



Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Детали машин»

Ю. Е. Кирпиченко

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

КУРС ЛЕКЦИЙ

**для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2014

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73
К43

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 10.06.2013 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Кирпиченко, Ю. Е.

К43 Нормирование точности и технические измерения : курс лекций для студентов машиностр. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Ю. Е. Кирпиченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – 94 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены основные принципы нормирования точности геометрических параметров типовых деталей машин. Представлены методы и средства контроля точности размеров, формы, расположения и шероховатости элементов деталей в машиностроении.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.001.63(075.8)
ББК 34.42я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2015

Содержание

	стр.
Лекция №1. «Предмет и задачи курса НТТИ»	3
Лекция № 2. «Нормирование точности гладких цилиндрических соединений (ГЦС)»	10
Лекция № 3 «Расчет и выбор посадок для ГЦС».....	29
Лекция № 4 «Расчет и конструирование калибров для контроля деталей гладких соединений»	39
Лекция № 5 «Допуски формы и расположения поверхностей».....	46
Лекция № 6 «Нормирование шероховатости поверхности»	77
Лекция № 7 «Допуски и посадки подшипников качения»	82
Лекция № 8 «Взаимозаменяемость шпоночных и шлицевых соединений».....	87
Лекция № 9 «Взаимозаменяемость, методы и средства измерения и контроля зубчатых передач».....	91
Лекция №10 «Взаимозаменяемость резьбовых соединений»	99
Лекция № 11 «Допуски углов. Взаимозаменяемость конических соединений».....	104
Лекция № 12 «Размерные цепи».....	108
Лекция № 13 «Понятие о метрологии и технических измерениях»	118

Лекция №1. «Предмет и задачи курса НТТИ»

Предмет курса НТТИ

Предметом НТТИ является развитие и углубление знаний полученных в курсе Инженерная графика для реализации проектов машин и механизмов, осуществляемых в рамках таких дисциплин, как Детали машин, Прикладная механика, Подъемно транспортные механизмы и т.д.

Для изготовления детали недостаточно той информации, которая содержится на чертеже, где лишь правильно начерчен объект с необходимым количеством проекций и указаны его размеры. Чертеж детали, который пойдет в производство, должен обязательно содержать сведения о необходимой точности изготовления каждого элемента детали.

Знания того, как нормируется точность в машиностроении и что это такое, какими параметрами определяется точность, какими условными знаками и как требования к точности должны обозначаться на чертежах, являются предметом данной дисциплины. Другими словами, можно сказать, что изучаемая дисциплина формирует язык общения всех инженеров-специалистов в области машиностроения с точки зрения точности изделий.

Качество изделий машиностроения. Количественные показатели точности.

Качеством продукции называется совокупность свойств продукции, обуславливающая ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением т.е. выполнять соответствующую функцию. Таким образом, качество любого вида продукции определяется ее свойствами, составом, размерами и другими параметрами, установленными с учетом надежности и стоимости. Поэтому весьма важную роль в правильном функционировании изделий играет соблюдение точностных требований к их геометрическим параметрам.

Точность в технике — это степень приближения значения параметра изделия, процесса и т.д. к его заданному значению. Требования к точности могут относиться к точности механической обработки или

к другому виду обработки деталей, к точности механизмов и машин, к точности систем автоматизированного управления, к точности измерений и т.д. Кроме термина «точность» часто используют термин «погрешность». Когда применяют термин «точность», то обычно имеют в виду качественный показатель, характеризующий отличие этого показателя от заданного значения. Так, говоря о точности, употребляют выражения «высокая точность», «низкая точность» и т.д. Однако такие понятия, как и термин «точность», невозможно использовать для нормирования степени приближения значения параметра к заданному. Термин «погрешность» применяют для количественной оценки точности.

Погрешность — разность, между приближенным значением некоторой величины и ее точным значением. Это определение относится к так называемой абсолютной погрешности, которая обычно нормируется для характеристики точности в машиностроении. Таким образом, строго говоря, погрешность является показателем точности. В случаях, когда считают, что точность «высокая» или «низкая», необходимо указывать значение погрешности. Нельзя говорить, например, о «высокой точности изготовления», если не указывать погрешность этого изготовления.

В курсе НТТИ рассматриваются вопросы нормирования точности только геометрических параметров элементов деталей. Так, простейший цилиндрический валик образован тремя элементами: одной цилиндрической поверхностью и двумя плоскими торцевыми поверхностями, требования к точности которых разные.

Нормирование (установление) требований к точности, необходимо в связи с тем, что абсолютно точно изготавливать все элементы детали не надо и невозможно. Требования к точности элементов детали должны быть разными в зависимости от их функционального назначения, с другой стороны, невозможно, по целому ряду причин, изготовить абсолютно точно какой-либо элемент детали, даже самый простой. Чем точнее требуется выполнить элемент детали, тем дороже будет стоить это изготовление (стоимость изготовления растет по кривой второго порядка в зависимости от повышения требований к точности). Таким образом, изготовить абсолютно точно элемент детали невозможно, да и не нужно, и чем точнее требуется изготовление, тем дороже обходится эта продукция. Вопрос правильного назначения требований к точности элементов очень сложен и для его решения нужны не только знания, но и практический опыт.

Для элементов деталей в машиностроении нормирование точности, т.е. установление степени приближения к заданным значениям, производится по четырем параметрам (показателям).

1. Точность размера. Размер каждого элемента детали должен находиться в определенных пределах и может отличаться от заданного не больше, чем на установленную величину: Нормирование точности размера заключается в указании возможных отклонений от заданного значения.

2. Точность формы поверхности. Элементы детали должны иметь заданную номинальную (идеальную) геометрическую форму (плоскость, цилиндр, конус, сферу и т.д.). В этом случае требования к точности формы определяют допустимые искажения формы по сравнению с идеально правильной. Допустимые искажения формы должны находиться в заданных пределах.

3. Точность относительного расположения элементов деталей. Любая деталь представляет собой совокупность поверхностей (элементов) определенной формы. Каждый элемент детали должен быть расположен относительно других в заданном положении. Выполнить это абсолютно точно невозможно, и поэтому необходимо определить степень возможных отклонений расположения одних поверхностей относительно других. При нормировании этих параметров следует указать пределы, внутри которых могут располагаться поверхности детали для выполнения заданных функций.

4. Точность по шероховатости поверхности. При любом виде обработки поверхности детали будут иметь следы обработки— неровности, которые окажут влияние на функциональные свойства поверхностей, особенно в сопряжениях. Поэтому необходимо нормировать точность по шероховатости поверхностей детали, то есть по степени отклонения реальной шероховатости поверхности от идеальной, прежде всего, по высоте поверхностных неровностей.

Основные понятия о взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемость, ее сущность и виды.

Как уже говорилось, технически невозможно и экономически нецелесообразно добиваться абсолютной точности изготовления элементов детали и нецелесообразно устанавливать высокие требования к точности во всех случаях.

Существует еще один момент, по которому для промышленности необходимо нормировать требования к точности по всем указанным ранее геометрическим параметрам. Это связано с необходимостью обеспечения принципа взаимозаменяемости.

Основное назначение взаимозаменяемости заключается в обеспечении производства изделий необходимого качества с минимальными затратами.

Взаимозаменяемостью называется принцип нормирования требований к размерам элементов деталей, узлов, механизмов, используемый при конструировании, благодаря которому представляется возможным изготавливать их независимо и собирать или заменять без дополнительной обработки при соблюдении технических требований к изделию. 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.

Виды взаимозаменяемости по разным классификационным признакам:

1. Полная взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость, при которой детали и узлы устанавливают при сборке без дополнительных операций по обработке, без регулировок и без подбора, т.е. только закрепляют, если это требуется. 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).

2. Неполная (ограниченная) взаимозаменяемость имеет место, когда при сборке может потребоваться установка детали, либо узла только с определенными размерами (размерами определенной группы) — групповая, взаимозаменяемость (селективная сборка), которая применяется, например, при производстве подшипников качения или требуется дополнительная обработка одного из элементов детали.

3. Внешняя взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость по выходным данным узла: его присоединительным размерам и эксплуатационным параметрам. Вышедший из строя подшипник качения может быть заменен другим такого же типоразмера. Также можно заме-

нить сгоревший электродвигатель. В этих примерах заменяемые узлы обладают внешней взаимозаменяемостью.

4. Внутренняя взаимозаменяемость — это взаимозаменяемость деталей, входящих в узел, или узлов, входящих в изделие. Если необходимо заменить тела качения (шарики или ролики) в разрушившемся подшипнике качения, то следует использовать шарики или ролики только определенного размера, согласованного с размерами дорожек качения внутреннего и наружного колец подшипника качения. Соотношения размеров этих элементов подшипникового узла определяют точность вращения — основной параметр подшипника качения.

5. Функциональная взаимозаменяемость — взаимозаменяемость при которой обеспечиваются оптимальные эксплуатационные показатели изделия за счет установления допустимых отклонений функциональных параметров. Для обеспечения функциональной взаимозаменяемости устанавливают связи (зависимости) эксплуатационных показателей изделия и функциональных параметров (механические, физико-химические, электрические, магнитные, оптические и др.). Затем используя полученные значения находят допустимые значения (требуемую точность) параметров, исходя из возможных изменений эксплуатационных показателей в течении определенного периода работы машины.

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

Базой для осуществления взаимозаменяемости в современном промышленном производстве является стандартизация.

Связь взаимозаменяемости со стандартизацией Понятия о стандартизации. Категории стандартов

Нормирование точности осуществляется посредством стандартизации. Основным документом по нормированию требований к точности является стандарт. Этот документ относится к нормативной документации.

Нормативный документ — это документ, содержащий правила, общие принципы, характеристики, касающиеся определенных видов деятельности или их результатов, и доступные широкому кругу потребителей (пользователей).

Слово «стандарт» английского происхождения и означает «норму» «образец», «мерило», а в широком смысле слова — это «образец» «эталон», который принимается как исходный для сопоставления с ним других объектов.

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил, требований к объекту стандартизации и утвержденный компетентным органом.

Основной целью создания стандартов в любой стране является установление единых требований, касающихся вопросов качества продукции, совместимости объектов стандартизации и взаимозаменяемости.

Оценивать и гарантировать качество изделий можно только в том случае, если их качественные характеристики четко определены и должным образом узаконены. Необходимые качественные характеристики и показатели различной продукции устанавливаются нормативно-технической документацией, к которой относят конструкторские, технологические, эксплуатационные и другие виды документов

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.

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 система стандартизации. 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 предусмотрены следующие категории стандартов:

ГОСТ – государственные;

ОСТ – отраслевые;

СТП – предприятий.

Лекция № 2. «Нормирование точности гладких цилиндрических соединений (ГЦС)»

Основные понятия и термины.

Номинальные размеры. Ряды предпочтительных чисел.

При создании механизмов машин возникает необходимость соединения двух или нескольких деталей друг с другом. Детали, элементы которых входят друг в друга, образуют соединение. Такие детали называются сопрягаемыми, а поверхности соединяемых элементов - сопрягаемыми поверхностями. При этом вне зависимости от конфигурации соединяемых элементов, условно принято один элемент называть «валом», а другой — «отверстием» (рисунок 1).

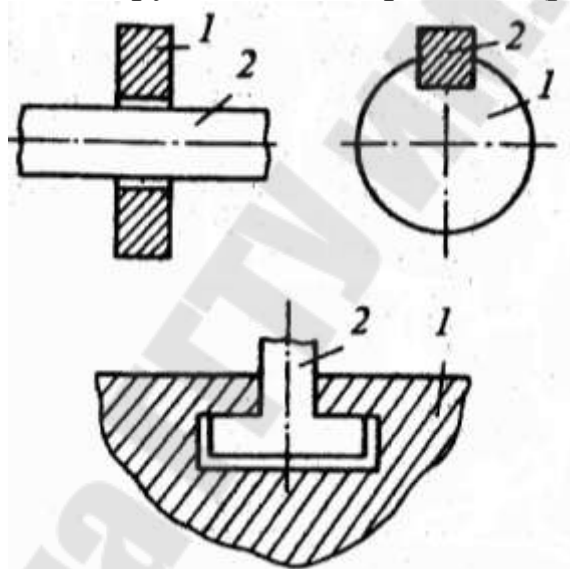


Рисунок 1. Валы и отверстия: отверстия (1), валы (2)

Вал — термин, условно применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.

Отверстие — термин, условно применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей, включая и элементы, ограниченные плоскими поверхностями.

Термины «вал» и «отверстие» относятся не ко всей детали, а к её элементам и применяются не только к замкнутым поверхностям, но и полукруглым.

Номинальный размер – это общий для деталей соединения размер, полученный в результате расчета на прочность, жесткость, а также выбранный исходя из конструктивных или технологических соображений 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 со знаменателями 1,6; 1,25; и т.д..

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

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

R20: $\sqrt[20]{10} =$

Номинальный размер проставляется на чертеже и имеет одинаковое значение для сопрягаемых отверстия (D) и вала (d). Обозначения, относящиеся к отверстию, записывают прописными буквами, а к валу — строчными.

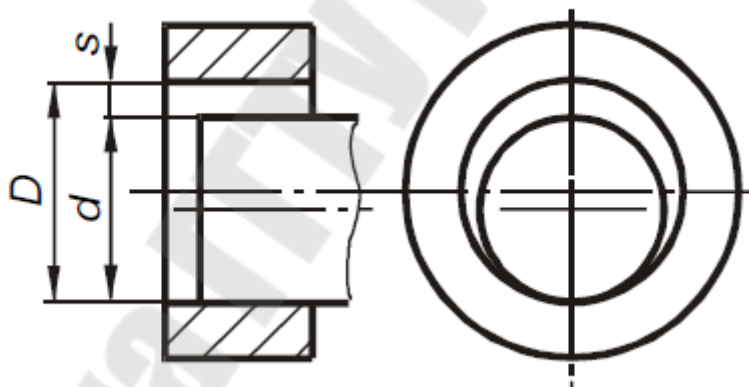


Рисунок 2. Номинальные размеры вала и отверстия

Предельные и действительные размеры. Допуски

При изготовлении деталей размеры D и d выполняются с погрешностями. Конструктор исходит из того, что погрешности неизбежны, определяет, в каких пределах они допустимы, т.е. сопряжение еще удовлетворяет требованиям правильной сборки и нормальному функционированию. Конструктор устанавливает два предельных размера для вала – d_{max} , d_{min} , и два предельных размера для отверстия – D_{max} , D_{min} , внутри которых должны находиться действительные размеры сопрягаемых деталей (рисунок 3.).

Предельные размеры — два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или быть им равным) действительный размер.

Предел максимума материала - термин, относящийся к тому из предельных размеров, которому соответствует наибольший объем (масса) материала, т.е. наибольший предельный допускаемый размер вала и наименьший предельный размер отверстия.

По-другому этот предел можно представить как границу значения годного размера элемента детали, которая будет достигнута первой в процессе обработки со снятием материала.

Предел минимума материала — термин, относящийся к тому из предельных допускаемых размеров, которому соответствует наименьший объем (масса) материала, т.е. наименьший допустимый размер вала и наибольший допустимый размер отверстия.

Другими словами, это предел, который определяет границу неисправимого брака.

Действительным размером называется размер элемента детали, полученный в результате обработки, установленный измерением с допускаемой погрешностью.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется **допуском** размера (T – Tolerance) соответственно для отверстия $-T_D$ и вала $-T_d$ (рис.2.3.).

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

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

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

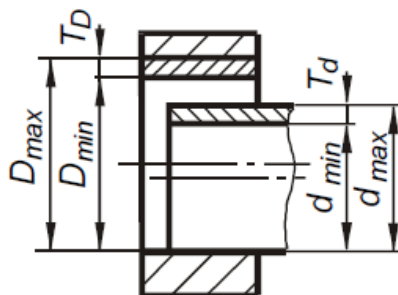


Рисунок 3. Предельные размеры вала и отверстия

Нанесение на чертеже соединения предельных размеров крайне неудобно, поэтому было принято устанавливать один общий размер для вала и отверстия, называемый номинальным – D (d) и указывать от него предельные отклонения.

Понятия о номинальном размере и отклонениях упрощает графическое изображение допусков в виде схем расположения полей допусков. Для наглядного представления различных видов размеров используется схема расположения полей допусков размеров, представляющая графическое изображение размеров и их отклонений относительно нулевой линии (рис. 2.4.).

