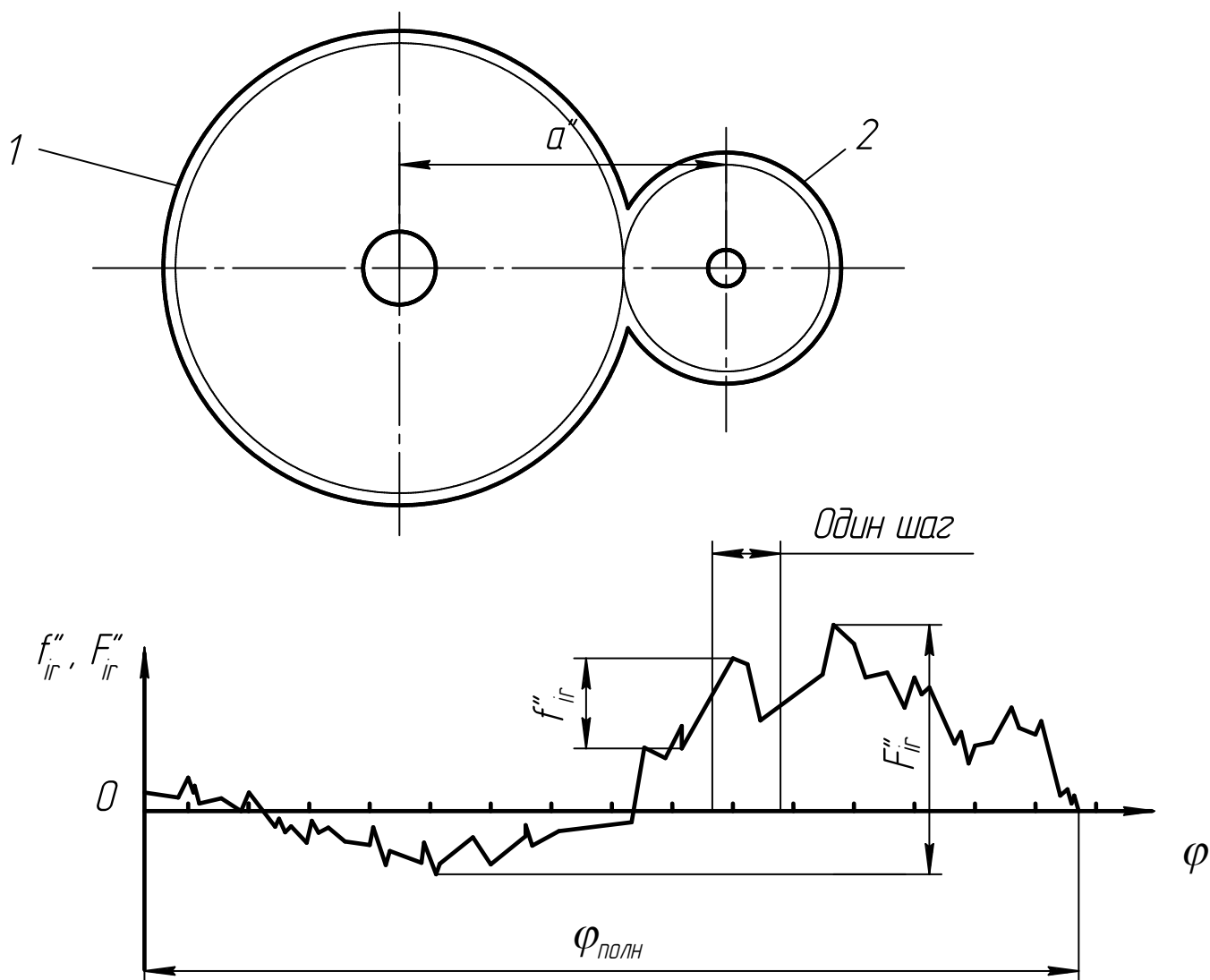


Рисунок 9.8 – Измерительное межосевое расстояние a'' и кривые колебаний его за оборот колеса F_{ir}'' и на одном зубе f_{ir}'' ; 1 и 2 – соответственно контролируемое и измерительное колеса

Номинальным измерительным межосевым расстоянием a'' называют расчетное расстояние между осями измерительного и рабочего колеса, имеющего наименьшее дополнительное смещение исходного контура.

Стандарт ГОСТ 1643 – 91 предусматривает контроль точности изготовления зубчатых колес по одному из комплексов:

1. Для передач 3...6 степеней точности
 - по кинематической погрешности F_{ir}' (F_i')
2. В условиях единичного производства:
 - по накл. погреш. окружного шага F_{pr} (F_p);
 - по радиальному биению зубчатого венца F_{rr} (F_r);
 - по колебанию длин общей нормали F_{vwr} (F_{vw}).
1. В условиях крупносерийного производства
 - по колебанию измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}'' (F_i'')
 - по колебанию длины общей нормали F_{vwr} (F_{vw}).

Плавность работы

Наиболее объективным показателем плавности работы зубчатых передач является местная кинематическая погрешность.

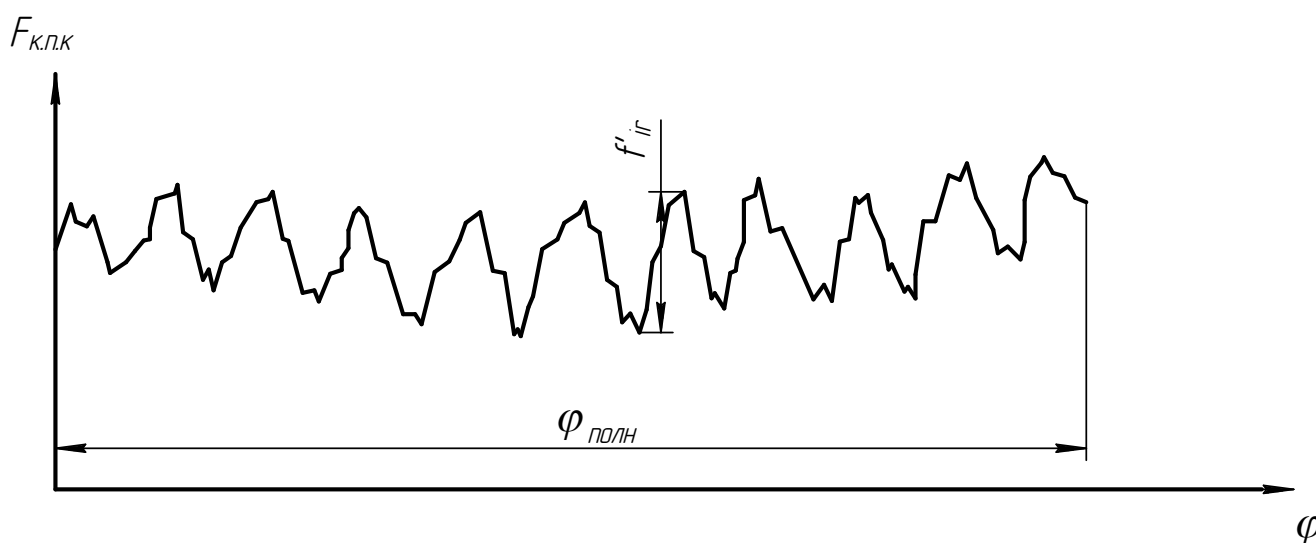


Рисунок 9.9 – Характер изменения местной кинематической погрешности f'_{ir}

Местная кинематическая погрешность колеса f_{ir}' - это наибольшая разность между местными соединениями (экстремальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса.

Составляющими местной кинематической погрешности являются:

- отклонение шага f_{ptr} (допуск f_{pt});
- отклонение шага зацепления f_{pbr} (f_{pb});
- отклонение профиля зуба f_{fr} (f_f);
- колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе f_{ir}'' (f_i'').
-

Контакт зубьев

Долговечность работы зубчатых передач зависит от полноты контакта сопряженных боковых поверхностей зубьев колес.

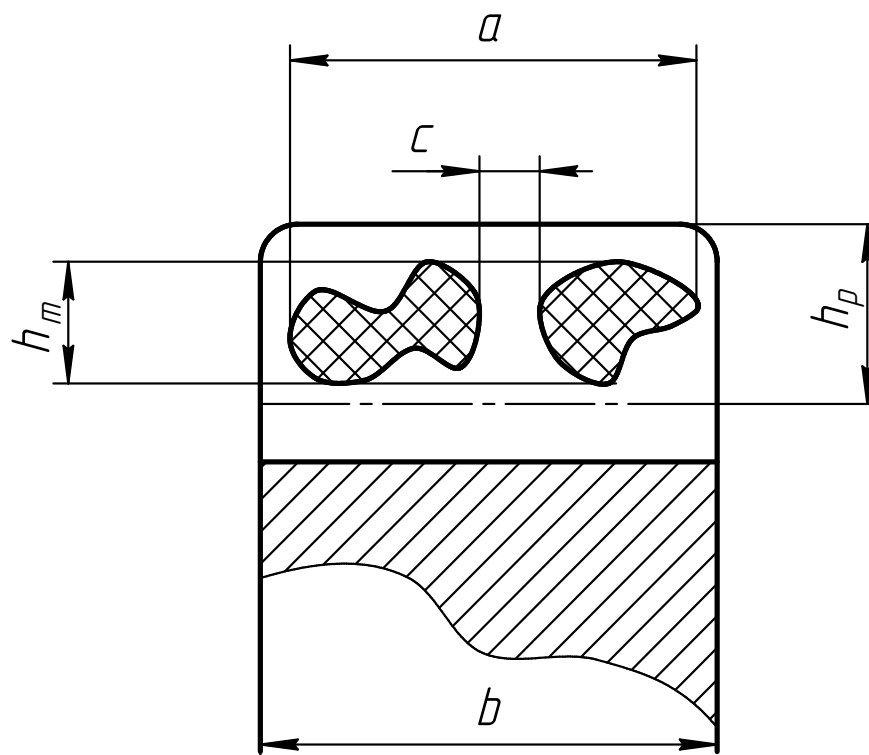


Рисунок 9.10 – Пятно контакта зубьев в передаче

h_{cp} – средняя высота следов прилегания зубьев.

h_c – высота зуба активной боковой поверхности.

Суммарным пятном контакта называют часть активной поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания его к зубьям парного колеса после вращения собранной передачи при непрерывном контактировании зубьев обоих колес.

Суммарное пятно контакта оценивается по относительным размерам:

По длине зуба:

$$F_{slr} = \frac{a}{b} \cdot 100 \quad (c < m)$$

$$F_{slr} = \frac{a - c}{b} \cdot 100 \quad (c > m)$$

по высоте:

$$F_{shr} = \frac{h_{cp}}{2m} \cdot 100$$

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зависят от точности зубонарезного инструмента и не зависят от квалификации рабочего.

