



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)**

**Краткий конспект лекций по дисциплине
«Основы взаимозаменяемости»**

для студентов заочной формы обучения бакалаврской подготовки

**направления 15.03.04 Автоматизация технологических
процессов и производств**

Ростов-на-Дону
2024 г.

Тема 1. Явление рассеяния показателей качества изделий

1.1 Размер как средство описания конструктивной формы детали

Машиностроительная промышленность нашей страны выпускает огромное количество различных машин и механизмов для народного хозяйства. Важнейшей предпосылкой, обеспечивающей экономичность производства и эксплуатацию машин, механизмов и приборов с минимальными простоями, а также ускорение их ремонта, является взаимозаменяемость деталей. Готовые детали, которые можно использовать без дополнительной обработки (пригонки) при сборке узла или машины, а также для замены изношенных деталей, называются взаимозаменяемыми. Взаимозаменяемость деталей исключает необходимость трудоемкой работы по пригонке деталей при монтаже, позволяет обеспечивать высокие темпы сборки на конвейере. Кроме того, взаимозаменяемые заготовки деталей при обработке легко устанавливать в приспособления. Изготовление запасных частей для различных машин, станков, тракторов, комбайнов, автомобилей, самолетов и др. позволяет ремонтировать машины в полевых условиях, в лесу, а также в любой мастерской при малой затрате времени. Взаимозаменяемость стала основой не только поточной сборки, но и необходимой предпосылкой комплексной механизации и автоматизации цехов и заводов.

Каждая деталь в различных машинах и механизмах имеет определенное функциональное назначение и геометрические параметры элементов деталей, особенно тех, которые находятся во взаимодействии друг с другом, играют важнейшую роль в исполнении возложенных на них функций. Геометрические параметры элементов деталей определяют создатели механизмов и машин исходя из назначения деталей и на основе расчетов различного характера и результатов экспериментальных исследований. Степень возможных, с точки зрения работоспособности каждой детали, отклонений ее геометрических параметров от заданных определяет конструктор. Естественно, что одни элементы деталей требуется выполнить более точно, чем другие в соответствии с их назначением. В то же время известно, что абсолютно точно изготовить геометрические элементы детали невозможно вследствие целого ряда причин, свойственных любому технологическому процессу.

Размер - числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения. Другими словами, под размером конструктивного элемента детали понимают расстояние между двумя характерными точками этого элемента. Размер конструктивного элемента (далее просто "элемента"), установленный измерением с допускаемой погрешностью, называют действительным размером. Это размер, который выявляется экспериментальным путем, т.е. измерением, и называется действительным, если он выявлен с допустимой погрешностью, которая определена нормативными документами. Следует отметить, что действительный размер находят в случаях, когда требуется определить соответствие размеров элементов детали установленным требованиям. Когда же такие требования не установлены и измерения проводят не с целью приемки продукции, то возможно использование термина измеренный размер, т.е. размер, полученный в результате измерений. В любом случае погрешность измерений выбирается в зависимости от поставленной цели измерений.

Истинный размер - размер, полученный в результате изготовления и значение которого нам неизвестно, хотя он и существует. К знанию истинного размера мы приближаемся по мере повышения точности измерений, поэтому понятие «истинный размер» часто заменяют понятием «действительный размер», который близок к истинному в условиях поставленной цели. Действительный размер готовой детали всегда будет отличаться от указанного на чертеже размера (номинального). Причем величина этого отклонения будет зависеть от метода изготовления детали, типа измерительного инструмента и квалификации рабочего. Разность между номинальным и действительным размерами не может превышать определенной величины, так как в противном случае

необходима будет дополнительная обработка вала (если, например, диаметр сопрягаемого с ним отверстия слишком мал) или этот вал вообще нельзя будет использовать (если диаметр сопрягаемого с ним отверстия слишком велик). Поэтому для определения границ размеров, полученных в результате обработки установлены предельные размеры.

Предельные размеры - два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или быть им равным) действительный размер. Как видно из определения, размер годного элемента детали задают двумя предельными значениями, при которых он должен правильно выполнять свои функции. Эти размеры называют наибольшим предельным размером (наибольший допустимый размер элемента детали) и наименьшим предельным размером (наименьший допустимый размер элемента детали). Таким образом, устанавливать (нормировать) точность размера - это значит указать два его возможных (допускаемых) предельных значения.

Номинальный размер - размер, относительно которого определяются отклонения. Номинальный размер определяется конструктором в результате расчетов на прочность, жесткость, при определении габаритов и т.д. или с учетом конструктивных и технологических соображений. Этот размер указывают на чертеже и он является номинальным. Он обычно указывается на чертеже целыми числами миллиметра, но иногда встречаются и доли миллиметра.