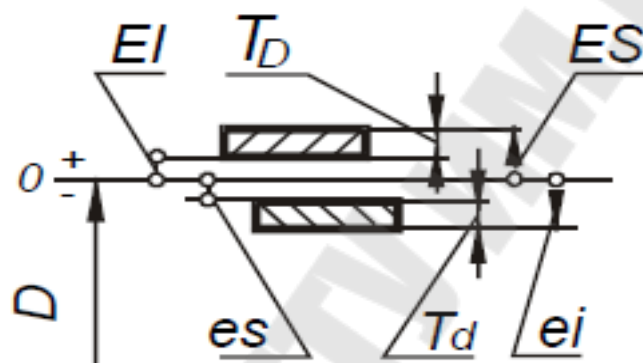


Рисунок 4. Схема расположения полей допусков размеров

Нулевая линия – линия соответствующая номинальному размеру, от которой указываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Нулевая линия располагается горизонтально: плюсовые отклонения от номинального размера откладываются вверх, а минусовые вниз.

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами, определяющими допуск и его положение относительно номинального размера. На рисунке 4. поля допусков – заштрихованные прямоугольники. Поле допуска более широкое понятие, чем допуск. Поле допуска характеризуется своей величиной (допуском T_D , T_d) и расположением относительно номинального размера (D).

Отклонения.

Отклонение — алгебраическая разность между соответствующим (предельным или действительным) размером и номинальным размером. Поэтому под отклонением следует понимать величину возможного или действительного отличия рассматриваемого размера от номинального размера при нормировании требований к точности или по результатам измерений.

Поскольку размер может быть как больше, так и меньше номинального, при нормировании требований к его точности используют термины «верхнее» и «нижнее» отклонения.

Верхнее отклонение — алгебраическая разность между наибольшим предельным размером и номинальным размером. Верхнее отклонение принято обозначать латинскими буквами **ES** для отверстий и **es** для валов.

$$ES = D_{\max} - D \quad es = d_{\max} - d$$

Нижнее отклонение — алгебраическая разность между наименьшим предельным размером и номинальным размером. Нижнее отклонение обозначают буквами **EI** для отверстий и **ei** для валов.

$$EI = D_{\min} - D \quad ei = d_{\min} - d$$

Отклонение всегда имеет знак (+) или (-).

Если оба отклонения положительные, то наибольший и наименьший предельные размеры больше номинального. Если оба отклонения отрицательные, то каждый из предельных размеров меньше номинального. Одно из отклонений может быть равно нулю, если один из предельных размеров совпадает с номинальным. Из двух отклонений одно является основным.

Основное отклонение — одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии, используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии.

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**).

Основные понятия о посадках. Типы посадок

Характер соединений диктуется их функциональным назначением и определяет степень допустимости их относительных переме-

щений после сборки. Основные задачи, которые решают при нормировании точности и обеспечении взаимозаменяемости, связаны с вопросами соединения деталей, т.е. с образованием посадок. Соединение отверстий с валами образует сопряжение или, как часто говорят, «посадку». При этом в зависимости от размеров соединяемых валов и отверстий (в дальнейшем термины «вал» и «отверстие» мы будем относить к тем элементам деталей, для которых нормируются требования к точности) они могут после сборки иметь различную степень свободы относительного взаимного смещения. В одних случаях после соединения одна деталь может смещаться относительно другой на определенную величину, а в других — такой возможности нет.

Посадка — характер соединения деталей, определяемый значениями получающихся в ней зазоров и натягов.

Допуск посадки — сумма допусков отверстия и вала

В зависимости от возможности относительного перемещения сопрягаемых деталей или степени сопротивления их взаимному смещению посадки разделяют на три вида:

- посадки с зазором,
- посадки с натягом,
- переходные посадки.

Посадка с зазором — посадка при которой всегда образуется зазор в соединении т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала.

Зазор — разность между размерами отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Посадки с зазором используют в тех случаях, когда необходимо обеспечить относительное смещение сопрягаемых деталей или необходимо элемент одной детали поместить в элемент другой для дальнейшей их сварки или крепления другими способами.

Посадка с зазором характеризуется при расчете методом полной взаимозаменяемости наибольшим S_{\max} , наименьшим S_{\min} и средним S_{cp} зазорами и допуском зазора T_s .

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es$$

$$S_{\text{cp}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$$

$$T_s = S_{\max} - S_{\min}$$

$$T_s = T_D + T_d$$

При расчете вероятностным методом - вероятностным допуском зазора T_s^B , наибольшим S_{\max}^B и наименьшим S_{\min}^B вероятностными зазорами.

$$T_s^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$$

$$S_{\max}^B = S_{\text{ср}} + \frac{1}{2}T_s^B$$

$$S_{\min}^B = S_{\text{ср}} - \frac{1}{2}T_s^B$$

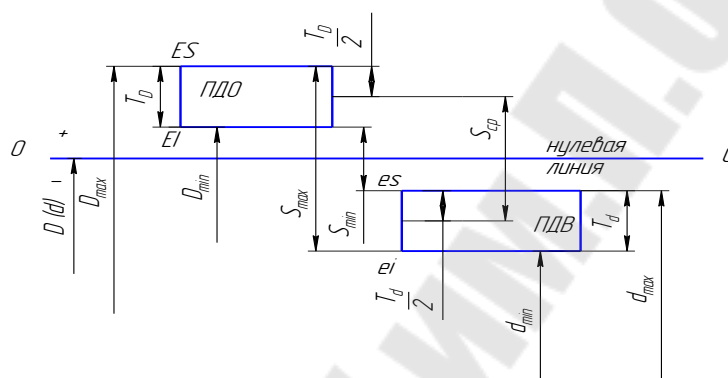


Рисунок 5. Схема расположения полей допусков посадки с зазором

Посадка с натягом – посадка при которой всегда образуется натяг в соединении. Т.е. наименьший предельный размер соединяемого вала больше наибольшего предельного размера отверстия.

Натяг — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Добавление в определениях слов «до сборки» объясняется тем, что в результате сборки происходит деформация сопрягаемых поверхностей.

Посадка с натягом характеризуется при расчете методом полной взаимозаменяемости наибольшим N_{\max} наименьшим N_{\min} и средним $N_{\text{ср}}$ натягом и допуском посадки T_N .

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES$$

$$N_{\text{ср}} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}$$

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

При расчете вероятностным методом - вероятностным допуском натяга T_N^B , наибольшим N_{\max}^B и наименьшим N_{\min}^B вероятностными натягами.

$$T_N^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$$

$$N_{\max}^B = N_{\text{cp}} + \frac{1}{2} T_N^B$$

$$N_{\min}^B = N_{\text{cp}} - \frac{1}{2} T_N^B$$

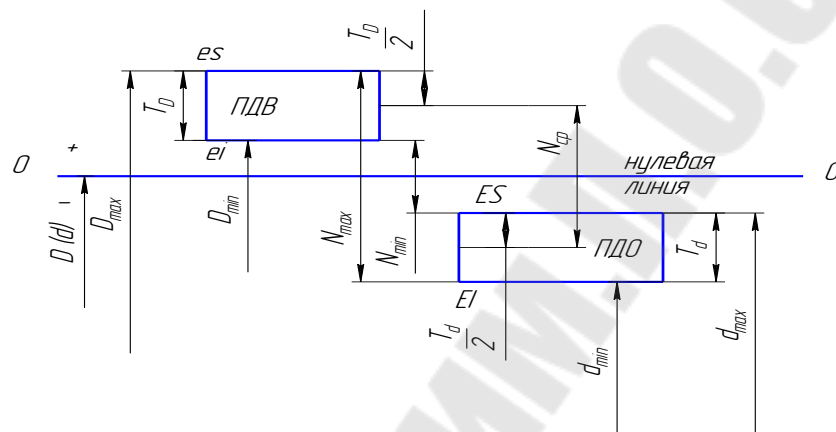


Рисунок 6. Схема расположения полей допусков посадки с натягом

Переходная посадка – посадка при которой возможно получение как зазора так и натяга в соединении в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.

Переходные посадки используются взамен посадок с натягом в том случае, если необходимо проводить разборку и сборку сопряжения при его эксплуатации.

Переходные посадки при расчете методом полной взаимозаменяемости характеризуются наибольшим натягом N_{\max} , наибольшим зазором S_{\max} , средним натягом N_{cp} (средним зазором S_{cp}) и допуском посадки $T_{N(S)}$.

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$$

$$S_{\max} = -N_{\min}$$

$$N_{\text{cp}} = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2}$$

$$T_N = N_{\max} + S_{\max} \quad T_s = T_D + T_d$$

При расчете вероятностным методом - вероятностным допуском натяга T_N^B , наибольшим вероятностным натягом N_{\max}^B и наибольшим вероятностным зазором S_{\max}^B .

$$T_N^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$$

$$N_{\max}^B = -S_{\text{cp}} + \frac{1}{2} T_N^B$$

$$S_{\max}^B = -N_{\text{cp}} + \frac{1}{2} T_s^B$$

$$N_{\max}^B = -S_{\min}^B \quad N_{\text{cp}} = -S_{\text{cp}} \quad S_{\max}^B = -N_{\min}^B$$

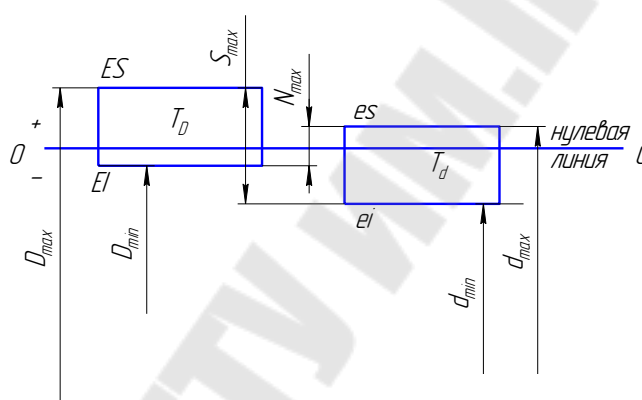


Рисунок 7. - Схема расположения полей допусков переходной посадки

Единая система допусков и посадок (ЕСДП)

Системой допусков и посадок называется закономерно построенная совокупность стандартизованных допусков и предельных отклонений размеров элементов 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.

Основные нормы взаимозаменяемости – допуски и посадки для гладких соединений и деталей регламентируется «Единой системой допусков и посадок» (ЕСДП). Она была введена вместо действовавшей ранее 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).

Для ЕСДП характерны следующие признаки:

- а) интервалы номинальных размеров;
- б) единица допуска;
- в) ряды точности (допуски);
- г) поля допусков валов и отверстий;
- д) посадки в системе отверстия и системе вала;
- е) нормальная температура.

а) Размеры изделий машиностроения разделены на четыре диапазона:

- До 1 мм.
- От 1 до 500 мм.
- От 500 до 3150 мм.
- От 3150 до 10000 мм.

Для построения рядов допусков второй наиболее часто используемый 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. Величина допусков размеров, входящих в один из интервалов, имеет одинаковое значение в зависимости от установленной степени точности. Если номинальный размер совпадает предельным значением интервала, то величину допусков следует искать в предыдущем интервале. Например, если номинальный размер равен «6», то предельные отклонения (допуски) будут соответствовать интервалу «3...6».

б) Для построения рядов допусков установлена единица допуска i , которая выражает экспериментально установленную 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

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

где D_{\min}, D_{\max} крайние значения интервала размеров.

Допуск для любого качества:

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

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

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

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

Всего в ЕСДП предусмотрено 20 квалитетов:

01; 0; 1; 2; ...; 16; 18. Квалитет определяет допуск на изготовление. Квалитет обозначается: IT5, IT8, IT14 и т.д.

IT 1...4 – концевые меры, калибры;

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

IT 12...17 – несопрягаемые размеры деталей.

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

Таблица 1 – Зависимость единиц допуска от номера качества

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

г) Для образования посадок существенным является расположение допусков сопрягаемых элементов деталей относительно номинального размера сопряжения.

В ЕСДП для указания положения поля допуска относительно номинального размера используется набор из 27 основных (ближайших к нулевой линии) отклонений, для которых введено обозначение одной или двумя латинскими буквами.

Для полей допусков валов применяют строчные буквы алфавита, для полей допусков отверстий — прописные буквы (Рисунок 8). При одном и том же буквенном обозначении числовое значение основного отклонения изменяется в зависимости от номинального размера.

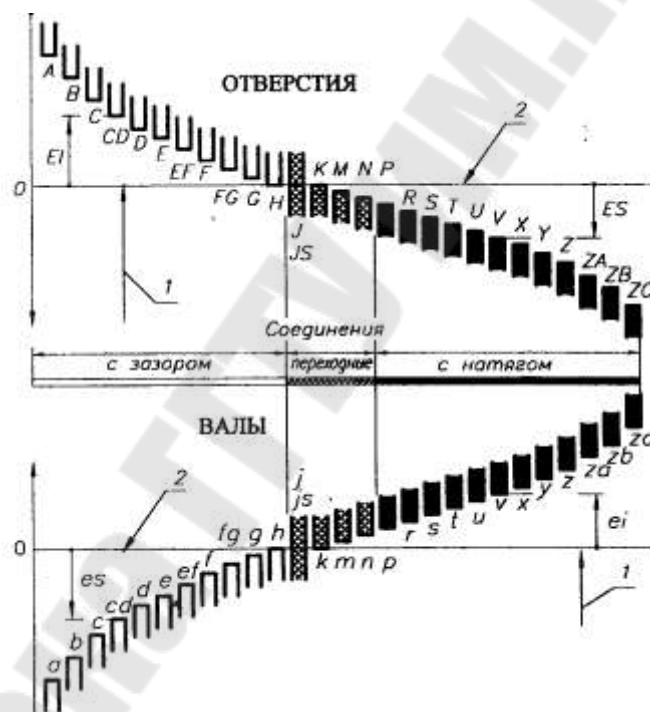


Рисунок 8. – Основные отклонения отверстий и валов

Поля допусков образуется сочетанием основного отклонения (характеристика расположения) и допуска по одному из квалитетов. Условное обозначение поля допуска состоит из буквы основного отклонения и числа – номера квалитета. Например. Поля допусков валов: h6; d10; js5. Поля допусков отверстий: H6; D10; J_s5. В системе ИСО и ЕСДП принципиально допускаются любые сочетания основных отклонений и квалитетов. Таким образом, теоретически можно получить очень большое число допусков. Для размеров до 500 мм из

19 квалитетов 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 ЕСДП приведены 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 (Рисунок 9, 10).

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).

Основной набор полей допусков включает в себя 72 поля для отверстий и 80 полей для вала. Предпочтительные поля допусков состоят из 10 полей для отверстий и 16 полей для вала и заключены в рамку (Рисунок 9, 10).

д) Посадка в ЕСДП образуется сочетанием поля допуска отверстия и поля допуска вала. Условное обозначение посадки представляет собой дробь, в числителе которой указывается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала.

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

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

Классификат	Основные отклонения																											
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z							
01								h01*	js01*																			
0								h0*	js0*																			
1								h1*	js1*																			
2								h2*	js2*																			
3								h3*	js3*																			
4								g4	h4	js4	k4	m4	n4															
5								g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5												
6								f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6										
7								e7	f7	h7	js7	k7	m7	n7				s7				u7						
8			c8	d8	e8	f8		h8	js8*													u8	x8		z8			
9				d9	e9	f9		h9	js9*																			
10				d10				h10	js10*																			
11	a11	b11	c11	d11				h11	js11*																			
12		b12						h12	js12*																			
13								h13*	js13*																			
14								h14*	js14*																			
15								h15*	js15*																			
16								h16*	js16*																			
17								h17*	js17*																			
18								h18*	js18*																			

Примечания:
1. Поля допусков, обозначение которых отмечено знаком*, как правило, не предназначены для посадок.
2. Обозначения предпочтительных полей допусков заключены в утолщенную рамку.

Рисунок 9. – Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Классификат	Основные отклонения																											
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z							
01								H01*	JS01*																			
0								H0*	JS0*																			
1								H1*	JS1*																			
2								H2*	JS2*																			
3								H3*	JS3*																			
4								H4*	JS4*																			
5								G5	H5	JS5	K5	M5	N5															
6								G6	H6	JS6	K6	M6	N6	P6														
7								F7	G7	H7	JS7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7										
8				D8	E8	F8		H8	JS8	K8	M8	N8										U8						
9				D9	E9	F9		H9	JS9*																			
10				D10				H10	JS10*																			
11	A11	B11	C11	D11				H11	JS11*																			
12		B12						H12	JS12*																			
13								H13*	JS13*																			
14								H14*	JS14*																			
15								H15*	JS15*																			
16								H16*	JS16*																			
17								H17*	JS17*																			
18								H18*	JS18*																			

Примечания:
1. Поля допусков, обозначение которых отмечено знаком*, как правило, не предназначены для посадок.
2. Обозначения предпочтительных полей допусков заключены в утолщенную рамку.