Боковой зазор зависит от правильности установки на станке межосевого расстояния «инструмент – заготовка», от режимов резания, т.е. от квалификации станочника.

Поэтому показатели бокового зазора контролируют на каждом колесе и допуски бокового зазора наносят на рабочий чертеж колеса.

Рассмотрим методы контроля бокового зазора.

Методы контроля бокового зазора.

Пассивные методы:

- а) набором щупов;
- б) индикатором часового типа;
- в) по замерам толщины свинцовой пластинки, прокатанной между зубьями.

Активные методы:

- а) контроль смещения исходного контура от его номинального положения (тангенциальные зубомеры);
- б) контроль длины общей нормали (нормалемеры, штангенциркули);

в) контроль толщины зуба по постоянной хорде или по хорде делительной окружности (штангензубомеры);

г) контроль размера б.з. по роликам (рычажные скобы, оптиметры).

Контроль смещения исходного контура

Для создания в зубчатой передаче гарантированного зазора производят уменьшение толщины зуба по сравнению с расчетной теоретической толщиной. Это уменьшение создается путем радиального смещения исходного контура рейки зуборезного инструмента (рис. 9.11).

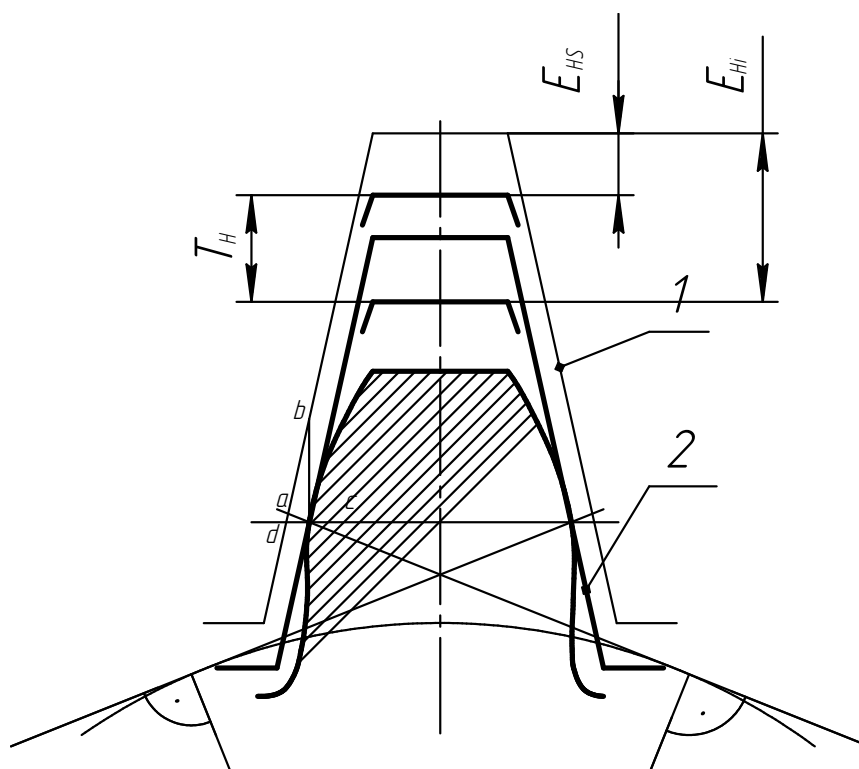


Рисунок 9.11 – Исходный контур зуборезного инструмента:

1 – номинальное положение;

2 – действительное положение

Дополнительное смещение исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса нормируется в ГОСТе 1643-81 двумя величинами:

- наименьшим дополнительным смещением исходного контура (E_{HS});
- допуском на смещение исходного контура (T_H).

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура (E_{HS}) назначают в зависимости от степени точности по нормам плавности и вида сопряжения.

$$E_{HS} = f(m; z; \text{степ. точн; вида сопр.})$$

Допуск на смещение исходного контура (T_H) установлен в зависимости от допуска на радиальное биение (F_r), вида сопряжения, причем $T_H > F_r$

$$T_H = f(m; z; \text{степ. точн; вида сопр})$$

Контроль смещения исходного контура осуществляют с помощью зубомера смещения.

Контроль толщины зубьев по постоянной хорде

ГОСТ 1643-91 взамен измерения дополнительного смещения исходного контура разрешает производить измерение толщины зуба по постоянной хорде.

Постоянной хордой называют отрезок прямой, соединяющий точки касания исходного контура с обоими профилями зуба в нормальном сечении.

Номинальная величина толщины зуба

$$S_c = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha \pm x \sin 2\alpha \right)$$

где x – коэффициент коррегирования

α - угол исходного контура.

Для коррегирования колес $S_c = 1,387 \cdot m$

Высота от окружности выступов до постоянной хорды

$$h_c = h_a - \left[\frac{\pi}{8} \cdot \sin 2\alpha \pm x \sin^2 \alpha \right] m$$

где h_a – высота головки зуба (для нормальных колес $h_a = m$)

Для коррегирования колес $h_c = 0,7476 \cdot m$

Предельные значения толщины зуба по постоянной хорде нормируют в ГОСТе: - наименьшим отклонением толщины зуба от номинальной (E_{CS});

- допуском на толщину зуба (T_c)

$E_{CS} = f$ (вида сопряжения, степени точности по нормам плавности, делительного диаметра).

$T_c = f$ (вида сопряжения, допуска на различное биение)

Контроль толщины зуба по постоянной хорде осуществляют с помощью штангензубомера.

Выполнение чертежей цилиндрических зубчатых колес

Правила оформления чертежей нормируются ГОСТ 2.403-75.

На изображении зубчатого колеса указывают:

- \varnothing окружности выступов;
- ширину венца;
- шероховатость боковой поверхности зубьев;
- размеры фасок.

На чертеже помещают таблицу параметров.

Состоит из 3-х частей:

- а) основные, для изготовления;
- б) для контроля;
- в) справочные данные.

Модуль	m	7
Число зубьев	z	60
Угол наклонов зубьев	β	16°
Направление линии зуба	-	Левое
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	X	0
Степень точности по ГОСТ 1643-91		8 – В
Толщина зуба по постоянной хорде	S_c	$9,71_{-0,55}^{-0,3}$
Высота до постоянной хорды	h_c	S, 23
Делительный диаметр	d	436,93

Лекция 10. Взаимозаменяемость шпоночных и шлицевых соединений

Допуски и посадки шпоночных соединений

Шпоночные соединения применяются для соединения втулок, шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей машин с валами.

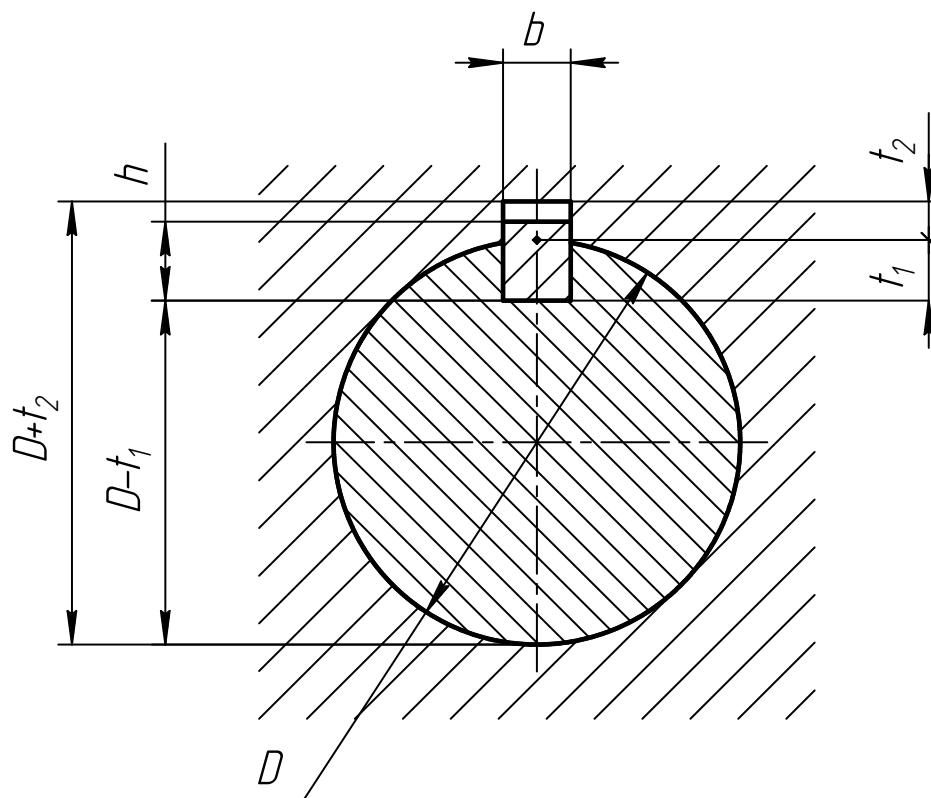


Рисунок 10.1 – Шпоночное соединение

Достоинства:

- простота и надежность конструкции;
- легкость сборки и разборки;
- невысокая стоимость.

Недостаток:

- снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за ослабления их поперечных сечений шпоночными пазами.

Существует три типа шпоночных соединений:

- а) свободное (подвижное);
- б) нормальное (неподвижное разъемное);
- в) плотное (неподвижное неразъемное).

Для получения различных посадок призматических шпонок установлены поля допусков на ширину b шпонок, пазов валов и втулок (ГОСТ 23360-78). Ширина шпонки определяет прочность всего соединения и является поэтому основным параметром.

Для ширины шпонки (b) установлено поле допуска $h 9$, для высоты (h) – $h 11$, для длины (l) – $h 14$.

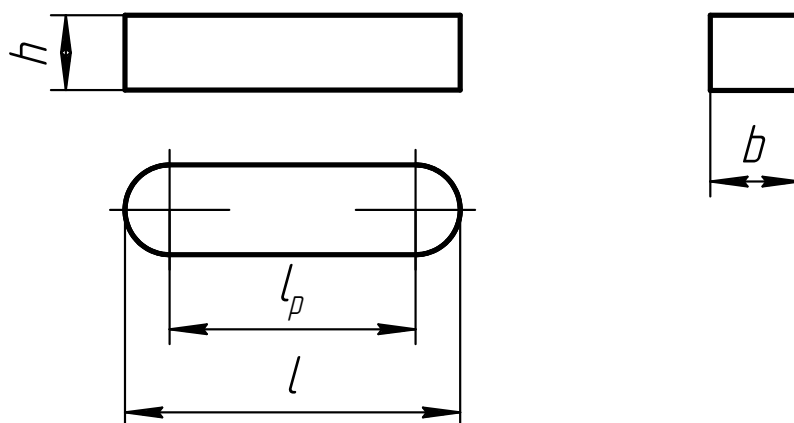


Рисунок 10.2 – Шпонка призматическая

Это делает возможным централизованное изготовление шпонок независимо от посадок.

Выбор посадок производят в зависимости от типа соединения.

Предельные отклонения размеров по ширине паза вала и втулки должны соответствовать:

- а) при свободном соединении на валу $H 9$, во втулке $D 10$
- б) при нормальном соединении на валу $N 9$, во втулке $Is 9$.
- в) при плотном соединении на валу $P 9$ и во втулке $P 9$.

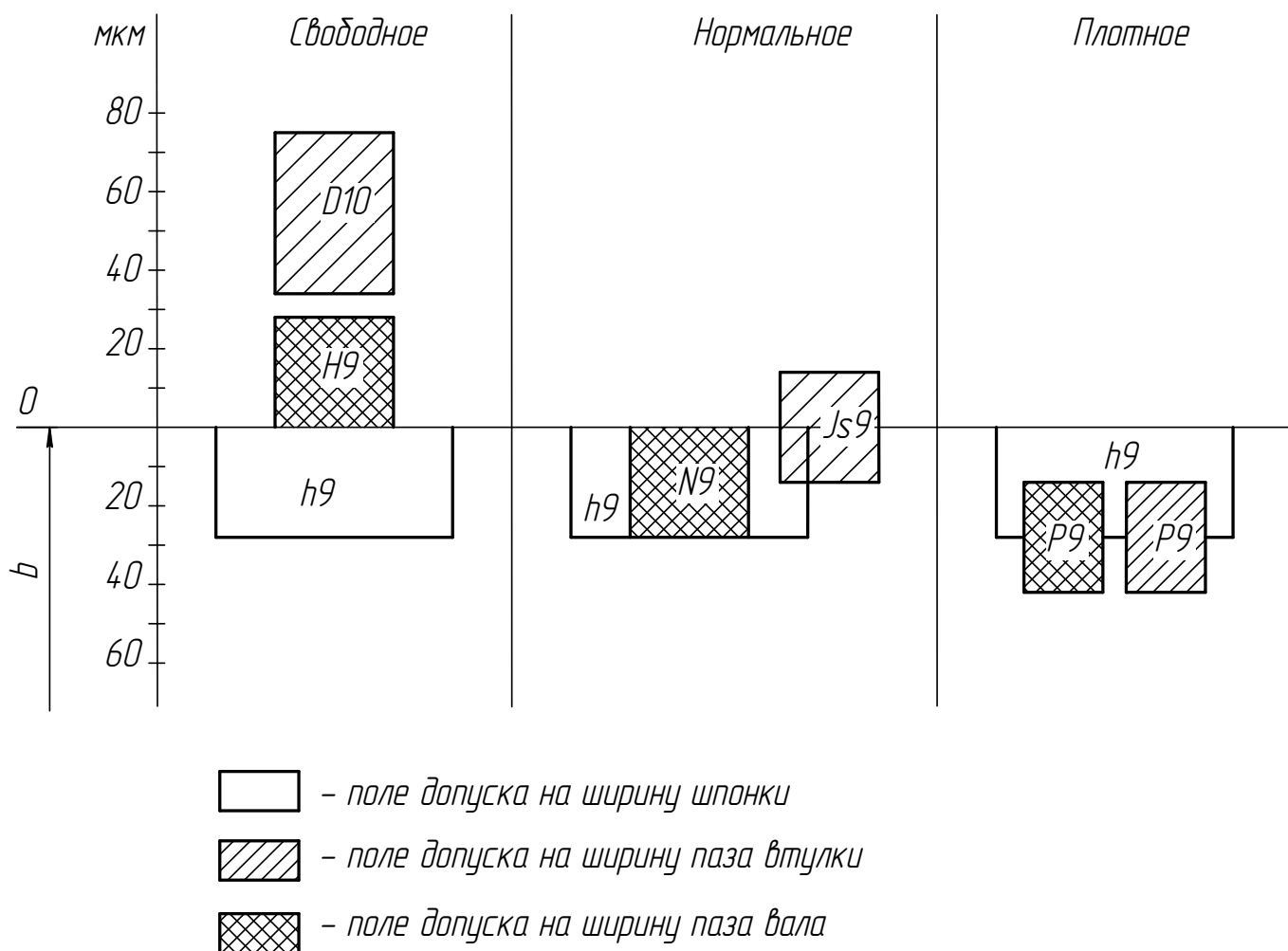


Рисунок 10.3 – Схема расположения полей допусков и посадок в шпоночных соединениях

Контроль шпоночных соединений комплексными и элементными калибрами. Допуски на изготовление комплексных калибров содержатся в ГОСТ 24109-80, а их конструкции и размеры регламентируются ГОСТ 24110-80 ... 24121-80.

Допуски и посадки шлицевых соединений

Шлицевым называется разъемное соединение составных частей изделия с применением пазов и выступов.

Шлицевые соединения бывают подвижные и неподвижные.

Шлицевые соединения обладают значительными преимуществами по сравнению со шпоночными:

- меньшее число деталей в соединении;
- большая нагрузочная способность за счет большей площади контакта рабочих поверхностей ступицы и вала;
- лучшее центрирование соединяемых деталей;
- высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках.

Недостаток:

- высокая трудоемкость и стоимость изготовления.

Основные типы шлицевых соединений:

- а) прямобочные;
- б) эвольвентные;
- в) треугольные.

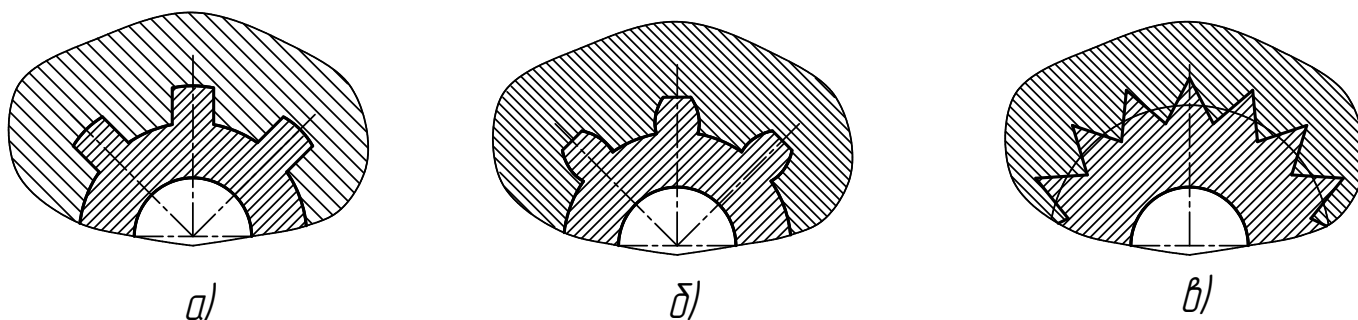


Рисунок 10.4 – Виды шлицевых соединений:

- а) прямобочные; б) эвольвентные; в) треугольные

Наибольшее распространение имеют прямобочные шлицевые соединения, размеры и допуски которых регламентированы ГОСТ 1139-80.

Рассмотрим допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба. ГОСТ 1139-80.

Существует три способа центрирования:

- а) по наружному диаметру;
- б) по внутреннему \emptyset ;
- в) по боковым сторонам зубьев.

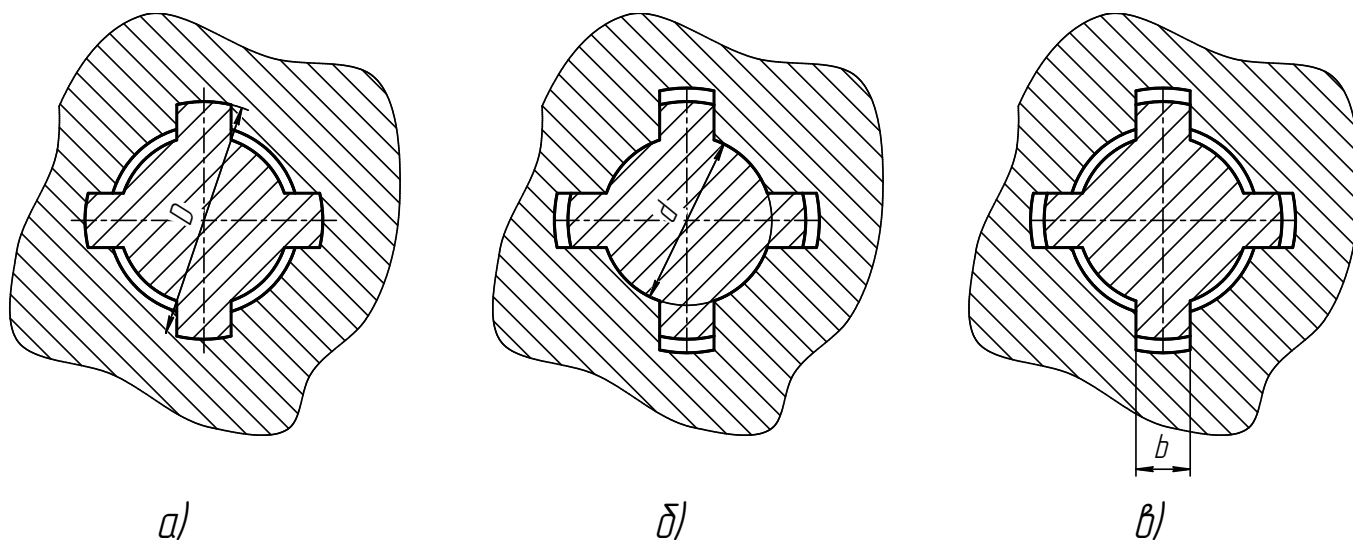


Рисунок 10.5 – Способы центрирования шлицевых соединений:

- а) по внешнему диаметру D ; б) по внутреннему диаметру d ;
 в) по боковым поверхностям зубьев b

а) Центрирование по $\varnothing D$ рекомендуются, когда втулку термически не обрабатывают. Этот способ применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.

б) Центрирование по внутреннему диаметру d целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость. Способ обеспечивает точное центрирование и применяется для подвижных соединений.

в) Центрирование по боковым сторонам b целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот способ способствует равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования и поэтому применяется редко.

Посадки шлицевых соединений назначают в системе отверстия по центрирующей цилиндрической поверхности и по боковым поверхностям впадин втулок и зубьев вала (т.е. по d и b , или D и b , или только b). Допуски и основные отклонения размеров D , d и b шлицевого соединения назначают по ГОСТ 25346-82.

Поля допусков в ГОСТ 1139-80.