Рисунок 10. – Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Посадки в системе отверстия – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием. Основное отверстие (H) – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Посадки в системе вала – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом. Основной вал (h) – вал, верхнее отклонение которого равно нулю. (h)

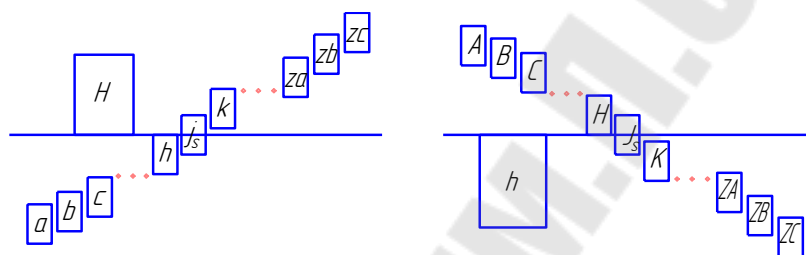


Рисунок 11 – Образование посадок в системе основного отверстия и основного вала

Примеры обозначения посадок в системе отверстия - $\varnothing 20 \frac{H6}{g5}$, $\varnothing 40 \frac{H7}{k6}$, $\varnothing 60 \frac{H7}{r6}$ и системе вала - $\varnothing 20 \frac{H6}{g5}$, $\varnothing 40 \frac{H7}{k6}$, $\varnothing 60 \frac{H7}{r6}$

Система отверстия получила преимущественное распространение. 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 вала применяется в следующих случаях:

- при необходимости установки на вал одного диаметра нескольких деталей с разными видами посадок. Например, в сопряжении поршня с шатуном посредством поршневого пальца, используемом в двигателях внутреннего сгорания и компрессорах. В этом сопряжении поршневой палец 1 должен образовывать переходную посадку с поршнем 3 и посадку с гарантированным зазором с шатуном 2 (Рисунок 12 – а). При использовании системы вала (Рисунок 12 – б)

вал изготавливается с одинаковыми предельными размерами по всей длине, а отверстия в поршне и шатуне выполняются с разными отклонениями для образования нужных сопряжений с поршневым пальцем. Если посадки в этом сопряжении были бы выполнены в системе отверстия, то диаметр пальца по краям оказался бы больше чем в середине (Рисунок 12 – в). Такой палец не представляется возможным изготовить и тем более правильно собрать.

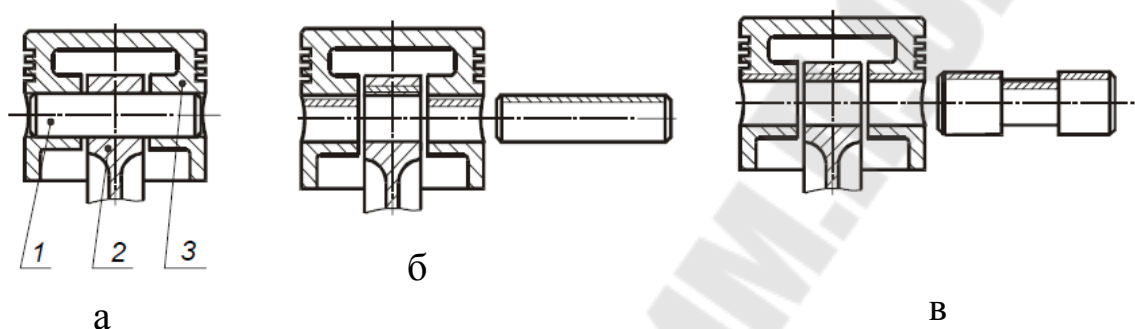


Рисунок 12 – Сопряжение пальца 1 с поршнем 3 и шатуном 2 (а), посадки в системе вала (б), посадки в системе отверстия (в)

- использование стандартных изделий. Например, посадки наружных диаметров подшипников качения, посадки призматических и сегментных шпонок и т.д.

- проектные и технологические расчеты.

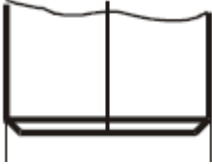
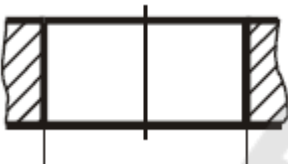

- технологические возможности, имеющегося оборудования.

е) Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре, которая во всех странах принята равной $+ 20^{\circ} \text{C}$ (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.

Указание на чертежах предельных отклонений размеров

Существуют четыре способа нанесения предельных отклонений размеров на чертежах, приведенные в таблице 2. При использовании первых трех способов предельные отклонения указываются непосредственно после номинальных размеров.

Таблица 2 – Способы указания предельных отклонений размеров

Название способа			
1. Условное обозначение полей допусков	$\varnothing 64 k6$	$\varnothing 64 H7$	$\varnothing 64 \frac{H7}{k6}$
2. Указание числовых значений предельных отклонений	$\varnothing 64 \begin{matrix} +0.021 \\ +0.002 \end{matrix}$	$\varnothing 64 \begin{matrix} +0.03 \end{matrix}$	$\varnothing 64 \begin{matrix} +0.030 \\ +0.021 \\ +0.002 \end{matrix}$
3. Условное обозначение полей допусков с указанием их числовых значений	$\varnothing 64 k6 \begin{pmatrix} +0.021 \\ +0.002 \end{pmatrix}$	$\varnothing 64 H7 \begin{pmatrix} +0.03 \end{pmatrix}$	$\varnothing 64 \frac{H7 \begin{pmatrix} +0.030 \end{pmatrix}}{k6 \begin{pmatrix} +0.021 \\ +0.002 \end{pmatrix}}$
4. Общая запись в технических требованиях чертежа	Общие допуски по ГОСТ 30893.1-м (Общие допуски по ГОСТ 30893.1-h14)	Общие допуски по ГОСТ 30893.1-м (Общие допуски по ГОСТ 30893.1-H14)	

1. Наиболее предпочтительным является условное обозначение полей допусков, особенно в условиях массового и крупносерийного производства при использовании в качестве контролирующих инструментов предельных калибров. Условное обозначение посадки позволяет определять:

- характер посадки (с зазором, с натягом, переходная);
- систему посадки;
- степень образуемых зазоров или натягов;
- основные отклонения валов и отверстий;
- квалитет (степень точности) изготовления вала и отверстия.

2. Числовое обозначение предельных отклонений рекомендуется использовать для размеров, проверка которых производится универсальными средствами измерений. Предельные отклонения угловых размеров указывают только числовыми значениями.

3. При указании предельных отклонений условными обозначениями обязательно указывать их числовые значения в следующих случаях:

- при назначении предельных отклонений размеров, не включенных в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69;
- при назначении предельных отклонений, условные обозначения которых не предусмотрены в ГОСТ 25347-82;
- при назначении предельных отклонений размеров уступов с несимметричным полем допуска.

4. Предельные отклонений линейных и угловых размеров относительно низкой точности в соответствии с ГОСТ 30893.1-2002 обозначаемых как «общие допуски», оговариваются общей записью в технических требованиях чертежа (обычно располагаемых над штампом). Общие допуски установлены по четырем классам точности в соответствии с таблицей 3.

Таблица 3 – Обозначение классов точности общих допусков

Класс точности	Обозначение	Обозначение предельных отклонений (ГОСТ 25670-83)		
		Отверстий	Валов	Элементов не относящихся к отверстиям и валам
Точный	f	H12	h12	± IT12/2
Средний	m	H14	h14	± IT14/2
Грубый	c	H16	h16	± IT16/2
Очень грубый	v	H17	h17	± IT17/2

Пример записи в технических требованиях чертежа:

- «Общие допуски по ГОСТ 30893.1 – m» или
- «ГОСТ 30893.1 – m»

Предельные отклонения размеров на чертеже допускается не указывать:

- для справочных размеров;
- для размеров, определяющих участки с разной шероховатостью, термообработкой, покрытиями, насечкой. В этих случаях перед размером может ставиться знак « \approx »;
- для деталей единичного производства, имеющих припуски на пригонку;

- для размеров, заключенных в прямоугольную рамку - координирующих размеров.

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

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 одностипных 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 одностипности 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 особо точных 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 гаран-

тированными 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 гаранти-

рованный зазор, обеспечивающий свободное вращательное движение при значительных нагрузках и высоких скоростях.

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

Посадки $\frac{H}{d}; \frac{D}{h}$ - широкоходовые. Обладают большим гаранти-

рованным 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 квалитетах (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 проч-

ность, 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.

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 квадратичным отклонением σ_N 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 $\Phi(z)$

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

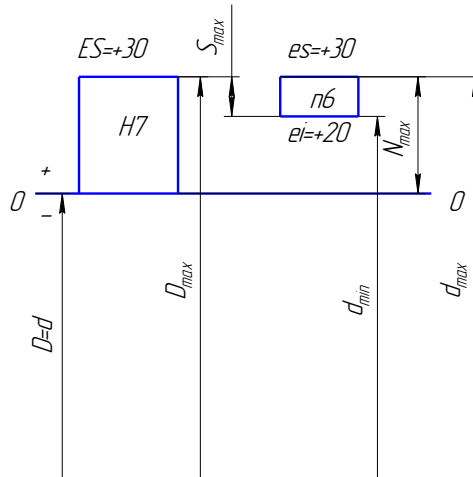


Рисунок 2 – Схема расположения полей допусков посадки $\varnothing 65 \frac{H7}{n6}$

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

1) Определяем:

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

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

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

Допуск отв. $T_D = 30 - 0 = 30$ мкм = 0,030 мм

Допуск вала $T_d = 39 - 20 = 19$ мкм = 0,019 мм

2) Определяем среднее квадратичное 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 :

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

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

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

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

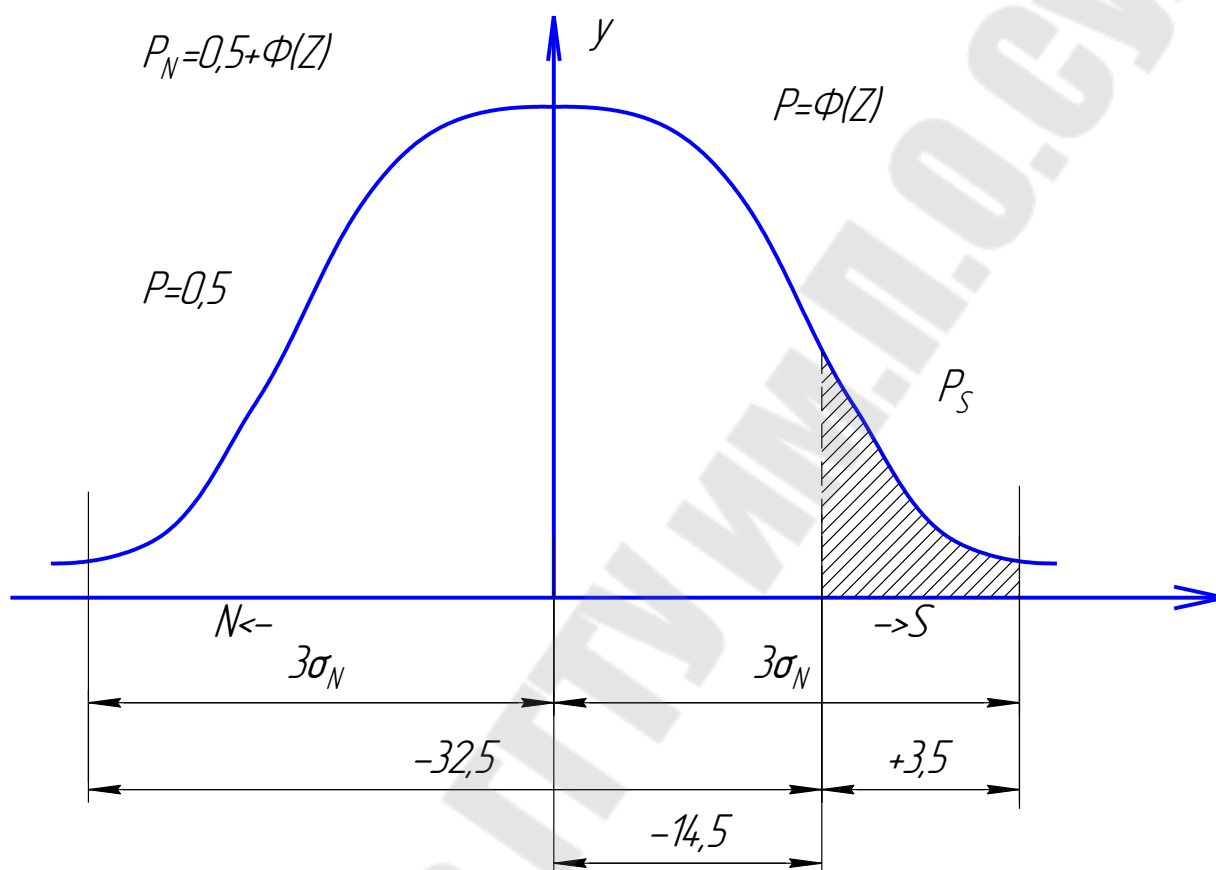


Рисунок 3 – Схема распределения натягов (зазоров) при нормальном законе

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 осевого усилия при нормальной температуре;
- 2) сборка с предварительным разогревом охватывающей детали (отверстия) или охлаждением охватываемой детали (вала) до определенной температуры;
- 3) сборка при нормальной температуре деталей, имеющих зазор, с последующим их разогревом до определенной температуры, в результате которого происходит изменение размеров одной из них, обладающей «памятью» формы.

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.

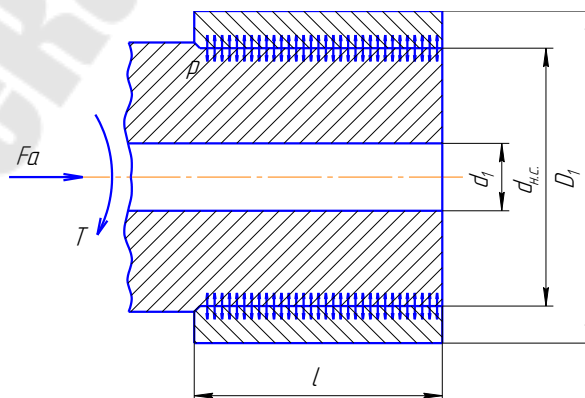


Рисунок 1 – Расчетная схема соединения с натягом

Рисунок 1 – Схема действия сил в посадке с натягом

Условие неподвижности соединения:

$$F_{\text{экв}} \leq F_{\text{тр}} \quad (1)$$

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

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

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

$$N = d' - D' \quad (3)$$

Формула (3) справедлива для идеального случая: абсолютно гладкие и упругие цилиндры.

На основании формулы (1), используя выводы задачи Ламэ (это задача определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

$$N_{\text{min}} \geq \frac{F_{\text{экв}}}{\pi \cdot f \cdot l} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) + U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (4)$$

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,

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

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):

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

$$\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 - \text{для вала.}$$

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 $\frac{H}{r}; \frac{H}{s}; \frac{H}{t}; \frac{R}{h}; \frac{S}{h}; \frac{T}{h}$ - прессовые 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 $\frac{H}{u}; \frac{H}{x}; \frac{H}{z}; \frac{U}{h}$ - прессовые 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.

Лекция № 4 «Расчет и конструирование калибров для контроля деталей гладких соединений»

Калибры – бесшкальные контрольные инструменты, которые позволяют определять годность детали, исключая процесс измерения.

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.

Измерение – это процесс нахождения числового значения физической величины опытным путем с помощью универсальных измерительных средств.

Калибры применяются для контроля размеров деталей 6–го – 17–го квалитетов при номинальных размерах в пределах 1...500 мм.

Классификация калибров.

По виду контролируемых изделий и параметров:

- гладкие для цилиндрических изделий;
- резьбовые;
- шлицевые;
- шпоночные;
- конические

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).

По технологическому назначению предельные калибры подразделяют на:

- рабочие;
- контрольные;
- приемные.

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 из эксплуатации вследствие износа проходных рабочих калибров – скоб.

Приемные калибры используют представители заказчика. В качестве приемных используются частично изношенные рабочие калибры.

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.