Посадки назначают в зависимости от способа центрирования:

$$\frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; - \text{ для } d;$$

$$\frac{F8}{js7}; \frac{D9}{h9}; \frac{F8}{f7} - \text{ для } b;$$

$$\frac{H7}{e8}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6} - \text{ для } D - \text{ дают соединения с зазором}$$

$$\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{js6} - \text{ для } d \text{ и } D - \text{ дают соединения с переходными посадками.}$$

Для нецентрирующих диаметров установлены следующие поля допусков:

Таблица 10.1 – Поля допусков нецентрирующих размеров

	вал	Втулка
Для D при центрировании по d или b	a 11	H 12
Для d при центрировании по D или b	Свободная посадка $\geq d_1$	H 11

Обозначение шлицевых соединений валов и втулок

$$Z = 8$$

$$d = 36 \text{ мм}$$

$$D = 40 \text{ мм}$$

$$b = 7 \text{ мм}$$

Центрирование по $\varnothing d$

Посадка по диаметру \varnothing центрирования $\frac{H7}{g6}$ по b $\frac{D9}{h9}$:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{g6} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h9}$$

Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами и поэлементными непроходными калибрами.

Допуски калибров для контроля шлицевых прямобочных соединений регламентированы ГОСТ 7951-80.

Лекция 11. Взаимозаменяемость резьбовых соединений

Основные типы резьб, классификация и эксплуатационные требования к ним

Соединения деталей с помощью резьбы являются одними из старейших и наиболее распространенных видов разъемных соединений. Более 60% всех деталей современных машин имеют резьбы. Сюда относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т.д.

По эксплуатационному назначению различают резьбы общего применения и специальные. К первой группе относятся:

а) крепежные (метрическая, круглая дюймовая), применяемые для разъемного соединения деталей машин. Такие резьбы должны обладать высокой прочностью и большим трением, предохраняющим детали от самоотвинчивания.

б) кинематические (прямоугольная, трапецеидальная, упорная). Применяется для ходовых винтов, винтов суппортов станков, столов измерительных приборов. Такие размеры должны обеспечивать точное применение при минимальном трении. Упорные резьбы обеспечивают преобразование вращательного движения в поступательное (домкраты, прессы).

в) трубные – для герметичного соединения труб и арматуры.

Общим для всех резьб требованием являются: долговечность и свинчиваемость.

Основные параметры и краткая характеристика метрической резьбы.

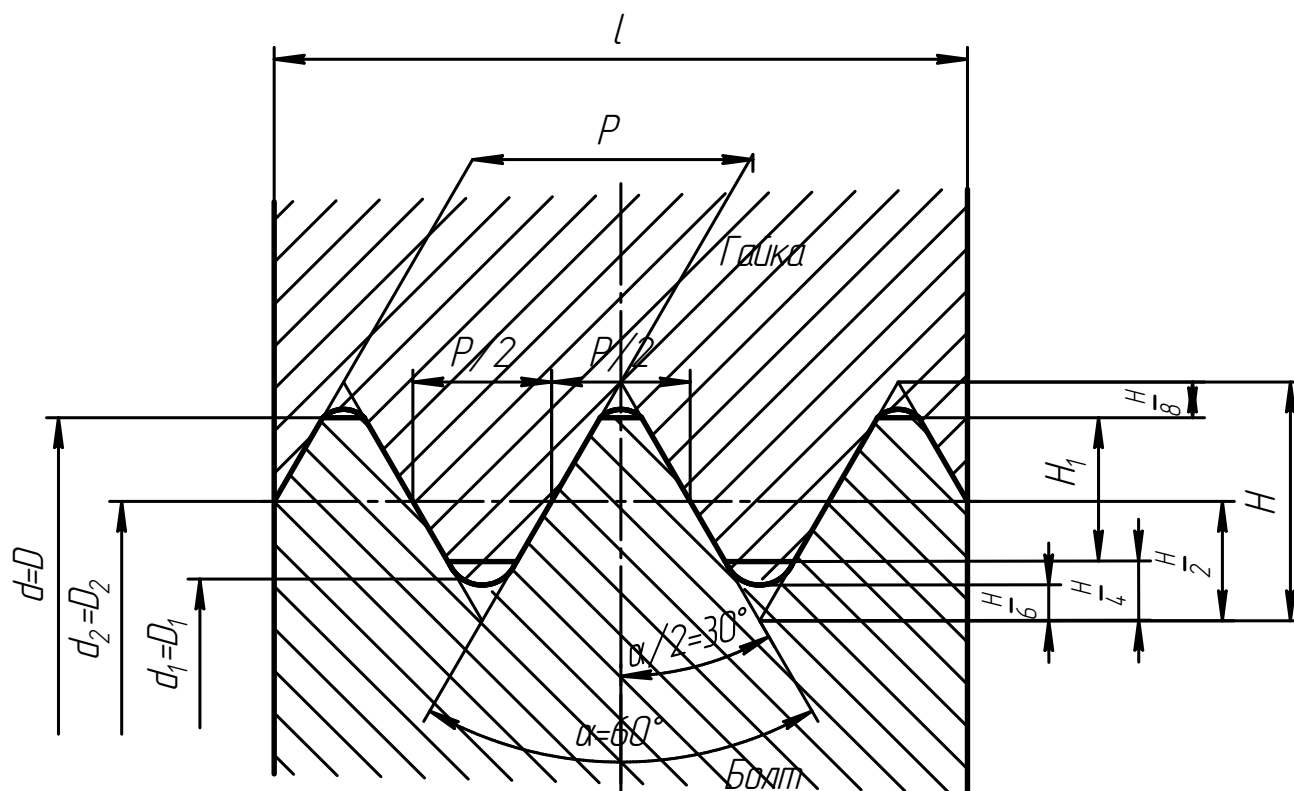


Рисунок 11.1 – Основные параметры метрической резьбы

ГОСТ 9150-81 регламентирует основные параметры метрической резьбы

- наружный диаметр d (D);
- внутренний диаметр d_1 (D_1);
- средний диаметр d_2 (D_2);
- шаг резьбы P ;
- угол профиля α ;
- высота исходного треугольника H ;
- рабочая высота профиля H_1 ;
- длина свинчивания l .

Геометрические размеры резьбы стандартизированы. ГОСТ 8724-81 –

Устанавливается три ряда диаметров метрической резьбы, первой из которых предпочтительнее. В пределах каждого ряда предусмотрены резьбы с крупным и мелким шагом.

Например. Для $\varnothing 14$ мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом

$P = 2$ мм, пять мелких резьб с шагами $P = 1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5$ мм.

В общем машиностроении в основном применяются резьбы с крупным шагом, как менее чувствительные к ошибкам изготовления.

Отклонения шага и угла профиля резьбы. Их диаметральной компенсации

Резьбовые соединения относят к сложным соединениям, т.к. на взаимозаменяемость влияет точность выполнения всех перечисленных выше параметров. При реальном выполнении резьбовых соединений основная посадка назначается по среднему диаметру ($d_2; D_2$), при этом независимо от этой посадки по наружному диаметру

($d; D$) и внутреннему диаметру ($d_1; D_1$) предусмотрены гарантированные зазоры. По наружному диаметру за счет соответствующей посадки, а по внутреннему зазор определяется величиной ($H/4 - H/6$).

Погрешности шага и половины угла профиля компенсируются расширенными допусками на средний диаметр.

Рассмотрим несколько случаев.

Случай 1. Резьба гайки идеальная, болт имеет только накопленную погрешность шага.

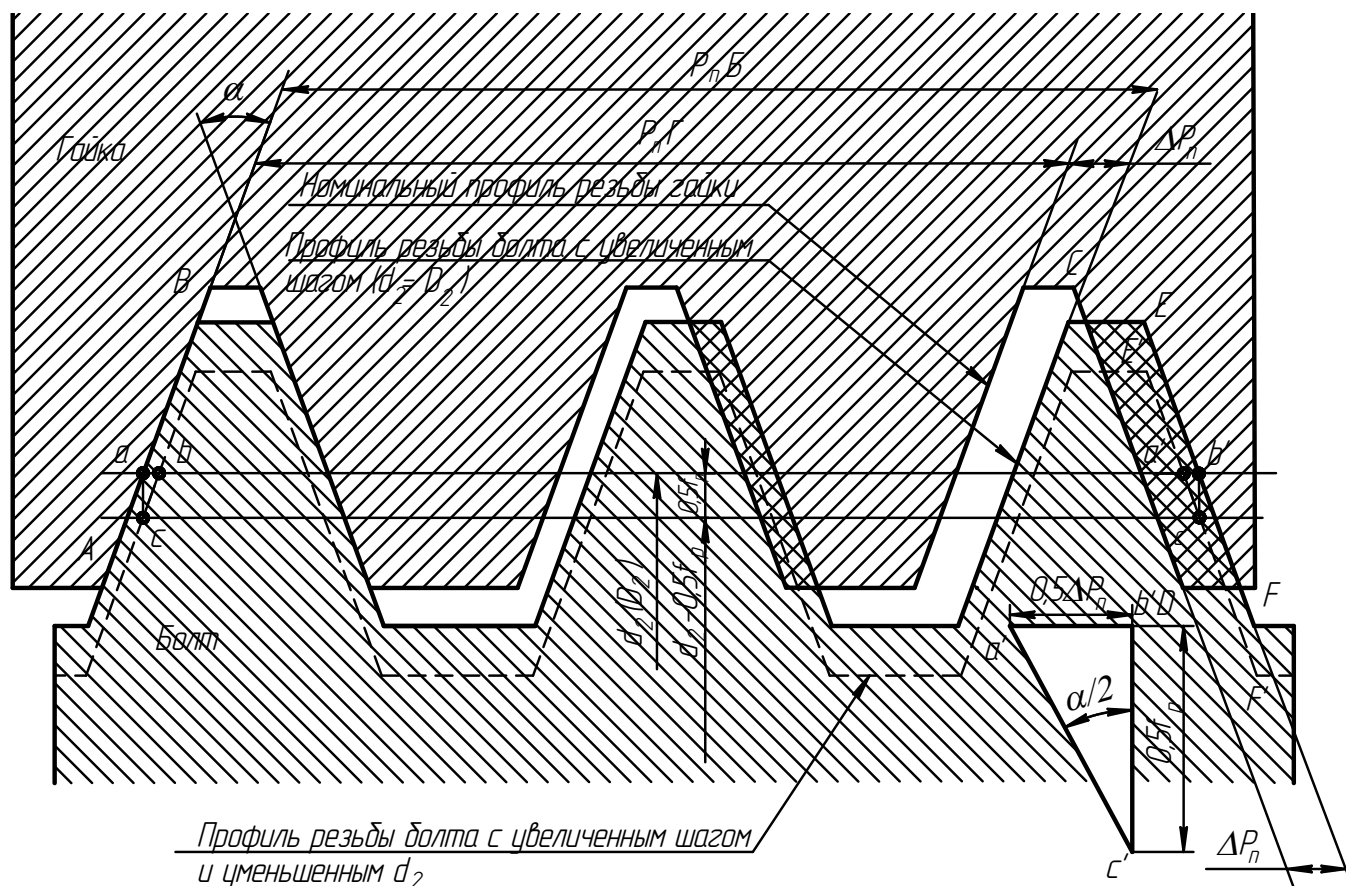


Рисунок 11.2 – Отклонение шага резьбы и его диаметральной компенсация

При равенстве средних диаметров гайки и болта свинчиваемость невозможна из – за наложения металла в заштрихованной области.

Чтобы компенсировать погрешность шага ΔP_n необходимо обеспечить условие:

$$D_2 - d_2 \geq f_p = 1,732 \Delta P_n$$

Условие свинчиваемости:

$$D_2 \geq d_2 + f_p$$

Случай 2. Профиль резьбы гайки идеален, профиль болта имеет только погрешность угла профиля.

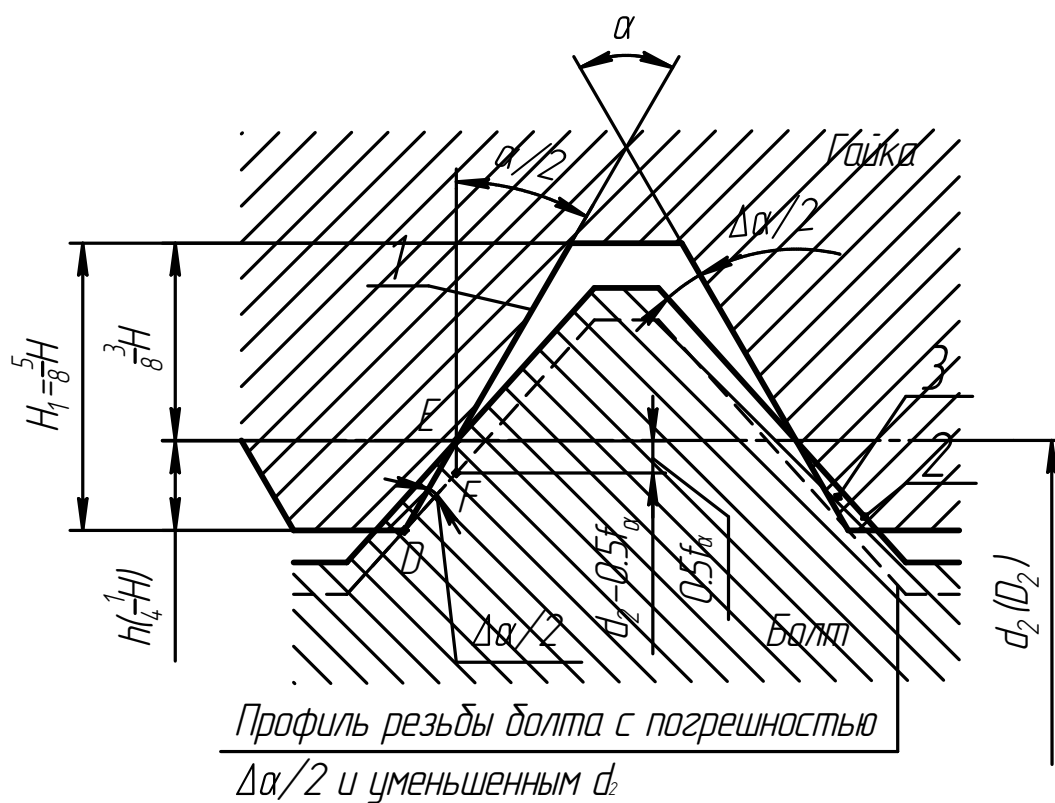


Рисунок 11.3 – Отклонение половины угла профиля и его диаметральной компенсация

Чтобы компенсировать погрешность угла профиля необходимо обеспечить условие:

$$D_2 - d_2 \geq f_\alpha = 0,29P \left(\Delta \frac{\alpha}{2} \right)$$

Условие свинчиваемости:

$$D \geq d_2 + f_\alpha$$

Случай 3. Профиль резьбы гайки идеален. Болт имеет погрешность шага ΔP_h и погрешность угла профиля $\Delta \alpha / 2$.

Условие свинчиваемости:

$$D_2 \geq d_2 + f_p + f_\alpha$$

Случай 4. Реальный. $\Delta P' \neq 0$; $\left(\Delta \frac{\alpha}{2} \right) \neq 0$ - для болта

$\Delta P'' \neq 0$; $\left(\Delta \frac{\alpha}{2} \right) \neq 0$ - для гайки.

Условие взаимозаменяемости:

$$D_2 - d_2 \geq (f'_p + f''_p) + (f'_\alpha + f''_\alpha)$$

Чтобы гарантировать взаимозаменяемость, было решено:

$$D_2 - f''_p - f''_\alpha \geq d_2 + f'_p + f'_\alpha$$

Это условие более жесткое, т.к. не учитывает возможную компенсацию погрешностей с одним знаком.

Величины $(D_2 - f''_p - f''_\alpha)$ и $(d_2 + f'_p + f'_\alpha)$ называются приведенными средними диаметрами резьбы гайки и болта.

При наличии погрешностей шага и угла профиля резьбы у обеих деталей получаемый в соединении зазор определяется разностью действительных значений приведенных средних диаметров:

$$S = D_{2\text{пр}} - d_{2\text{пр}}$$

Система допусков и посадок метрических резьб

Система допусков и посадок для метрических резьб диаметром 1...600 мм основана на международных стандартах ИСО и регламентирована следующими ГОСТами:

ГОСТ 16093-81 – посадки с зазором.

ГОСТ 4608-81 – посадки с натягом.

ГОСТ 24834-81 – переходные посадки.

Посадки с зазором.

Установлены ряды основных отклонений

Для диаметров наружной резьбы (болтов) – $d; e; f; g; h$.

Для диаметров внутренней резьбы (гаек) – $E^*; F^*; G; H$.

E^* и F – для специального применения при значительных толщинах слоя защитного покрытия.

Установлены также следующие степени точности, определяющие величину допусков диаметров болтов и гаек:

Диаметр болта наружный d – 4; 5; 6.

Средний d_2 – 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10**

Гайки внутренний D_1 – 4; 5; 6; 7; 8.

Средний D_2 – 4; 5; 6; 7; 8; 9**

** - только для пластмассовых резьб.

Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием основного отклонения (буква) с допуском по принятой степени точности (цифра): $6H$, $6g$, $6h$.

Поле допуска резьбы образуется сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска внутреннего диаметра (для гаек) и наружного диаметра (для болтов): $5H6H$; $7g6g$.

Если обозначение поля допуска среднего диаметра совпадает с полем допуска наружного или внутреннего диаметра принимают сокращенную запись: $6g6g = 6g$, $6H6H = 6H$.

Схемы расположения полей допусков и основных отклонений диаметров наружной и внутренней резьбы в посадках с зазором приведены на рис. 11.4 и 11.5.