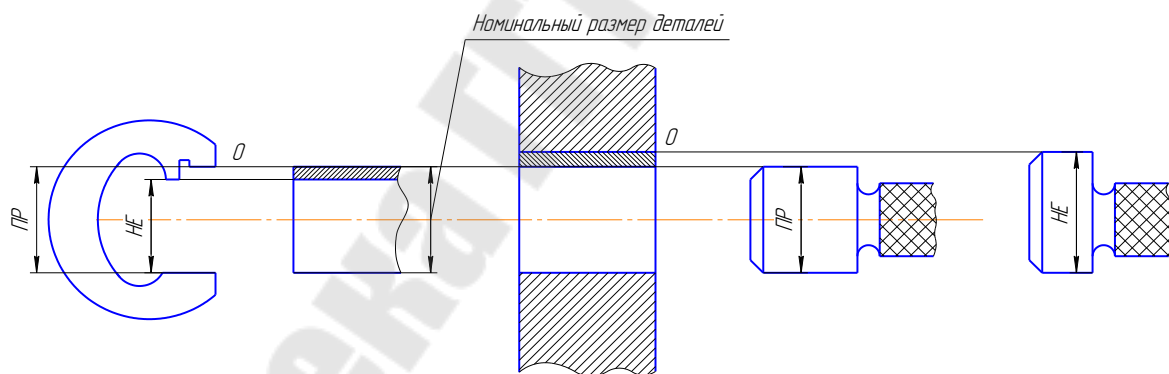


Рисунок 1 – Схема контроля деталей гладкими калибрами

Для внутренних измерений номинальный размер проходного калибра выполняют по наименьшему, 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.

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

Расчет исполнительных размеров калибров

Допуски на изготовление гладких калибров и контракалибров регламентированы ГОСТ 24853 – 81 и определяются номинальными размерам и качествами контролируемых деталей.

Согласно ГОСТ 24851 -81 калибры имеют следующие обозначения:

ПР – проходной рабочий калибр;

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.

Для проходных калибров, которые изнашиваются в процессе контроля, предусмотрен допуск на износ. Допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска изделия регламентируется величиной «У» для пробок и величиной «У₁» для скоб.

Для всех проходных калибров поля допусков «ПР» сдвинуты внутрь поля допуска изделия на величину «Z» для пробок и величину «Z₁» для скоб.

При номинальных размерах > 180 мм поле допуска непроходного калибра «НЕ» и граница износа проходного калибра также сдвигается внутрь поля допуска детали на величину «α» для пробок и величину «α₁» для скоб.

Исполнительным или технологическим называют предельный размер соответствующий пределу максимума материала калибра с односторонним расположением поля допуска, по которому изготовляют новый калибр.

Исполнительным размером калибра скобы служит её наименьший предельный размер с положительным отклонением, численно равным величине допуска на изготовление калибра «Н₁» Исполнительными размерами калибра пробки и контракалибра – их наиболь-

ший предельный размер с отрицательным отклонением, численно равным величине допуска на изготовление соответственно «Н» и «Н_р». Таким образом, на чертеже отклонение проставляют в «тело» калибра.

В соответствии с этим определением и расположением полей допусков (Рисунок 2.) для калибров пробок, предназначенных для контроля отверстий (ГОСТ 24853 – 81), исполнительные размеры для изготовления проходной стороны - ПР_{max} определяются из формулы:

$$ПР_{max} = D_{min} + Z + \frac{H}{2}$$

а непроходной стороны - НЕ_{max} определяются из формулы:

$$НЕ_{max} = D_{max} - \alpha + \frac{H}{2}$$

Поле допуска непроходной стороны

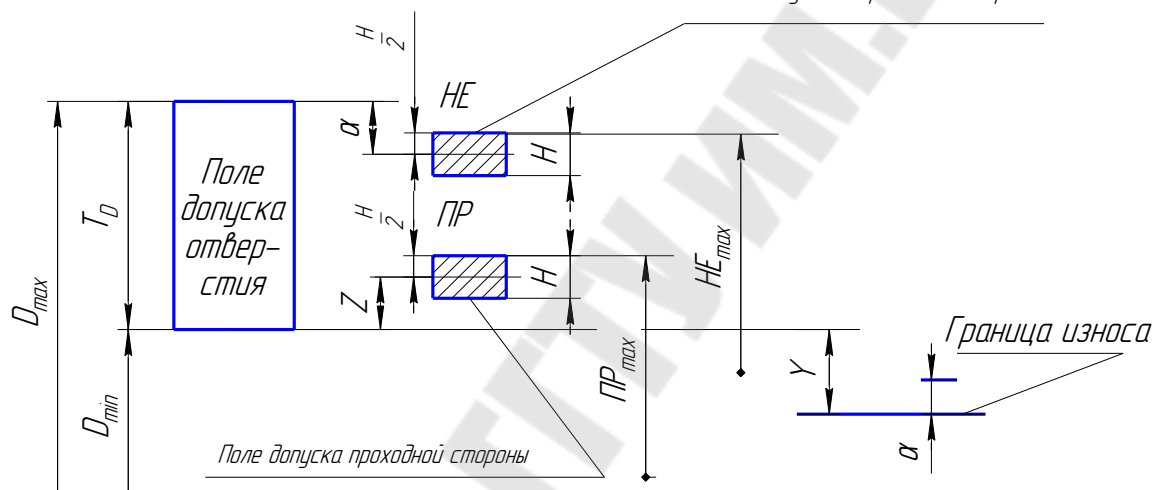


Рисунок 2. – Схема расположения полей допусков рабочих калибров пробок для контроля отверстий

Для калибров скоб, предназначенных для контроля валов и контрольных калибров исполнительные размеры согласно расположению полей допусков (Рисунок 3) будут равны:

$$ПР_{min} = d_{max} - Z_1 - \frac{H_1}{2}$$

$$НЕ_{min} = d_{min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2}$$

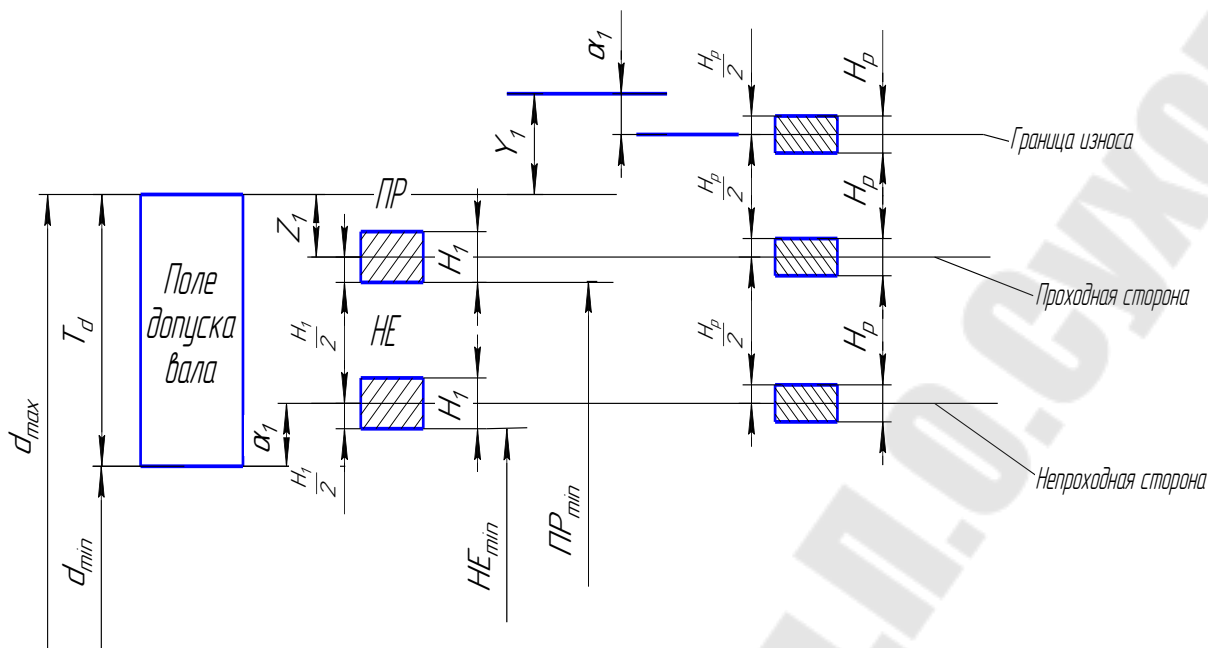


Рисунок 3. – Схема расположения полей допусков рабочих калибров – скоб для контроля валов и контрольных калибров -пластин

Рассчитанные исполнительные размеры калибров для основного набора полей допусков валов и отверстий приведены в ГОСТ 21401-75.

Конструкции калибров.

Для контроля валов используют главным образом калибры скобы для контроля отверстий применяют калибры пробки, основные виды которых представлены в ГОСТ 24851- 81.

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 точечному, 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 стан-

ка. Поэтому вместо колец применяют проходные скобы с широкими измерительными поверхностями.

Основные конструкции калибров – скоб установлены ГОСТ 18355 – 73 ... 18368 – 73. Наиболее распространены односторонние двух предельные скобы. Применяют также регулируемые скобы, которые можно настраивать на различные размеры.

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

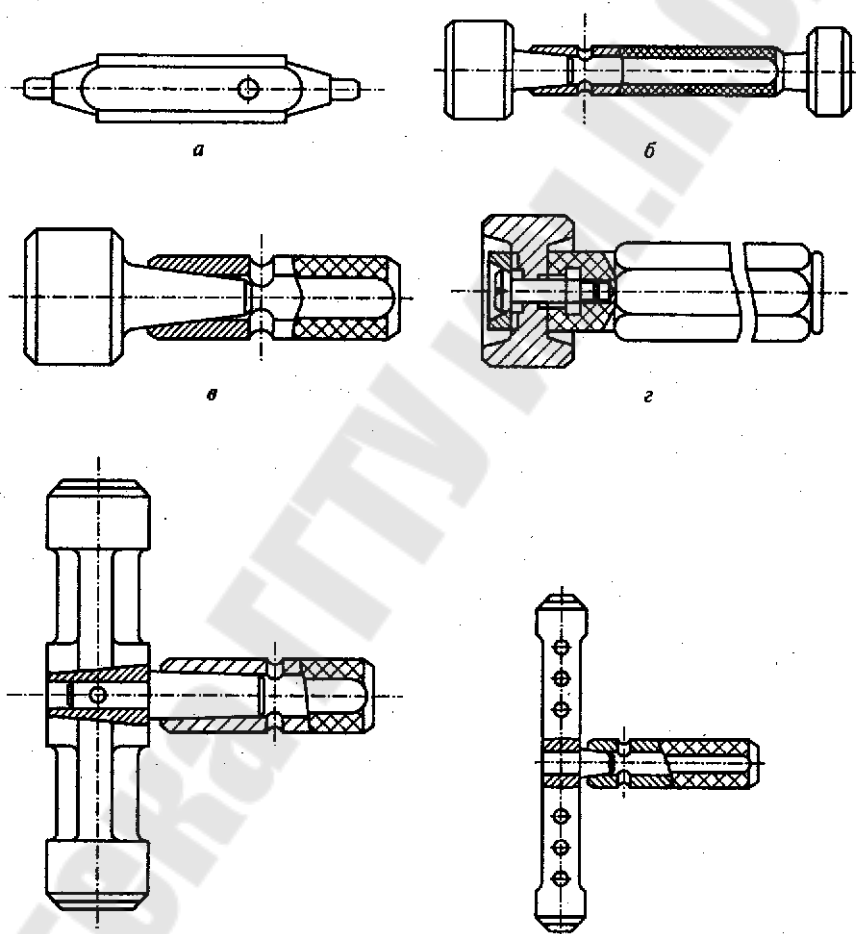


Рисунок 4. – Конструкции калибров пробок

Конструкции калибров– пробок 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 твердыми сплавами имеют износостойкость в 50...150 раз выше, чем стальные.

На калибрах наносят следующую маркировку:

- номинальный размер изделия; ($\varnothing 70$)
- условное обозначение предельных отклонений изделия (H7);
- величины предельных отклонений изделия в мм; $\pm 0,03$
- обозначение калибра (ПР, HE);
- товарный знак завода – изготовителя.

Лекция № 5 «Допуски формы и расположения поверхностей»

Отклонения и соответствующие допуски формы и расположения элементов деталей машин представляют собой второй уровень отклонений геометрических параметров. Как и отклонения размеров они оказывают существенное влияние на работоспособность и собираемость машин и механизмов.

Допуски формы и расположения регламентируются следующими стандартами:

ГОСТ 24642-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.
ГОСТ 24643-81	Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.
ГОСТ 14140-81	Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей.
ГОСТ 30893.2-2002	Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.
ГОСТ 2.308-79	Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения 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.

в) увеличивают трудоёмкость сборки, повышают объём пригоночных операций, снижают точность измерения размеров, уменьшают 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.

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.






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

Допуском формы называется наибольшее допустимое значение отклонения формы. Требования, определяемые допуском формы геометрически могут быть представлены в виде поля допуска. При нормировании точности формы имеется только одно отклонение, которое направлено «в тело» детали, а другое всегда равно нулю. Таким образом, искажение формы элементов поверхности нормируется как бы односторонним «отклонением» без знака.

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.

В соответствии с ГОСТ 24642-81 отклонения формы нормируются пятью комплексными допусками или отклонениями, которые включают дифференцированные или частные виды отклонений согласно таблице 1.

Таблица 1 – Виды отклонений формы

Комплексный вид допуска (отклонения) формы	Частный вид допуска (отклонения) формы	Условный знак допуска на чертеже
1. Допуск круглости	Овальность	
	Огранка	
2. Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности	Конусообразность	
	Бочкообразность	
	Седлообразность	
3. Допуск цилиндричности	Овальность, Огранка, Конусообразность, Бочкообразность, Седлообразность	
4. Допуск плоскостности	Выпуклость	
	Вогнутость	
5. Допуск прямолинейности	Выпуклость	
	Вогнутость	

Выделение частных видов отклонений вызвано тем, что частные отклонения формы являются характерными для многих видов обработки. Кроме того, установились традиционные способы измерения этих отклонений, не требующих высокоточных и дорогостоящих приборов. Измерения этих параметров (частных отклонений) дают возможность увязать отклонение формы с ошибками технологического процесса. Эти отклонения проще измерять. Иногда частные виды отклонений нормируются, если они важны для эксплуатационных условий работы. Поскольку частные виды отклонений не имеют условного обозначения, то такие требования должны указываться на чертеже текстом. В остальных случаях допуски для частных видов отклонений формы принимаются как по нормам на комплексные показатели. На чертеже допуски формы указываются в виде рамки, имеющей две секции. В первой секции содержится условный знак допуска формы, а во второй его числовое значение в миллиметрах. Рамка соединяется с нормируемым элементом линией со стрелкой, указывающей на этот элемент детали.

Отклонение от круглости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности.

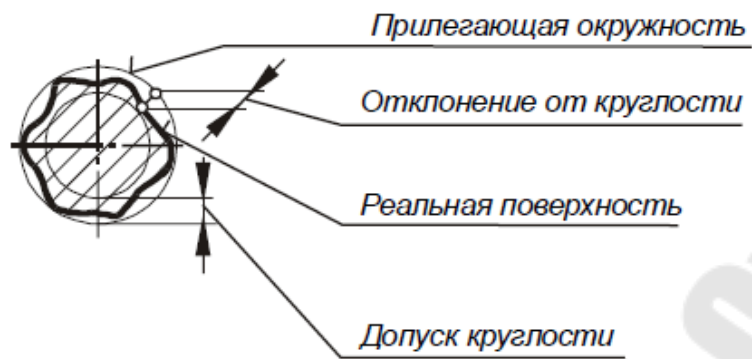


Рисунок 1 – Отклонение от круглости

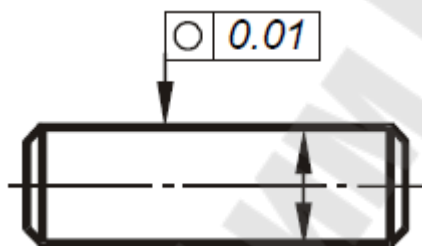


Рисунок 2 – Указание допуска круглости на чертежах

Частными или дифференцированными отклонениями от круглости являются овальность и огранка (Рисунок 3)

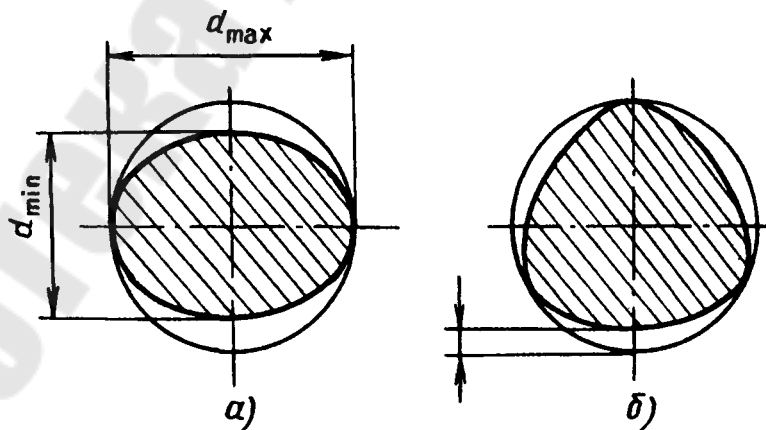


Рисунок 3 – Частные виды отклонения от круглости: овальность (а), огранка (б)

Овальность — отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру (Рисунок 3, а), наибольший и наименьший диаметры которых находятся во взаимно перпендикулярных направлениях. Значение отклонения от круглости при овальной форме определяется как полуразность диаметров, т.е.

$$\Delta = (d_{\max} - d_{\min})/2.$$

Причинами появления овальности являются овальность заготовок, овальность опорных поверхностей шпинделя станка, упругие деформации деталей (особенно тонкостенных) при закреплении в станке или при сборке.