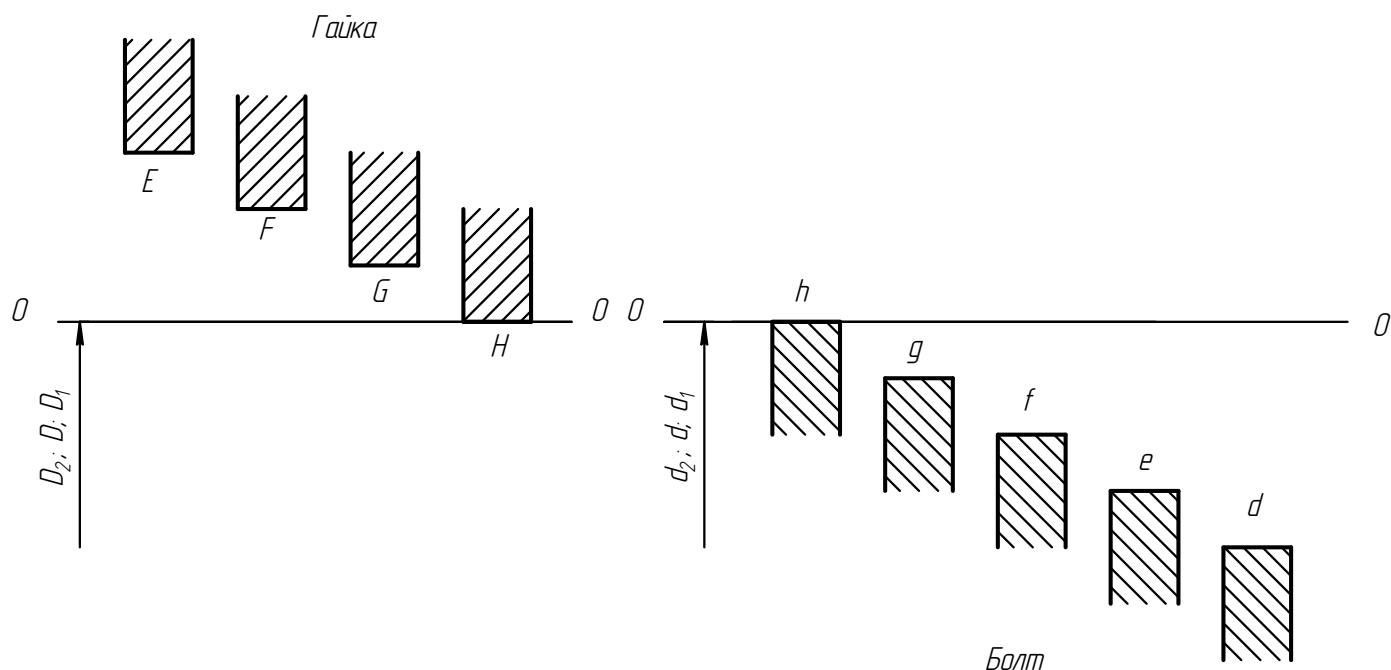


Рисунок 11.4 – Основные отклонения метрической резьбы при посадке с зазором

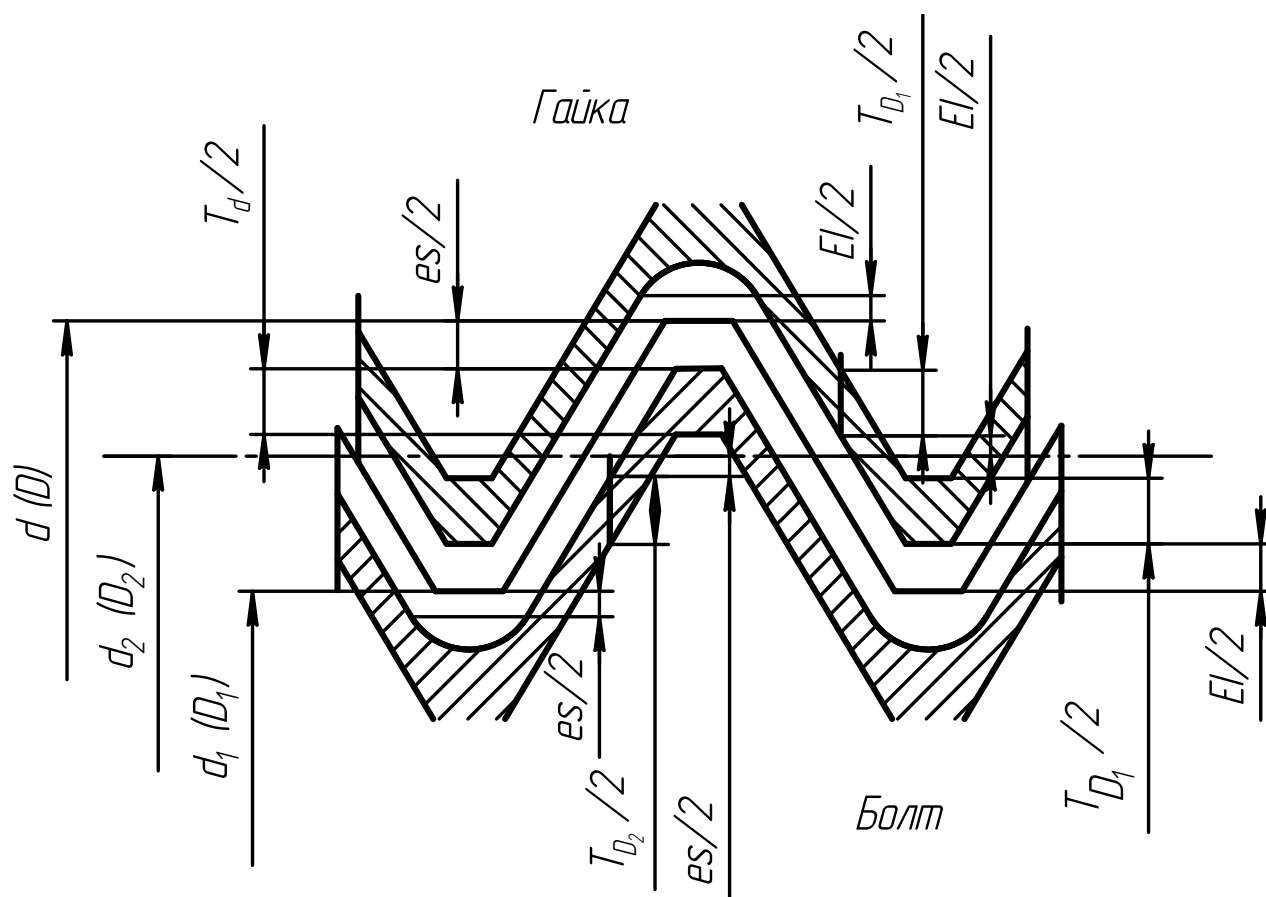


Рисунок 11.5 – Расположение полей допусков метрической резьбы болта и гайки при посадке с зазором

Установлены 3 группы длин свинчивания:

S – малая (короткая);

N – нормальная;

L – большая (длинная).

На чертежах поле допуска резьбы указывают после обозначения размера резьбы (ГОСТ 8724-81):

Болт $M24 - 6g$; гайка $M24 - 6H$ (при длине свинчиваемости N)

Если длина свинчиваемости отличается от нормальной:

Болт $M24 - 6g - 40$.

На сборочных чертежах посадки резьбовых соединений обозначают дробью

$$M24 \frac{6H}{6g}; M12 \frac{4H5H}{4h}$$

Метрические резьбы с натягами и переходными посадками предназначены для резьбовых соединений, образованных ввертыванием стальных шпилек в резьбовые

отверстия, т.е. для крепежных соединений, работающих в условиях сотрясений, вибраций, переменного температурного режима, а также для обеспечения неподвижности резьбовых соединений при эксплуатации или центрирования деталей по резьбе. Посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала. Расположение полей допусков наружной и внутренней резьбы при посадке с натягом показано на рис.11.6.

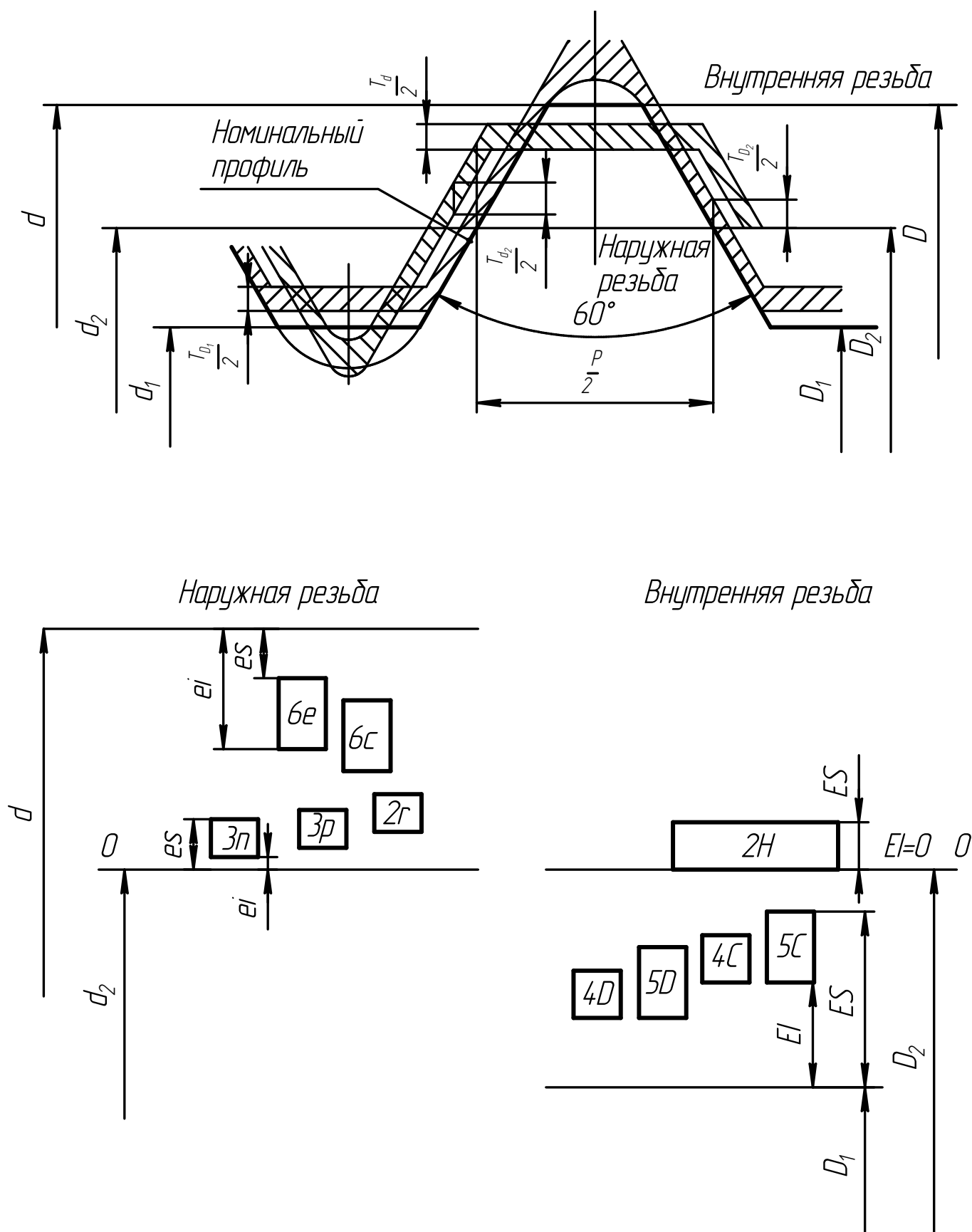


Рисунок 11.6 – Расположение полей допусков резьбы с натягом

Лекция 12. Допуски углов. Взаимозаменяемость конических соединений

Допуски углов

Допуски углов конусов и призматических элементов деталей и ряды нормальных углов установлены ГОСТ 8908-81.

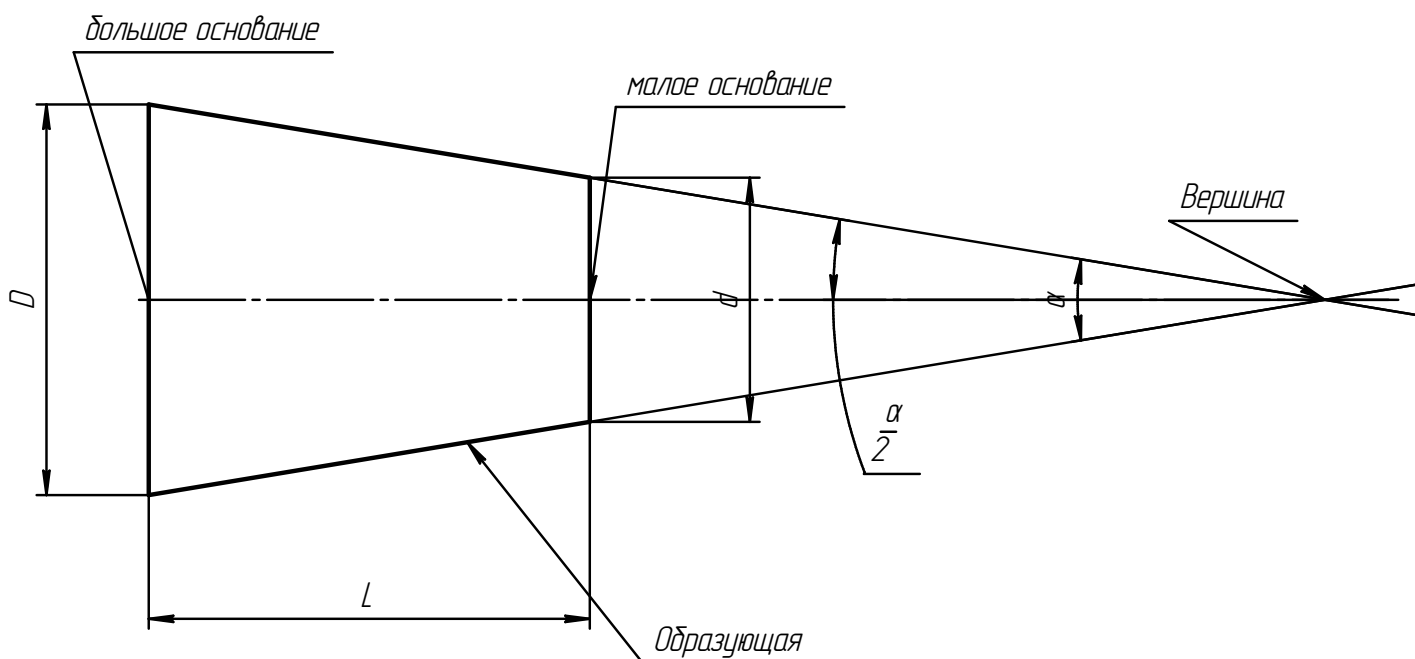


Рисунок 12.1 – Параметры конуса

Конус наружный и внутренний характеризуется следующими параметрами:

- диаметром большого основания (D);
- диаметром малого основания (d);
- углом конуса (α);
- углом уклона ($\alpha/2$);
- длиной конуса (L).

Угол уклона $\alpha/2$ связан с размерами D , d и L следующим соотношением:

$$\frac{(0,5D - 0,5d)}{L} = \operatorname{tg} \alpha / 2$$

или

$$\frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha / 2 = C$$

где $2 \operatorname{tg} \alpha / 2 = C$ – конусность;

$$\operatorname{tg} \alpha / 2 = \frac{C}{2} - \text{уклон } i.$$

Для облегчения достижения взаимозаменяемости установлены ряды нормальных конусностей ГОСТ 8593-81

ГОСТ 8908-81 устанавливает 17 степеней точности допусков углов:

1, 2, ..., 17.

Допуск угла заданной точности обозначают : АТ 1 (от англ. Angle Tolerance – допуск угла).

Допуск угла – это разность между наибольшим и наименьшим предельными углами.

Для каждой степени точности установлены:

1. Допуск угла AT_{α} , выраженный в угловых единицах (приведены в ГОСТ 8908-81)

2. Допуск угла AT_h , выраженный отрезком на перпендикуляре к стороне угла, проведенном на расстоянии L_l от вершины этого угла. Практически этот отрезок равен длине дуги с радиусом L_l , стягивающей угол $\frac{AT_{\alpha}}{2}$.

3. Допуск угла конуса AT_D , выраженный допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси конуса сечениях на расстоянии L .

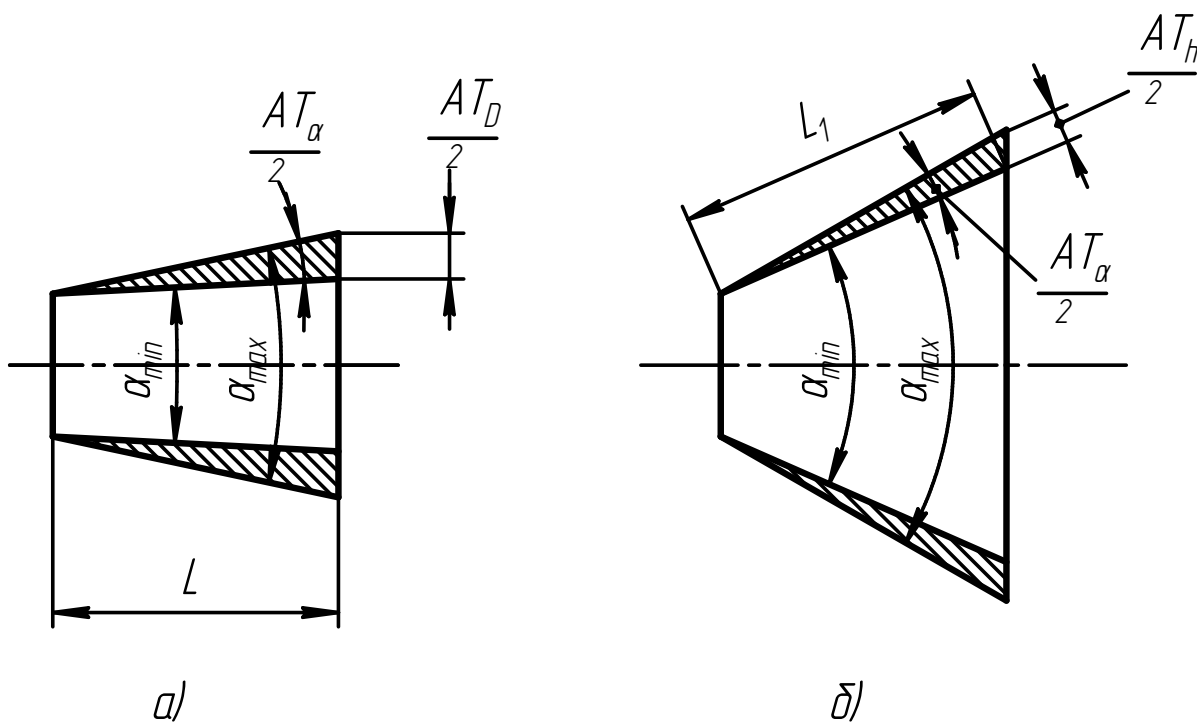


Рисунок 12.2 – Расположение полей допусков углов конусов

Допуск AT_h назначают на конусы, имеющие $C > 1:3$, в зависимости от L_1 :

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3},$$

где AT_h – в мкм

AT_α – в мкрад

L_1 – в мм

Для конусов с $C \leq 1:3$ принимают $L_1 = L$ и назначают допуск AT_D . Причем

$$AT_D \approx AT_h.$$

Для конусов с $C > 1:3$:

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где α – номинальный угол конуса.

Система допусков и посадок конических соединений

Широкое распространение конических соединений объясняется целым рядом их достоинств, к которым относятся:

а) геометричность;

- б) высокая прочность и напряженность соединения;
- в) возможность легкого регулирования зазора или натяга с помощью изменения осевого расположения деталей;
- г) способность конической пары к быстрой разборке и сборке;
- д) самоцентрируемость.

Конические соединения можно разделить на следующие виды:

- а) неподвижные соединения (с натягом);
- б) плотные (с возможностью скольжения);
- в) подвижные (с зазором).

а) Предназначены для исключения взаимного перемещения деталей или передачи крутящего момента. Работу соединения обеспечивает сила трения. Натяг обеспечивается затяжкой или запрессовкой наружного конуса во внутренний. При больших нагрузках и относительно малом натяге, при вибрациях предусматривается одна или две шпонки.

Примеры. Соединения фланцевых муфт с валами; конические фрикционные муфты; конические штифты.

б) применяются для обеспечения газо-, водо- и маслонепроницаемости по сопрягаемым поверхностям, т.е. для герметизации соединения путем притирки поверхностей.

Примеры. В двигателях для посадки клапана в седло; в жиклерах карбюраторов.

в) применяются для обеспечения относительного вращения или зазора между элементами пары. Обеспечивают точное центрирование и компенсацию износа рабочих поверхностей перемещением деталей вдоль оси.

Примеры. В точных приборах; конических подшипниках станков; дозирующих и регулирующих устройствах.

При обработке реальной конической детали возникают различные отклонения от номинального конуса. Для нормальной эксплуатации соединения необходимо, чтобы отклонения действительных размеров конуса находились в пределах заданных допусков.

Допуски и посадки для конических соединений устанавливает ГОСТ 25307-82.

Основные геометрические параметры конического соединения приведены на рис. 12.3.

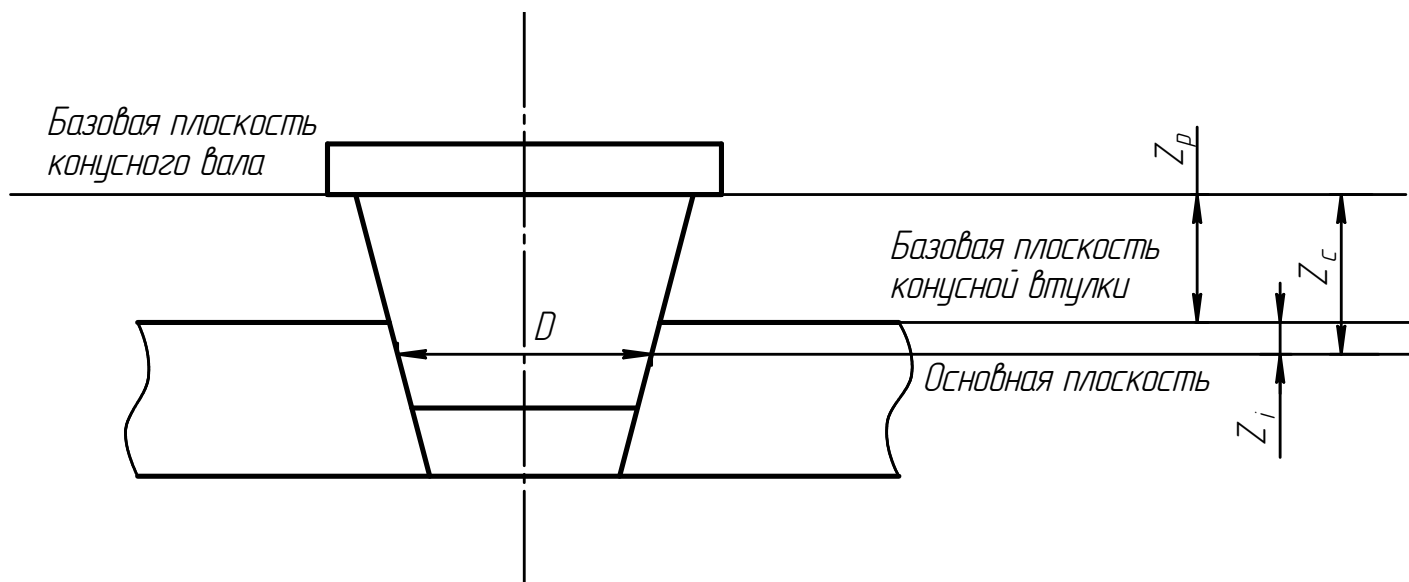


Рисунок 12.3 – Основные геометрические параметры конического соединения

Основная плоскость – это плоскость поперечного сечения конуса, в которой задают его номинальный диаметр.

Базовая плоскость – это плоскость, по которой определяют осевое положение основной плоскости.

Базорасстояние – это расстояние между базовой и основной плоскостью между базовыми плоскостями.

Z_C – базорасстояние конического вала;

Z_I – базорасстояние конической втулки;

Z_P – базорасстояние конического соединения.

Коническое соединение характеризуется конической посадкой и базорасстоянием соединения.

Посадки подразделяются в зависимости от следующих способов фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов:

1. Путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов (базовых плоскостей);
2. По заданному базорасстоянию соединения (z_p);

3. По заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения;

4. По заданному усилию запрессовки, прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов.