Огранкой называется отклонение от круглости, при котором реальный профиль (Рисунок 3, б) представляет собой многогранную фигуру. В связи с особенностями измерения граненых деталей их разделяют в зависимости от числа граней (трех, четырех, пяти и т.д.).

Отклонение от круглости в виде огранки наиболее часто возникает, при обработке элементов детали на бесцентровошлифовальных станках вследствие проскальзывания детали в процессе обработки. Второй наиболее частой причиной появления огранки при обработке является деформация от закрепления детали в патроне станка.

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.

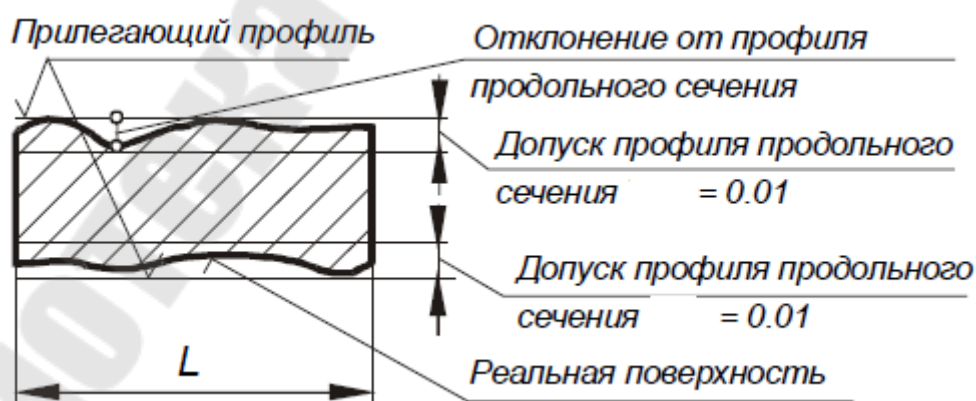


Рисунок 4 – Отклонение профиля продольного сечения

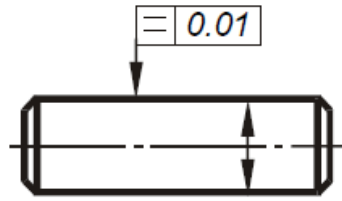


Рисунок 5 – Указание допуска профиля продольного сечения на чертежах

Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность.

Конусообразность называется отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (Рисунок 6, а).

Бочкообразность называется отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие имеют выпуклость, а диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (Рисунок 6, б).

Седлообразность называется отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие имеют вогнутость, а диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (Рисунок 6, в).

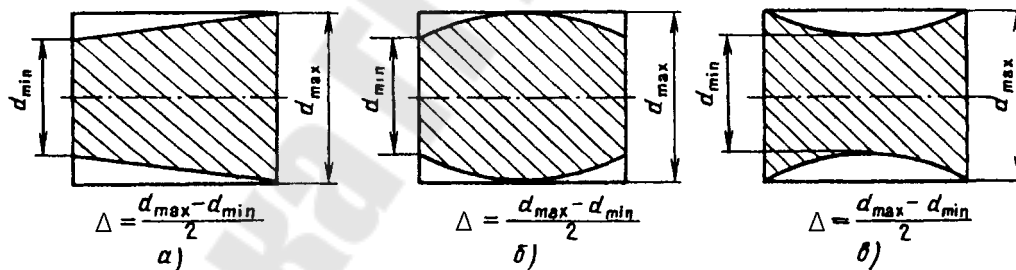


Рисунок 6 – Частные виды отклонения профиля продольного сечения: конусообразность (а), бочкообразность (б), седлообразность (в).

Конусообразность появляется из-за отклонений от параллельности в станке направляющих и линий центров в горизонтальной плоскости, извернутости направляющих, износа инструмента при обработке длинных валов, отжима под действием сил резания при консольном закреплении и из-за несовпадения осей шпинделя и пиноли задней бабки.

Бочкообразность появляется под действием усилий резания, извернутости направляющих из-за прогибов детали при обработке длинных тонких валов без люнетов.

Седлообразность появляется из-за отклонений от параллельности в станке направляющих и линии центров в вертикальной плоскости, деформаций задней и передней бабок станка от сил резания при обработке коротких жестких валов.

Выявление частных отклонений формы дает возможность управлять технологическим процессом и оценивать влияние повышения точности формы на эксплуатационные свойства. Так, например, было установлено, что уменьшение конусообразности, седлообразности и овальности шеек коленвала с 0,01 до 0,006 мм для двигателя одного из автомобилей позволяет увеличить срок работы вкладышей подшипников в 2,5...4 раза.

Отклонение от цилиндричности - наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка L .

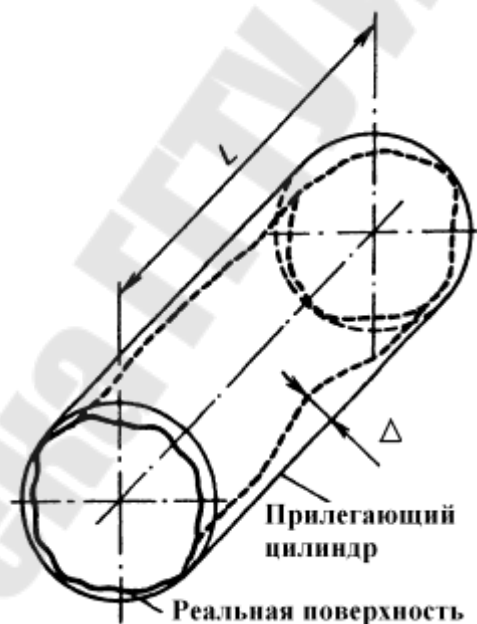


Рисунок 7 – Отклонение от цилиндричности

Допуск цилиндричности включает в себя как бы разделенные комплексные показатели - допуски круглости и профиля продольного сечения. Этот обобщенный (комплексный) показатель мало обеспечен производственными измерительными средствами и в настоящее время может быть использован только при проведении исследова-

тельских работ. Поэтому он имеет скорее теоретический характер и на рабочих чертежах указывать его сейчас нецелесообразно.

Отклонение от прямолинейности в плоскости - наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка (Рисунок 8) и относится к отклонению от прямолинейности образующих, из которых состоят цилиндрические и конические поверхности.

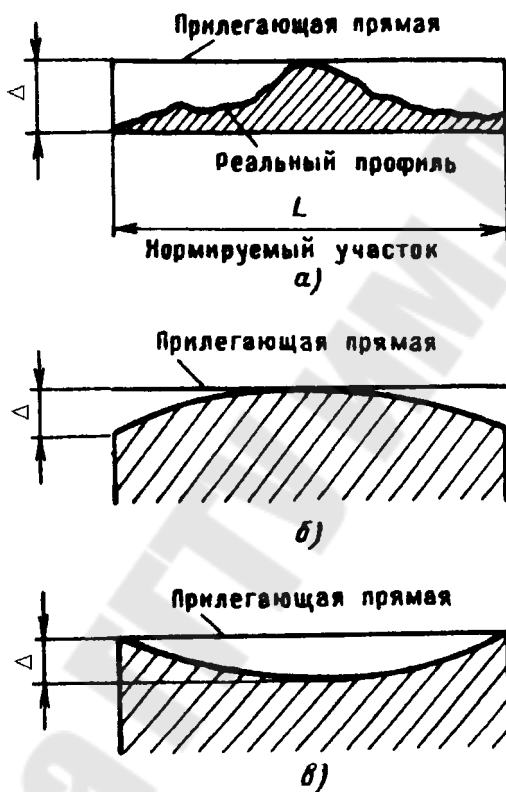


Рисунок 8 – Комплексное (а) и частные (б,в) отклонения от прямолинейности в плоскости

Для отклонений от прямолинейности используются частные виды отклонений — **выпуклость** и **вогнутость** (Рисунок 8, б, в). Эти понятия применяются, в основном, для указаний о запрете проявления частного вида отклонения формы или ограничения его. Например, может быть указание «выпуклость не допускается» или «допуск прямолинейности поверхности А 0,02 мм, допуск выпуклости 0,01 мм» и т.п. Условных обозначений все частные отклонения формы не имеют, а поэтому требования к ним записываются в технических условиях или текстом возле условного знака.

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

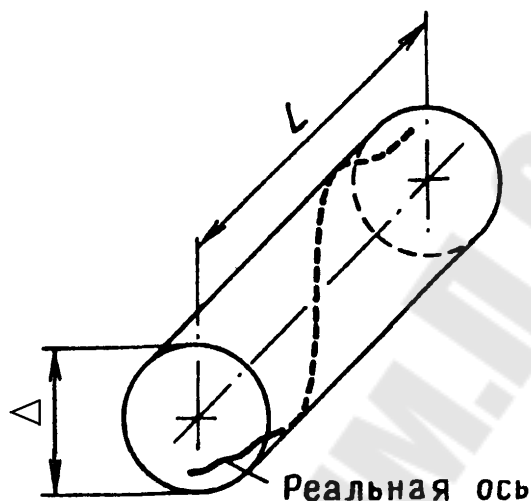


Рисунок 9 – отклонение от прямолинейности оси

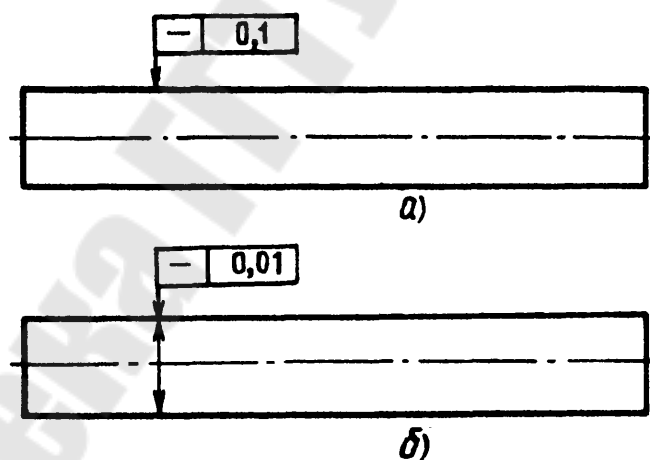


Рисунок 10 – Указание допускаемых отклонений от прямолинейности образующей в плоскости (а) и оси в пространстве (б) на чертежах

Отклонение от плоскости – наибольшее расстояние от точек реальной поверхности Δ до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка.

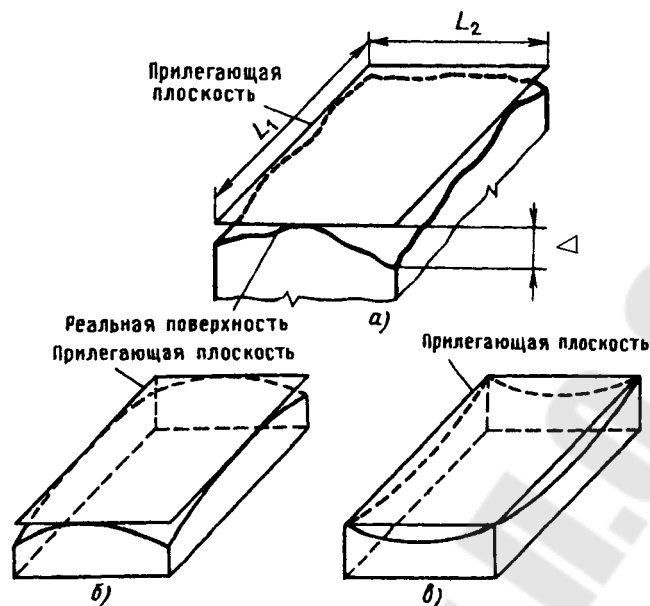


Рисунок 11 – Комплексное (а) и частные (б, в) отклонения от плоскости

Для плоскостности также выделяются частные виды отклонения -выпуклость (Рисунок 11, б) и вогнутость (Рисунок 11, в), которые используются в тех же случаях, что и при нормировании прямолинейности.

Примеры обозначения на чертеже условными знаками требований к допускаемым отклонения от плоскостности приведены на рисунке 12

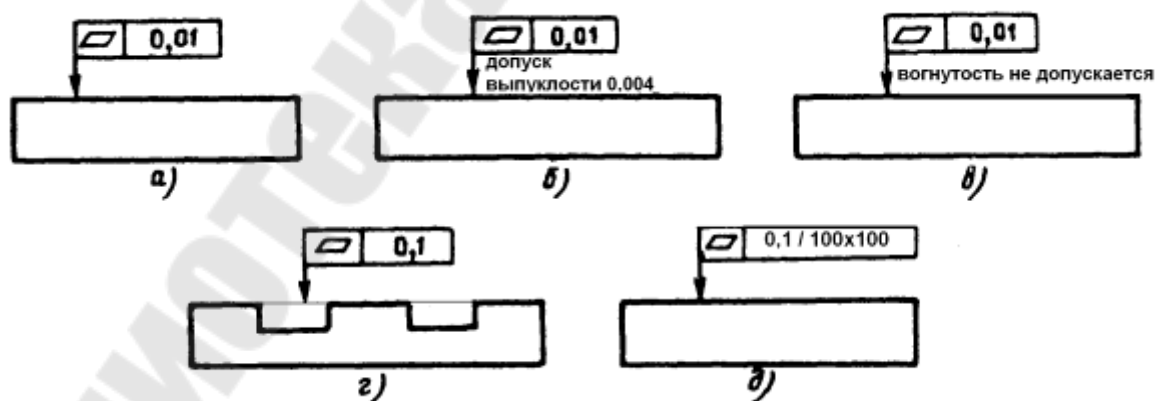


Рисунок 12 – Примеры указания на чертеже условными знаками допускаемых отклонений от плоскостности

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.

Отклонения в расположении отдельных поверхностей элементов деталей оказывают заметное влияние на работу машин и механизмов. Они уменьшают точности взаимного расположения и перемещения деталей (зубчатых колес копиров, кулачков, поступательных пар, подшипников скольжения и качения и т. д.), изменяют натяги и зазоры в соединениях, увеличивают трудоемкость сборочных и ремонтных работ. Поэтому на чертежах отклонения расположения ответственных поверхностей всегда должны быть нормированы соответствующими допусками.

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 возможно:

- установление требований точности расположения двух и более поверхностей элементов детали друг относительно друга
- требования в отношении точности расположения поверхности (поверхностей) относительно другой поверхности, которая называется базой.

Базой называется элемент детали (или выполняющее ту же функцию сочетание элементов), по отношению к которому задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента, а также определяются соответствующие отклонения.

Если поверхность какого-то элемента выбирается при нормировании в качестве базы, то это означает, что у детали эта поверхность является более важной для обеспечения эксплуатационных свойств этой детали. Базой может быть поверхность, её образующая или точка. Если базой является поверхность вращения или резьба, то в качестве базы рассматривают их ось. На чертежах в общем случае допус-

ки расположения указываются в виде двух рамок. В первой разделенной на три секции указывается условное обозначение допуска расположения, его числовое значение и буквенное обозначение базы. Во второй буквенное обозначение базы. Первая рамка соединяется с нормируемым элементом линией, заканчивающейся стрелкой. Вторая рамка соединяется с базовым элементом линией, заканчивающейся зачерненным треугольником.

В соответствии с ГОСТ 24642-81 отклонения расположения поверхностей нормируются семью допусками или отклонениями согласно таблице 2.