Для конусов устанавливают допуски: диаметра конуса в любом сечении T_D , в заданном сечении T_{DS} , угла конуса AT_α , формы конуса (допуск круглости и допуск прямолинейности образующей) (рис.12.4).

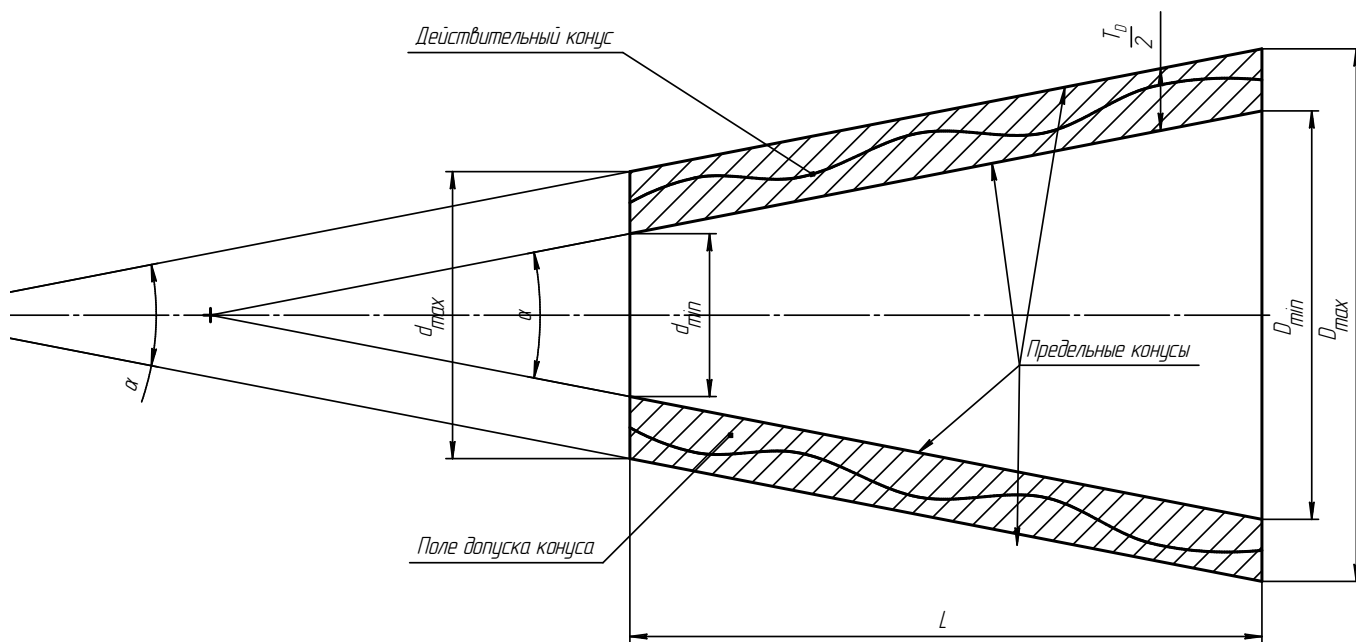


Рисунок 12.4 – Действительный и предельные конусы

Допуски конусов нормируются двумя способами:

1. По первому способу устанавливают допуск диаметра T_D , одинаковый в любом поперечном сечении конуса и определяющий два предельных конуса, между которыми должны находиться все точки поверхности действительного конуса. Этот допуск ограничивает также отклонения угла конуса и отклонения формы конуса, если они не ограничены меньшими допусками.

2. При втором способе нормирования устанавливают допуск T_{DS} только в заданном сечении конуса. Этот допуск не ограничивает отклонение угла и формы конуса.

Для получения различных посадок ГОСТ 25307-82 устанавливает ряд основных отклонений:

Для наружных конусов: d; e; f; g; h; js; k; m; n; p; r; s; t; u; x; z.

Для внутренних конусов: H; Js; N.

Лекция 13. Понятие о метрологии и технических измерениях. Выбор измерительных средств.

В 1875 году рядом государств была подписана метрическая конвенция и создано Международное бюро мер и весов. Начиная с этого времени метрология из чисто описательной науки превратилась в науку об измерениях физических величин, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Предмет метрологии – получение количественной и качественной информации о свойствах объектов и процессов (бочкообразность 0,005 мм).

Методы метрологии – это совокупность физических и математических методов, используемых для получения измерительной информации (профилометр).

Основные задачи метрологии определены ГОСТ 16263-70:

- установление единиц физических величин, государственных эталонов и образцовых средств измерений;
- разработка теории, методов и средств измерений и контроля, обеспечение единства измерений и единообразных средств измерений;
- разработка методов оценки погрешностей, состояния средств измерения и контроля;
- разработка методов передачи размеров единиц от эталонов или образцовых средств измерений рабочим средствам измерений. (плоскопараллельные меры.

Измерением называется нахождение числового значения физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств.

Контроль качества продукции – это проверка соответствия показателей качества продукции установленным требованиям (ГОСТ, ТУ и т.д.)

Контроль отдельного параметра можно понимать как определение того, находится ли значение контролируемой физической величины между предельными ее значениями или вне их. В ряде случаев нет необходимости определять действительные значения физических величин. Достаточно определить принадлежность физической величины некоторой области T (допуску):

$A \subset T$ или $A \not\subset T$.

Пример. В качестве средств контроля могут применяться калибры, шаблоны и т.д.

Диагностика – это область науки и техники, занимающаяся определением состояния технического объекта, включая решение задач определения работоспособности, поиска дефектов и прогнозирования изменения состояния объекта диагностики.

В соответствии с рекомендациями 11 Генеральной конференции по мерам и весам в 1960г. принята Международная система единиц (СИ), на основе которой для обязательного применения разработан ГОСТ 8.417-81

Основными единицами физических величин в СИ являются:

Длины – метр (м);

Массы – килограмм (кг);

Времени – секунда (с);

Силы электрического тока – ампер (А);

Термодинамической температуры – кельвин (К);

Силы света – кандела (кд);

Количества вещества – моль (моль).

Дополнительные единицы СИ: радиан (рад.) и стерadian (ср) – для измерения плоского и темного углов соответственно.

Производные единицы СИ получены из основных с помощью уравнений связи между физическими величинами:

Сила – ньютон ($1\text{Н} = 1\text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-2}$);

Давление – паскаль ($1\text{Па} = 1\text{ кг} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{с}^{-2}$) и т.д.

Средства измерений

Технические средства, используемые при измерениях и имеющие нормированные метрологические свойства, называют средствами измерения. (микрометр).

Эталоны – это средства измерений, официально утвержденные и обеспечивающие воспроизведение и (или) хранение единицы физической величины с целью передачи ее размера нижестоящим по поверочной схеме средствам измерений.

В качестве эталона единицы длины утвержден метр, равный $1.650.763,73$ длин световых волн в вакууме излучения, соответствующего переходу между уровнями $2p_{10}$ и $5d_5$ атома криптона 86.

На 17 Генеральной конференции мер и весов принято новое определение единицы длины: метр – длина пути, проходимого светом в вакууме за $1/299792458$ долю секунды.

Установлены эталоны, соответствующие другим единицам физических величин СИ.

Для воспроизведения единиц физических величин в промышленности широко используют меры.

Меры – это средства измерений, предназначенные для воспроизведения заданного размера физической величины.

Для воспроизведения длины используют штриховые и концевые меры.

Для воспроизведения углов наиболее широко применяются наборы призматических угловых мер.

Образцовые средства измерений – это меры, измерительные приборы или преобразователи, утвержденные в качестве образцовых для поверки по ним других средств измерений.

Рабочие средства измерений – применяют для измерений, не связанных с передачей размера единиц.

Порядок передачи размера единиц физической величины от эталона или исходного образцового средства к средствам более низких размеров (вплоть до рабочих) устанавливают в соответствии с поверочной схемой.

Методы измерений

При измерениях используют разнообразные методы (ГОСТ 16263-70), представляющие собой совокупность приемов использования различных физических принципов и средств.

Классификации измерений



Разновидности методов измерений:

- метод сравнения с мерой (взвешивание с помощью гирь);
- дифференциальный метод (измерение на вертикальном оптиметре при предварительной настройке по блоку концевых мер;

- метод совпадений (например при помощи штангенциркуля по совпадению отметок основной и нонусной шкал);
- поэлементный (контроль резьбы на микроскопе);
- комплексный (при помощи комплексного калибра);
- и другие.

Один и тот же метод измерения может быть реализован при различных измерительных средствах и схемах измерений.

Основные параметры средств измерений

Длина деления шкалы – расстояние между соседними отметками шкалы.

Цена деления шкалы – разность значений величины соответствующих двум соседним отметкам шкалы.

Диапазон показаний – область значений шкалы, ограниченная наибольшим и наименьшим значениями измеряемой величины (Например для оптиметра $\pm 0,1$ мм)

Диапазон измерений – область значений измеряемой величины с нормированными допускаемыми погрешностями средства измерений. (Например, для оптиметра диапазон измерений 0...200 м).

Влияющая физическая величина – физическая величина, не измеряемая данным средством, но оказывающая влияние на результаты измерения (например, температура, оказывающая влияние на результат измерения линейного размера).

Порог чувствительности – наименьшее изменение измеряемой величины, способное вызвать фиксируемое изменение выходной величины. (Например, если при измерении \varnothing вала с номинальным размером $x_n = 100$ мм изменение измеряемой величины $\Delta x_n = 0,01$ мм вызвало перемещение стрелки на $\Delta l = 10$ мм, то абсолютная чувствительность прибора составляет $S = \frac{\Delta l}{\Delta x_n} = \frac{10}{0,01} = 1000$).

Погрешности измерений и их классификация

Под погрешностью измерений подразумевают отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины.

Абсолютная погрешность измерения – разность между значением величины, полученным при измерении и ее истинным значением, выражаемая в единицах измеряемой величины.

Выбор средств измерений

Выбор измерительных средств зависит от масштаба производства. В опытном и мелкосерийном производстве применяют универсальные средства контроля и измерений. При крупносерийном и массовом производстве применяют специализированные средства.

При выборе измерительных средств необходимо учитывать допускаемую погрешность измерения $\Delta_{изм}$, которая зависит от допуска T на изготовление детали.

Для размеров до 500 мм установлены ряды погрешностей измерения для 2...17 квалитетов.

Пример. Необходимо выбрать измерительное средство для контроля вала $\varnothing 40h6$.

По справочнику определяем, что при $T = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}$ допустимая погрешность измерения $\Delta_{изм} = 0,005 \text{ мм}$.

Тогда для контроля размера вала можно выбрать микрометр с диапазоном измерения 25...50 мм и допустимой погрешностью $\pm 0,004 \text{ мм}$.