Таблица 2 – Виды отклонений (допусков) расположения

Вид отклонения расположения	Условный знак допуска на чертеже	Вид допуска
1. Отклонение от параллельности		
2. Отклонение от перпендикулярности		
3. Отклонение наклона		
4. Отклонение от соосности		Ø или R
5. Отклонение от симметричности		T или T/2
6. Позиционное отклонение		Ø или R T или T/2
7. Отклонение от пересечения осей		T или T/2

Отклонения от параллельности является многовариантным видом отклонения расположения. Это может быть отклонение от параллельности: плоскостей, оси и плоскости, прямых в плоскости, осей (прямых) в пространстве или перекос осей (прямых). На практике чаще всего встречается требование параллельности плоскостей, между осью и плоскостью и между осями.

Отклонение от параллельности поверхностей – разность EPA наибольшего и наименьшего расстоянием между плоскостями в пределах нормируемого участка



Рисунок 13 – Отклонение от параллельности поверхностей

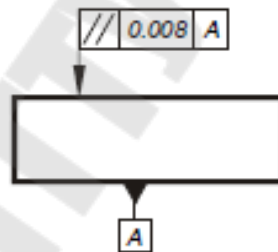


Рисунок 14 – Указание допусковых отклонений от параллельности поверхностей на чертежах

Отклонение от параллельности оси и поверхности – разность EPA наибольшего и наименьшего расстоянием между осью и плоскостью на длине нормируемого участка

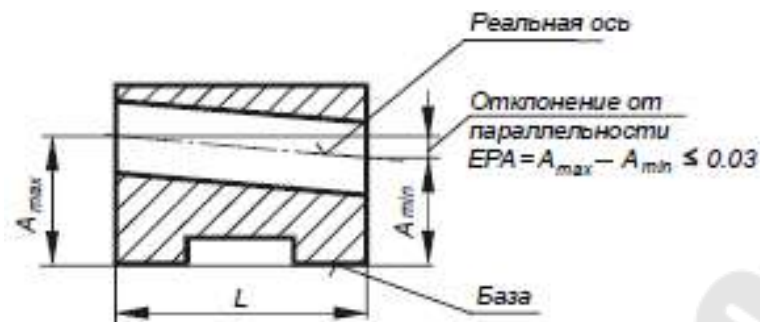


Рисунок 15 – Отклонение от параллельности оси и плоскости

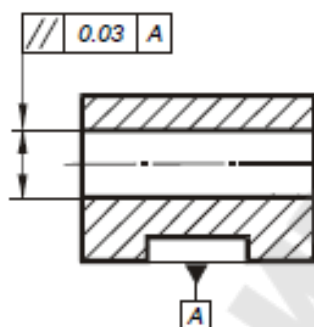


Рисунок 16 – Указание допускаемых отклонений от параллельности оси и плоскости на чертежах

Отклонение от параллельности осей (перекос осей) – отклонение от параллельности EPA_x проекций осей на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей.

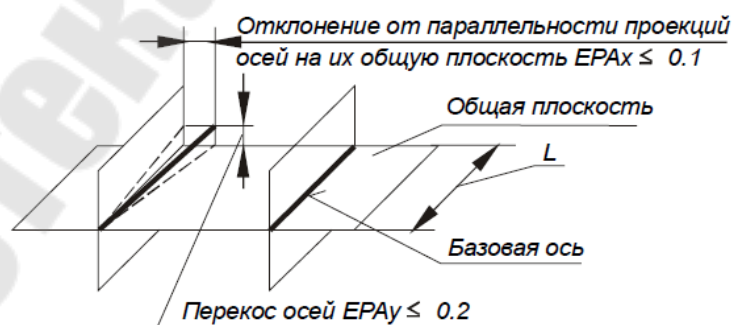


Рисунок 17 – Отклонение от параллельности осей (перекос осей)

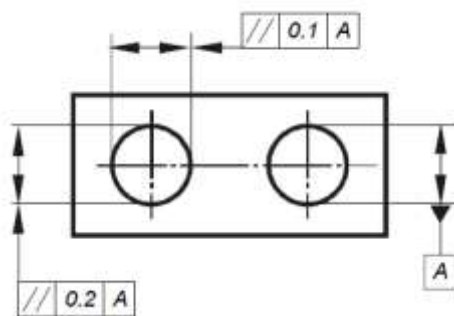


Рисунок 18 – Указание допускаемых отклонений от параллельности осей на чертежах.

Так же как и при нормировании отклонений от параллельности, требования к отклонению от перпендикулярности могут быть заданы в различном виде в зависимости от элементов, к которым относятся эти требования.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей — отклонение угла между плоскостями от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах EPR на длине нормируемого участка (рисунок 19, а).

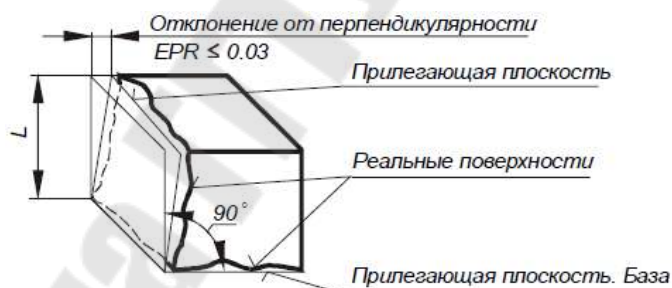


Рисунок 19 – Отклонение от перпендикулярности плоскостей

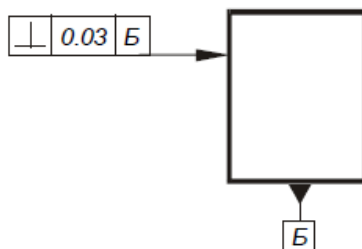


Рисунок 20 – Указание допускаемых отклонений от перпендикулярности плоскостей на чертежах.

Отклонение от перпендикулярности оси относительно плоскости — отклонение угла между осью и базовой плоскостью от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах EPR на длине нормируемого участка.

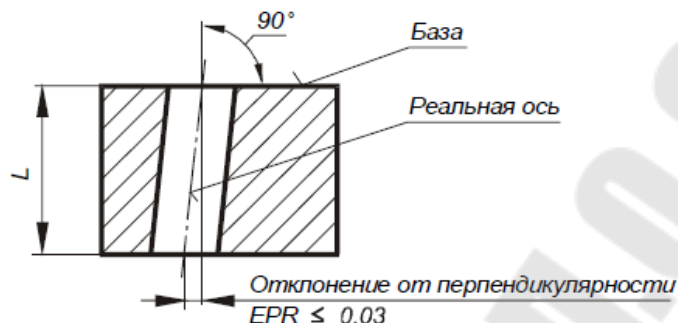


Рисунок 21 – Отклонение от перпендикулярности оси и плоскости

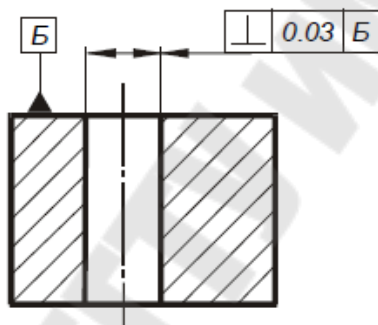


Рисунок 22 – Указание допускаемых отклонений от перпендикулярности оси и плоскости на чертежах.

Отклонение от перпендикулярности осей — отклонение угла между осью и базовой осью от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах EPR на длине нормируемого участка.

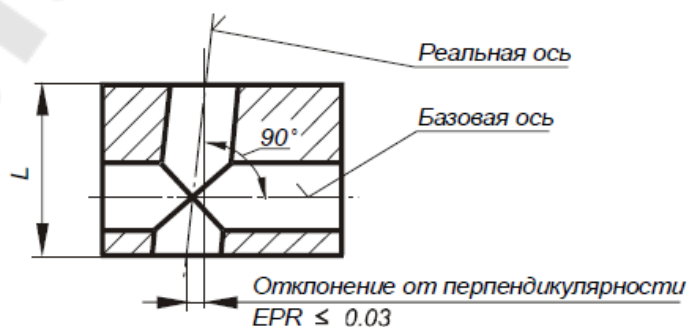


Рисунок 23 – Отклонение от перпендикулярности осей

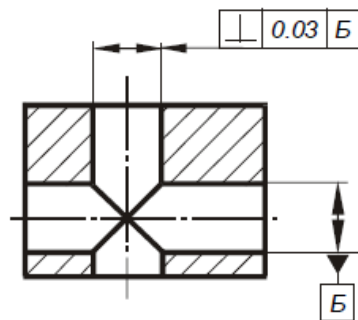


Рисунок 24 – Указание допускаемых отклонений от перпендикулярности осей на чертежах.

Отклонение наклона плоскости относительно плоскости — отклонение угла между плоскостью и базовой плоскостью или базовой осью (прямой) от номинального угла, выраженное в линейных единицах EPN на длине нормируемого участка.

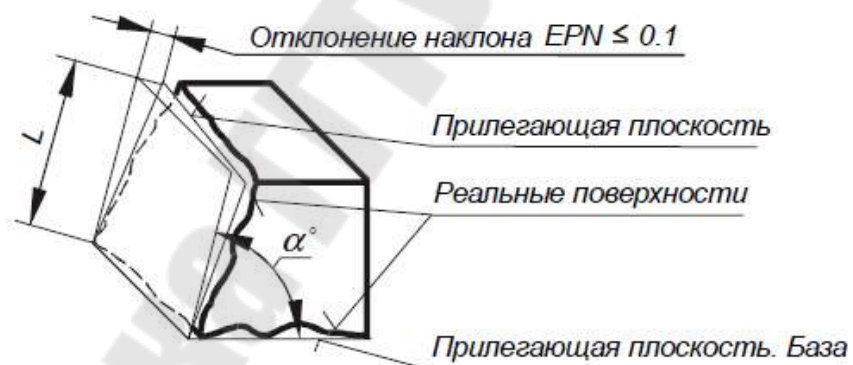


Рисунок 25 – Отклонение наклона плоскости относительно плоскости.

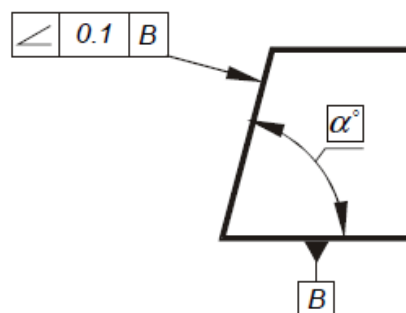


Рисунок 26 – Указание допусковых отклонений наклона плоскости относительно плоскости на чертежах.

Отклонение от соосности в зависимости от используемой базы имеет два варианта: отклонение от соосности относительно базовой оси и отклонение от соосности относительно общей оси. Рассмотрим второй вариант как наиболее часто используемый.

Отклонение от соосности относительно общей оси – наибольшее расстояние между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка.

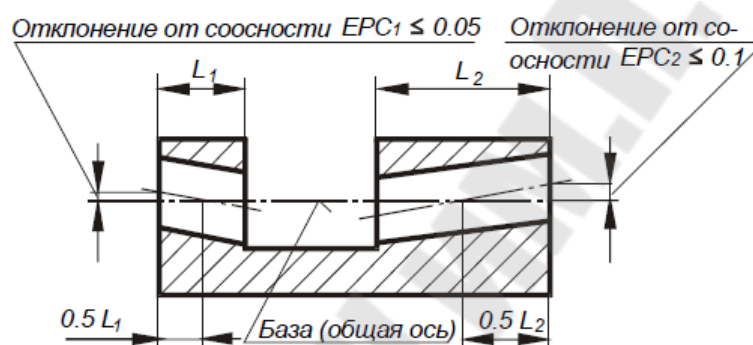


Рисунок 27 – Отклонение от соосности относительно общей оси.

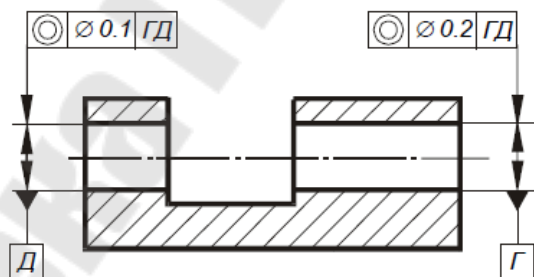


Рисунок 28 – Указание допусковых отклонений от соосности относительно общей оси на чертежах.

Допуск соосности может иметь диаметральный или радиусный выражение, на что указывает знак Ø или R поставленный перед числовым значением допуска. Полем допуска, представленным, например, в диаметральном выражении, является цилиндр, ось которого совпадает с базовой осью, а диаметр равен величине, указанного допуска соосности.

Отклонение от симметричности также имеет два варианта нормирования: относительно базового элемента и относительно общей плоскости симметрии.

Отклонение от симметричности относительно базового элемента – наибольшее расстояние EPS между плоскостью симметрии рассматриваемого элемента и плоскостью симметрии базового элемента в пределах нормируемого участка. Поле допуска TPS – область в пространстве ограниченная двумя параллельными плоскостями отступающими друг от друга на расстоянии равном допуску симметричности в диаметральной выражении

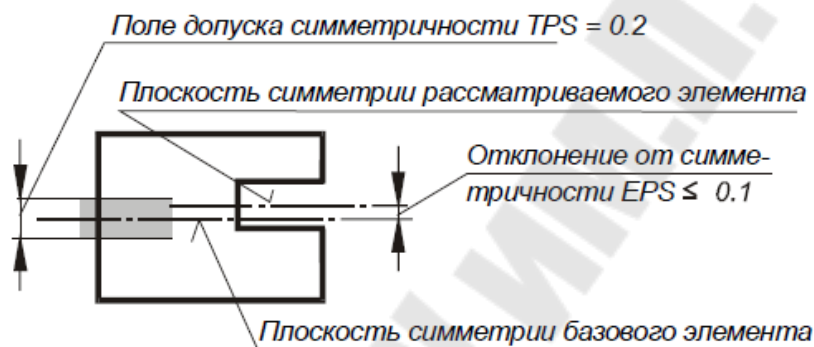


Рисунок 29 – Отклонение от симметричности относительно базового элемента.

Если базовый элемент расположен в непосредственной близости от нормируемого элемента, то это позволяет упростить обозначение допуска расположения исключив третью секцию и обозначение базы.

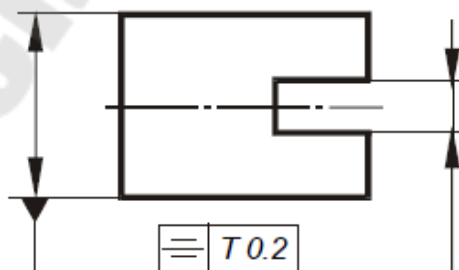


Рисунок 30 – Указание допускаемых отклонений от симметричности относительно базового элемента на чертежах.

Позиционное отклонение - наибольшее расстояние EPP между реальным расположением элемента детали и его номинальным рас-

положением в пределах нормируемого участка. Позиционное отклонение можно нормировать для элементов, находящихся в плоскости, в пространстве или в заданном направлении.

Позиционное отклонение — в какой-то мере комплексное указание положения элементов детали. При нормировании этого отклонения, как и в случае отклонений наклона, координирующие размеры, указывающие номинальное положение нормируемых элементов, обозначаются в рамках. Это сделано для того, чтобы к этим элементам при изготовлении не применялось требование к точности размера, как к размерам с неуказанными допусками. Точность этих размеров обеспечивается точностью изготовления позиционных отклонений. В некоторых случаях, когда по условиям эксплуатации требуется задать точность смещения не одинаковой в разных направлениях, оказывается более удобен способ, основанный на указании предельных отклонений размеров координирующих элементов.

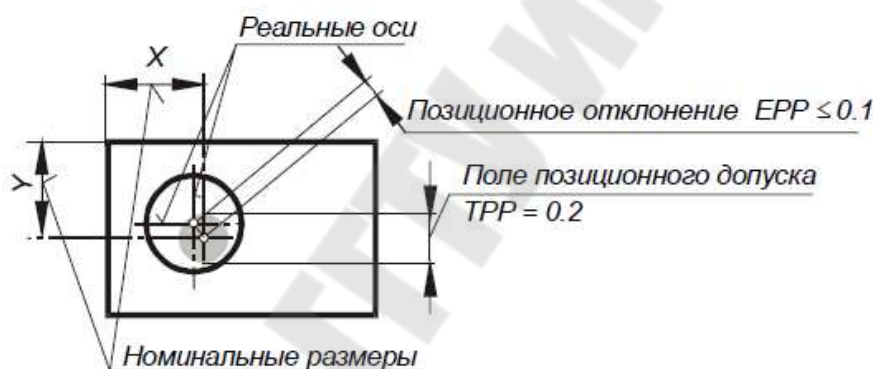


Рисунок 31 – Позиционное отклонение.

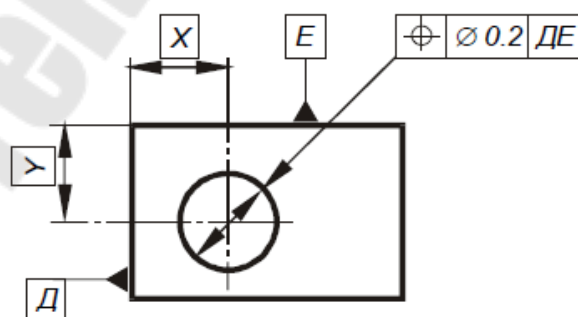


Рисунок 32 – Указание позиционного отклонения на чертежах.

Отклонение от пересечения осей – это наименьшее расстояние E_{PX} между номинально пересекающимися осями

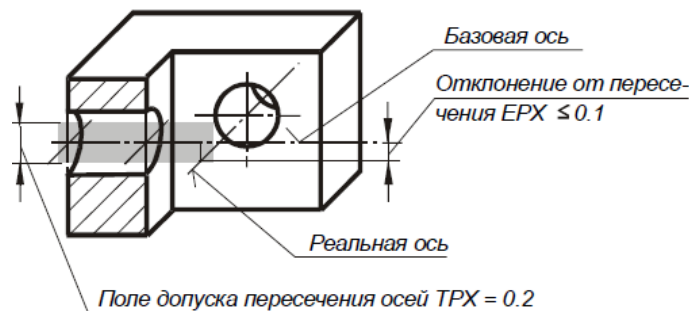


Рисунок 33 – Отклонение от пересечения осей.

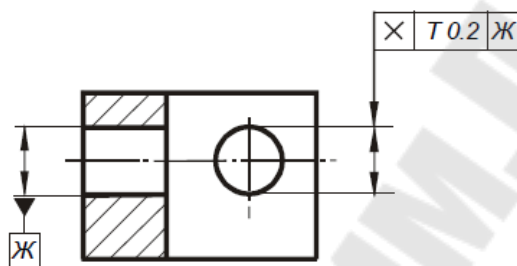






Рисунок 34 – Указание отклонения от пересечения осей на чертежах.

Суммарные допуски формы и расположения поверхностей

В ряде случаев точность расположения и точность формы элементов деталей совместно влияют на их эксплуатационные свойства. Кроме того, исходя из соображений удобства измерений, иногда целесообразно нормировать одним значением допуска требования к точности формы и расположения. В этих случаях нормируются единым значением отклонение, представляющее собой одновременно отклонением формы и отклонением расположения, называемое суммарным отклонением расположения и формы.

Суммарными отклонениями расположения и формы называется отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонения расположения и отклонения формы поверхности рассматриваемого элемента относительно баз. В отличие от отклонений расположения суммарные отклонения определяются по точкам реальной нормируемой поверхности относительно прилегающих базовых поверхностей элементов деталей. Если при этом не указан нормируемый участок, то суммарный допуск относится ко всей поверхности или к профилю любого сечения. Виды суммарных отклонений расположения и формы представлены в таблице 3

Таблица 3. Виды суммарных отклонений расположения и формы

Вид суммарного отклонения формы и расположения	Условный знак допуска на чертеже
1. Радиальное биение	
2. Торцевое биение	
3. Биение в заданном направлении	
4. Полное радиальное биение	
5. Полное торцевое биение	
6. Полное биение в заданном направлении	
7. Отклонение формы заданного профиля	
8. Отклонение формы заданной поверхности	

Радиальное биение – разность ECR наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью перпендикулярной базовой оси.

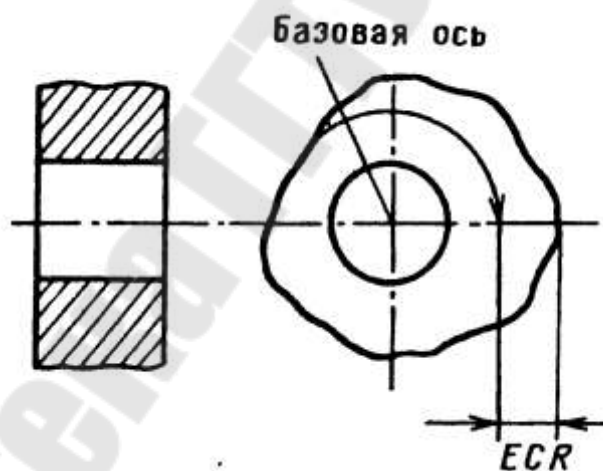


Рисунок 35 – Радиальное биение.

Радиальное биение является результатом совместного проявления отклонения от круглости T_o (отклонение формы) профиля рассматриваемого сечения и отклонения от соосности т.е. его центра относительно базовой оси (отклонение расположения).

На чертежах допуск на радиальное биение обозначается как и допуск расположения с указанием базового элемента, причем окончание соединительной линии со стрелкой направлено по линии измере-

ния к образующей цилиндрической поверхности детали т.е. совпадает с радиусом. Поэтому биение названо радиальным. Поскольку три вида биений (Таблица 3) имеют одинаковое обозначение, то направление соединительной линии со стрелкой позволяет их различать.

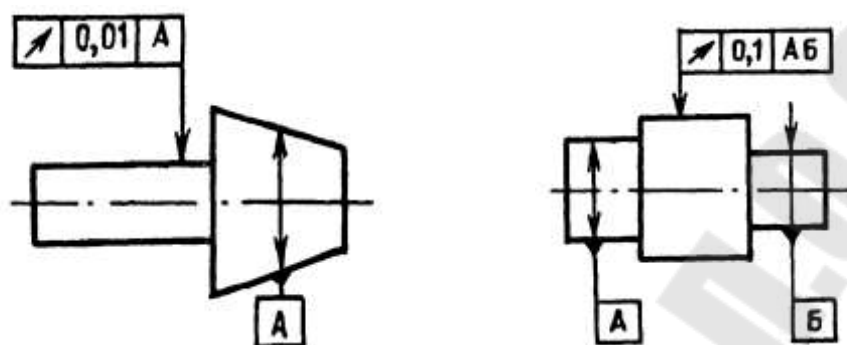


Рисунок 36 – Указание радиального биения на чертежах.

Торцевое биение – разность ЕСА наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости перпендикулярной базовой оси. Торцевое биение представляет собой сумму отклонений от плоскостности (отклонение формы) и перпендикулярности торцевой поверхности относительно оси базовой поверхности (отклонение расположения) на длине равной диаметру рассматриваемого сечения.

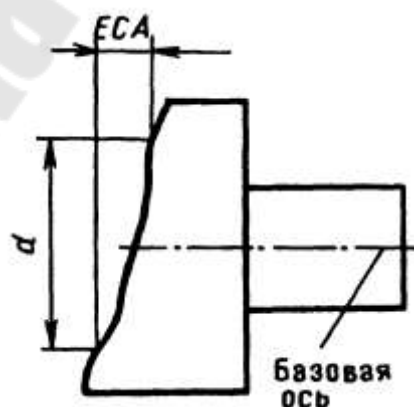


Рисунок 35 – Торцевое биение.

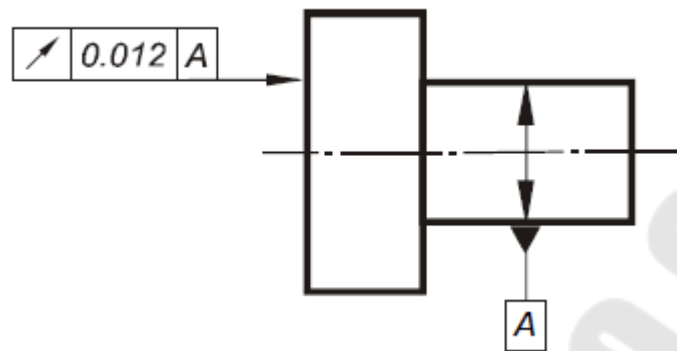


Рисунок 36 – Указание торцевого биения на чертежах.

Биение в заданном направлении – разность ECD наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление до вершины этого конуса.



Рисунок 37 – Биение в заданном направлении.

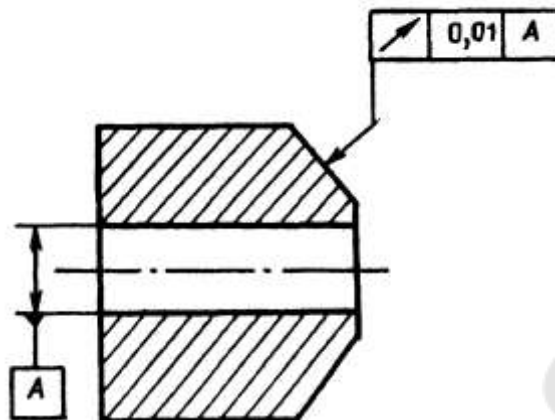


Рисунок 38 – Указание биения в заданном направлении на чертежах.

Полное радиальное биение — разность ECTR наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси. Это требование нормируется только для поверхностей с номинальной цилиндрической формой. Полное радиальное биение относится к суммарным отклонениям потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности (отклонение формы) и отклонения от соосности поверхности относительно базовой оси (отклонение расположения).

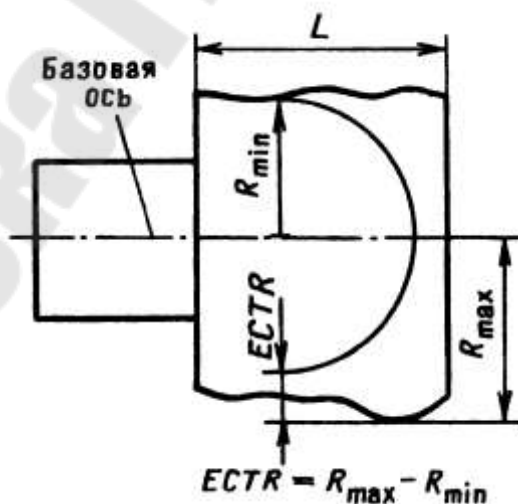


Рисунок 39 – Полное радиальное биение.

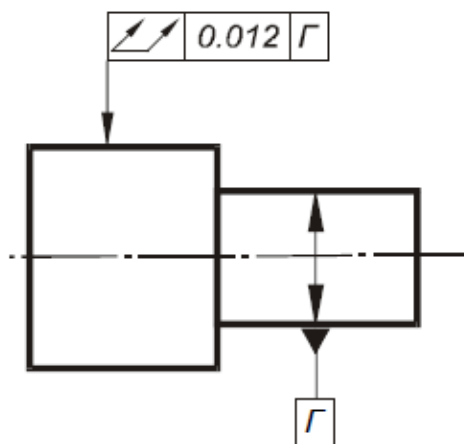


Рисунок 40 – Указание полного радиального биения на чертежах.

Полное торцевое биение — разность ЕСТА наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси.

Это требование, так же как и просто торцевое биение, относится к торцевым поверхностям с номинально плоской формой. Полное торцевое биение относится к суммарным отклонениям потому, что оно является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности (отклонение формы) и отклонения ее от перпендикулярности относительно базовой оси (отклонение расположения).

Таким образом, полное торцевое биение отличается от торцевого биения тем, что относится не к одному сечению торцевой поверхности цилиндром соосным с осью вращения, а ко всей плоской торцевой поверхности.

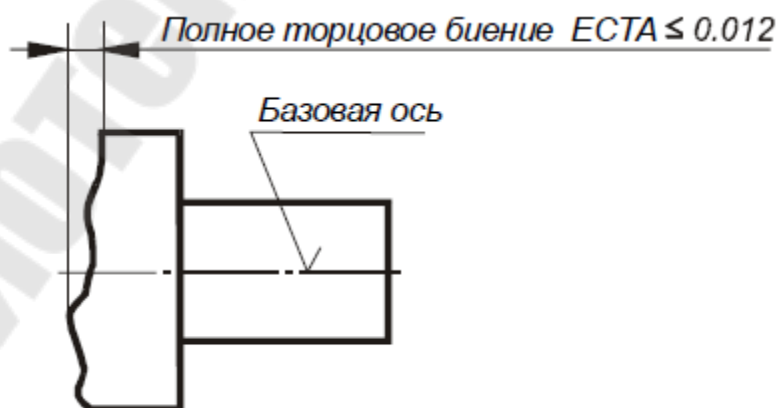


Рисунок 41 – Полное торцевое биение.

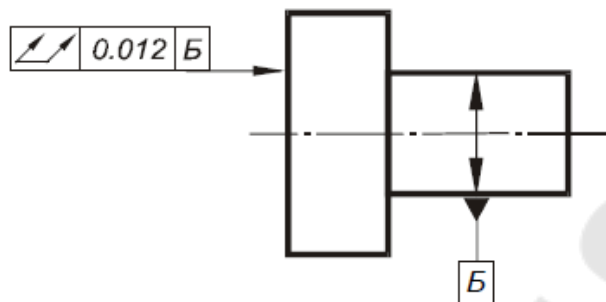


Рисунок 42 – Указание полного торцового биения на чертежах.

Отклонение формы заданного профиля — отклонение ECL точек реального профиля от номинального профиля, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка.



Рисунок 43 – Отклонение формы заданного профиля.

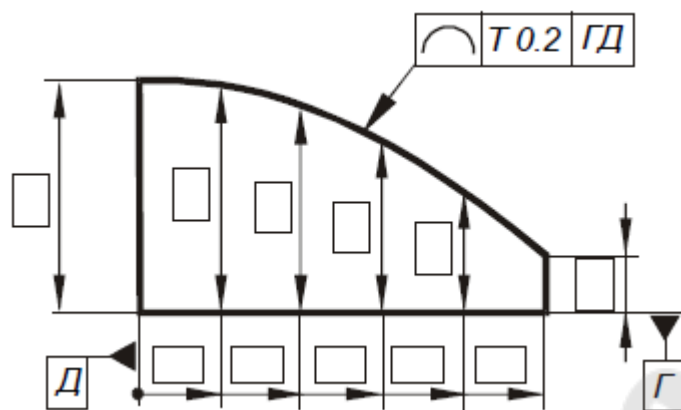


Рисунок 44 – Указание отклонения формы заданного профиля на чертежах.

Отклонение формы заданной поверхности — отклонение ЕСЕ точек реальной поверхности от номинальной поверхности, определяемое по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемого участка.



Рисунок 45 – Отклонение формы заданной поверхности.

Как видно из приведенных определений, понятия эти идентичны и отличаются тем, что одно относится к профилю, а другое — к поверхности. Оба эти параметра используются при нормировании требований к точности криволинейных поверхностей и к случаю, когда криволинейные профили (поверхности) заданы номинальными размерами координат отдельных точек профиля (поверхности) или номинальными размерами его элемента без отдельных отклонений этих размеров (тогда размер указывается в рамках).

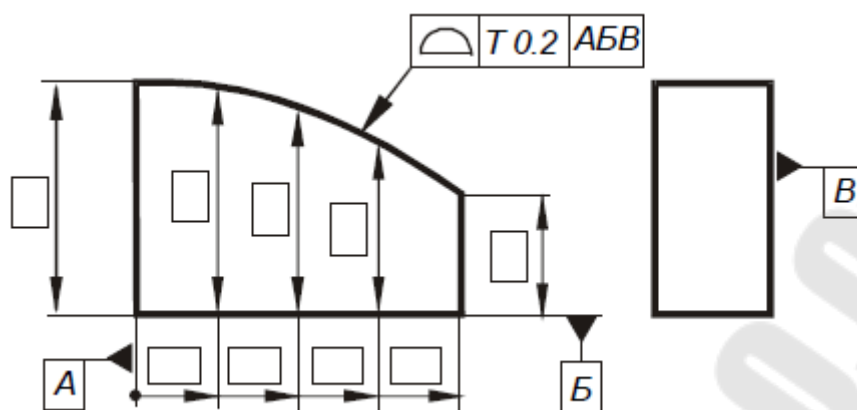


Рисунок 46 – Указание отклонения формы заданной поверхности на чертежах.

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 в порядке уменьшения 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_ϕ) установлены следующие уровни **относительной геометрической точности**:

А – нормальная ($T_\phi = 0,6T_d$)

В – повышенная ($T_\phi = 0,4T_d$)

С – высокая ($T_\phi = 0,25T_d$)

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.

$$T_{\phi} \leq T_d$$

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

Общие допуски формы и расположения

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. 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

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

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.

Зависимый допуск формы или расположения обозначают на чертеже знаком \textcircled{M} , который размещают согласно ГОСТ 2.308-79:

- после числового значения допуска (см. рис. 5, б), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента;

- после буквенного обозначения базы или без буквенного обозначения в третьем поле рамки (см. рис. 5, в), если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;

- после числового значения допуска и буквенного обозначения базы, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов.

Лекция № 6 «Нормирование 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.

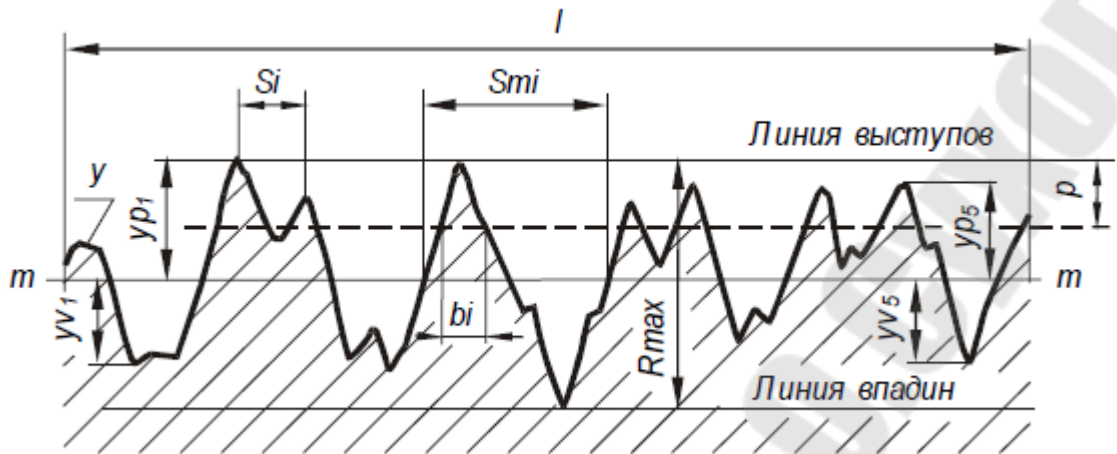


Рисунок 1 – Шероховатость поверхности, параметры нормирования

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 было минимальным.

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.

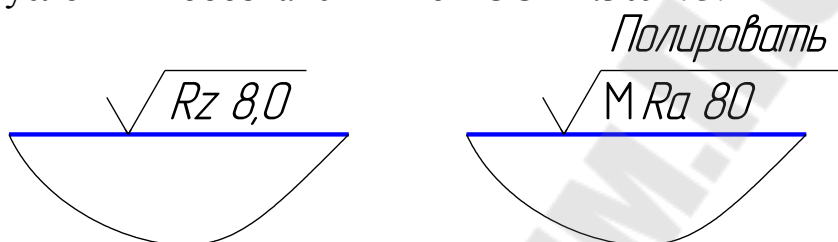


Рисунок 2 – Условное обозначение шероховатости на чертежах

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 № 7 «Допуски и посадки подшипников качения»

Подшипники служат опорами для валов и вращающихся осей. Подшипники качения – это стандартные сборочные единицы повышенной точности, которые изготавливаются на специализированных подшипниковых заводах на специальном оборудовании повышенной точности. От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность и долговечность машин.

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 классы точности в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников:

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 - ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неотчетственных узлах.

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) шпиндели шлифовальных станков опираются на подшипники 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:

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

б) отклонение формы (допуск круглости и профиля продольного сечения) отверстия и вала регламентированы ГОСТ 3325-85.

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

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

Посадки подшипников качения

Кроме указанных факторов существенное влияние на срок службы подшипников оказывают его посадки на вал и в корпус.

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. 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.

Посадки подшипников качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от значения и характера действующих нагрузок - вида нагружения колец, типа, размера и точности подшипника, условий его эксплуатации (ГОСТ 3325 – 85. Подшипники шариковые и роликовые. Посадки).

Различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное, колебательное.

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. Посадка кольца должна быть с зазором для того, чтобы в процессе эксплуатации за счет вибрации или толчков происходило проворачивание кольца относительно действующей нагрузки. При этом будет обеспечиваться равномерное изнашивание беговой дорожки колец подшипника.

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 . Нормальная работа циркуляционно нагруженного кольца будет обеспечиваться посадкой с натягом, исключая проворачивание кольца относительно посадочной поверхности в процессе эксплуатации. В противном случае в зоне сопряжения будет происходить изнашивание контактирующих поверхностей.

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 эксцентров. Посадкой, обеспечивающей нормальную работу при таком виде нагружения будет переходная.

Наиболее ответственная является посадка циркуляционно нагруженного кольца. Её выбирают из таблицы с полями допусков, обеспечивающих допустимые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях исходя из значений диаметра сопряжения и интенсивности радиальной нагрузки P_{F_r} , 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 ГОСТ 3325-85 в зависимости от вида нагружения, режима нагружения, условий эксплуатации и класса точности подшипника.

Лекция № 8 «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.

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} .

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 .

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:

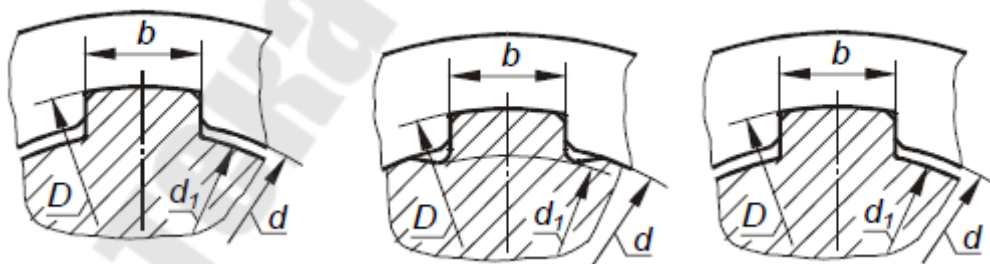
- прямобоочные;
- эвольвентные;
- треугольные.

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

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

Существует три способа центрирования:

- по наружному диаметру;
- по внутреннему \emptyset ;
- по боковым сторонам зубьев.



Центрирование по D

Центрирование по d

Центрирование по 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:

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

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

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

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

ми.

Для нецентрирующих диаметров установлены следующие поля допусков:

	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 № 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 клеток прокатных станков, 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 предъявляется 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 и 8 видов допусков на величину бокового зазора: х, у, z, а, b, с, d, h.

В горных машинах преимущественно применяется вид сопряжения В, реже А.

Выбирать вид сопряжения лучше всего по расчету

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

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

ν - боковой зазор, необходимый для слоя смазки:

$$\nu = \begin{cases} 0,01 \dots 0,03 \text{ м} & \text{0,01-для тихоходных} \\ & \text{0,03-для быстроходных} \end{cases}$$

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

a_w - межосевое расстояние.

Δt_1 - перегрев передачи

$$\Delta t_1 = t_{з.н.} - 20^\circ \text{C}$$

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

Кинематическая точность.

Для обеспечения кинематической точности предусмотрены нормы, ограничивающие кинематическую погрешность передачи и колеса.

Кинематическая погрешность зубчатого колеса ($F_{кпк}$) 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} .

$$\text{Допуск } F_p, F_{pr} \approx 0,8 F'_{ir}$$

РИСУНОК.

б) радиальное биение зубчатого венца F_{rr}

Допуск F_r

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} 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''

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.

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_{prt} (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.

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 зубонарезного инструмента.

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 тангенциального зубомера.

Контроль толщин 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.

(Показать прибор, рассказать о его устройстве).

Выполнение чертежей цилиндрических зубчатых колес.

Правила оформления 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 резьбовых соединений»

Основные типы резьб, их 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.

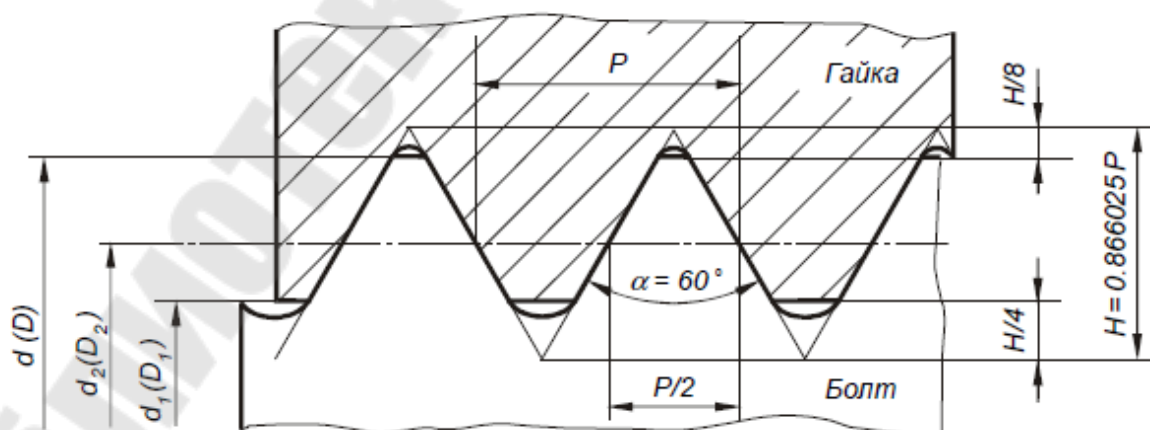


Рисунок – Характеристика метрической резьбы

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 и 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.

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

Чтобы компенсировать погрешность шага ΔP_h необходимо обеспечить условие $D_2 - d_2 \geq f_p = 1,732 \Delta P_h$.

Условие свинчиваемости $D_2 \geq d_2 + f_p$

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

РИСУНОК.

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.

Установлены 3 группы длин свинчивания:

S – малая (короткая);

N – нормальная;

L – большая (длинная).

Для образования посадок с зазором рекомендуются следующие поля допусков: если обозначение поля допуска среднего диаметра совпадает с полем допуска наружного или внутреннего диаметра принимают сокращенную запись: 6g6g = 6g, 6H6H = 6H.

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. Переходные посадки более технологичны, чем посадки с натягом для которых применяют селективную сборку.

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

Лекция № 11 «Допуски углов. Взаимозаменяемость конических соединений»

Допуски углов.

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

РИСУНОК.

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:

$$\frac{0,5D - 0,5d}{L} = \operatorname{tg} \alpha/2 \text{ или } \frac{D - d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha/2 = C$$

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_1 от вершины этого угла. Практически этот отрезок равен длине дуги с радиусом L_1 , 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 .

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

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

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).

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; Is; N.

Лекция № 12 «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.

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.

Уменьшающие и увеличивающие звенья.

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

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

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:

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

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).
2. Теоретико-вероятностный метод.
3. Метод групповой взаимозаменяемости.
4. Метод регулирования.
5. Метод пригонки.

2. 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 точного 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.

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 (калитет) составляющих звеньев.

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

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

Метод полной взаимозаменяемости.

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:

$$TA_0 = \sum_{j=1}^m T\overrightarrow{A_j} + \sum_{j=1}^n T\overleftarrow{A_j} \quad (6)$$

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

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:

$$ES_{A_0} \overleftarrow{=} \sum_{i=1}^m ES_{A_i} \overleftarrow{=} - \sum_{i=1}^n EI_{A_i} \overleftarrow{=} \quad (8)$$

$$EI_{A_0} \overleftarrow{=} \sum_{i=1}^m EI_{A_i} \overleftarrow{=} - \sum_{i=1}^n ES_{A_i} \overleftarrow{=} \quad (9)$$

При расчете размерных цепей часто оказывается удобным оперировать не предельными отклонениями ES и EI, а средними отклонениями E_c

РИСУНОК.

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

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

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

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):

$$TA_0 = m + n \overline{T_c} A_i$$

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

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 качество определяют следующим образом:

Допуск составляющего размера: $TA_i = a_i i_i$, где

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

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):

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

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 $ES \begin{smallmatrix} \ominus \\ \ominus \end{smallmatrix} A_0$ и $EI \begin{smallmatrix} \ominus \\ \ominus \end{smallmatrix} A_0$ 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.). Заданы номинальные значения составляющих размеров и предельные отклонения исходного звена: $A_0^{max} = 1,75 \text{ мм}$; $A_0^{min} = 1,0 \text{ мм}$

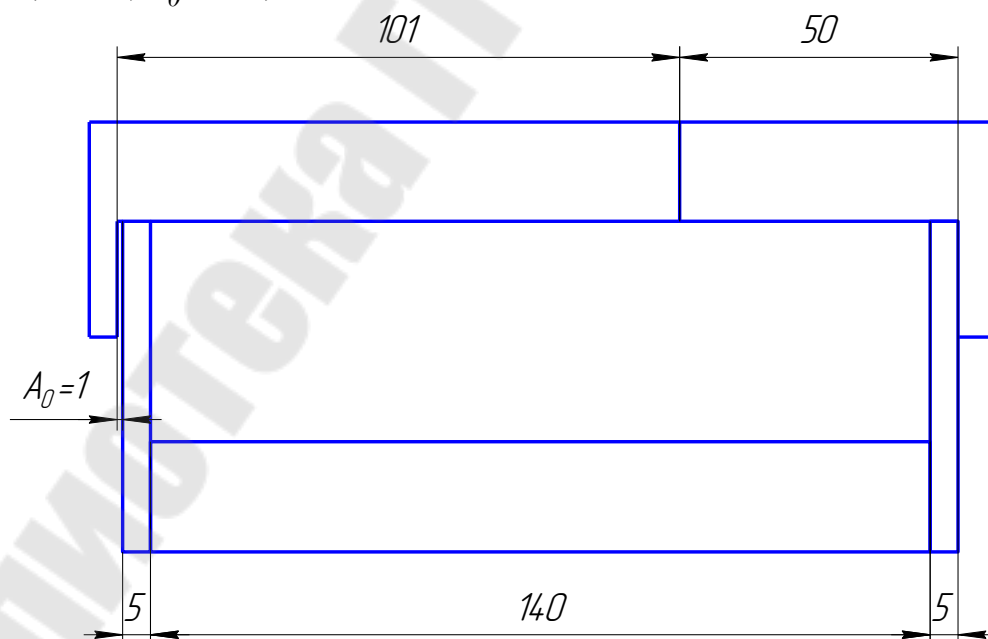


Рисунок 1 – Схема размерной цепи

Находим номинальный размер исходного звена по (1):

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

Наименьший предельный размер совпадает с номинальным, поэтому:

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

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

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

Для 10 квалитета $a = 64$

Для 11 квалитета $a = 100$

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

3. Теоретико – вероятный 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).

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

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

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

При расчетах коэффициент λ_j принимают равным:

$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$ $\lambda_j^2 = \frac{1}{3}$, если ничего не известно о характере кривой рассеивания размеров деталей (мелкосерийное и индивидуальное производство);

$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{6}}$ $\lambda_j^2 = \frac{1}{6}$, если предполагается, что рассеивание размеров деталей близко к закону треугольника;

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

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

Р, %	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

Рассмотрим 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%:

$$TA_0 = 3\sqrt{\frac{1}{9} \sum T_c A_j^2} = \sqrt{4 \sum T_c A_j^2} = 2T_c A_j \Rightarrow TA_{jc} = \frac{TA_0}{2}$$

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

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

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

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

$$T_c A_0 = t\sqrt{\lambda_j^2 \sum T_c A_j^2}$$

Способ равных допусков.

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

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

Способ допусков одного качества.

$$T_c A_0 = 3\sqrt{\frac{1}{9} \cdot \sum T_c A_j^2} = 3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{\sum T_c A_j^2} = \sqrt{a_{jc}^2 \sum ij^2} = a_{jc} \sqrt{\sum ij^2}$$

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

Решим нашу задачу (см. рис. выше).

$$\text{Пример. } a_c = \frac{750}{\sqrt{1,17^2 + 1,56^2 + 0,73^2 \cdot 2 + 1,52^2}} \approx 197$$

$$12 \text{ кв. } a = 160$$

$$13 \text{ кв. } a = 250$$

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

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 проверочной 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 проверочной 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 конусной 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 $x = 100$ мм изменение измеряемой величины $\Delta x = 0,01$ мм вызвало перемещение стрелки на $\Delta l = 10$ мм, то абсолютная чувствительность прибора составляет $S = \frac{\Delta l}{\Delta x} = \frac{10}{0,01} = 1000$).

Допустимая погрешность измерения.

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 Т 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 $T = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}$ доп. погрешность зим. $\Delta_{изм} = 0,005 \text{ мм}$.

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

Кирпиченко Юрий Ефремович

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

**Курс лекций
для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 06.01.2015.

Рег. № 41Е.

<http://www.gstu.by>