Для повышения экономической эффективности производства ограничиваются. Для таких значений размеров централизованно налажен выпуск режущих (сверл, разверток, фрез и т.д.) и измерительных средств (контрольных калибров - пробок, колец, скоб и т.д.). Во всем мире существуют ограничения на использование значений размеров, которое заложено в понятия предпочтительных чисел рядов предпочтительных чисел, т.е. стандартизованы значения, до которых надо округлять расчетные значения. Такой подход дает возможность сократить количество типоразмеров деталей и узлов, количество режущего инструмента и другой технологической и измерительной оснастки. Ряды предпочтительных чисел одинаковы во всем мире и представляют собой члены геометрических прогрессий со знаменателями, которые приблизительно равны 1,6; 1,25; 1,12; 1,06. Эти ряды условно названы R5; R10; R20; R40. Номинальные значения линейных размеров берут из указанных рядов предпочтительных чисел с некоторым округлением. Например, по R5 (знаменатель 1,6) принимают значения из ряда 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 250; 400; 630 и т.д.

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. Нижнее отклонение - алгебраическая разность между наименьшим предельным размером номинальным размером. Отклонение всегда имеет знак (+) или (-). Верхнее отклонение принято обозначать латинскими буквами ES для отверстий и es для валов. Нижнее отклонение обозначают буквами EI для отверстий и ei для валов. Обозначения, относящиеся к отверстию, записывают прописными буквами, а к валу - строчными.

Допуск (обычно обозначается «Т») - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями. Допуск - это существенно положительная величина, он не может быть отрицательным. Это интервал значений размеров, между которыми должен находиться размер годного элемента детали. Например, если мы говорим о допуске в 10 мкм, то это значит, что в партии годных могут быть детали, размеры которых могут отличаться друг от

друга не более чем на 10 мкм. Чем меньше допуск, тем точнее должен быть изготовлен нормируемый элемент детали и тем труднее, сложнее и потому дороже его изготовление. Чем больше допуск, тем грубее требования к элементу детали и тем проще и дешевле его изготовление.

Существуют следующие типы размеров: линейные размеры, угловые и радиальные размеры. Размер - это числовое значение линейной или угловой величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения.

Линейные размеры представляются размерными линиями, которые привязываются к вершинам и контурам элементов детали (изделия).

Радиальные размеры представляют значения радиуса криволинейных элементов. Радиальные размеры можно считать частным случаем линейных размеров.

Угловые размеры представляют значения углов между парами линий и/или ребер линейных элементов и скругленных сторон многоугольников.

Для отверстий размер - это диаметр наибольшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть вписан в отверстие так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности на длине соединения (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы прилегающей к отверстию без зазора), не должен быть меньше, чем предел максимума материала. Дополнительно наибольший диаметр в любом месте отверстия, определенный путем двухточечного измерения, не должен быть больше, чем предел минимума материала.

Для валов размер - это диаметр наименьшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть описан вокруг вала так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности на длине соединения (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы прилегающей к валу без зазора), не должен быть больше чем предел максимума материала. Дополнительно наименьший диаметр в любом месте вала, определенный путем двухточечного измерения, не должен быть меньше, чем предел минимума материала.

Как уже было сказано, невозможно получить точно размер элемента детали, поэтому и задаются предельные размеры. Максимальный размер элемента в партии изготовленных деталей должен быть меньше наибольшего предельного размера, а минимальный размер элемента должен быть больше наименьшего предельного размера.

На рис. 1 приведена схема функционирования некоторой технологической системы, в которой на металлорежущем станке изготавливается партия деталей. На вход технологической системы поступает партия заготовок (например, отливок или штамповок). Размер подлежащей обработке поверхности у каждой заготовки в партии не одинаков и может быть любым в пределах допуска. Неодинаковы в пределах соответствующих допусков химический состав, структура и физико-механические свойства материала каждой следующей заготовки. Количество энергии, подаваемой в технологическую систему в единицу времени непостоянно, например, заметны колебания напряжения в электрических сетях, колеблется в некоторых пределах давление в гидро- и пневмосетях и т.д. Машина работает в некоторой окружающей среде, показатели состояния которой не сохраняются в течение времени обработки партии заготовок (температура, освещенность, запыленность и т.д.). Состояние самой технологической системы подвержены различным изменениям во времени: она нагревается или остывает, части ее изнашиваются в подвижных соединениях и т.д.

Все эти изменения условий работы технологической системы в большинстве своем носят случайный характер и ограничиваются некоторыми пределами. Поэтому обработанные в этой технологической системе детали будут различаться как по размерам обработанной поверхности, так и по показателям свойств материала, другими словами результат процесса будет нестабилен в партии, и у каждой детали будет иметь свою количественную величину, в разной степени приближающуюся к заданной (желаемой). Поэтому говорят, что результат любого производственного процесса случаен и рассеян по

некоторому полю. Рассеяние величины A (размера конструктивного элемента детали) в партии деталей характеризуется прежде всего полем рассеяния ωA .

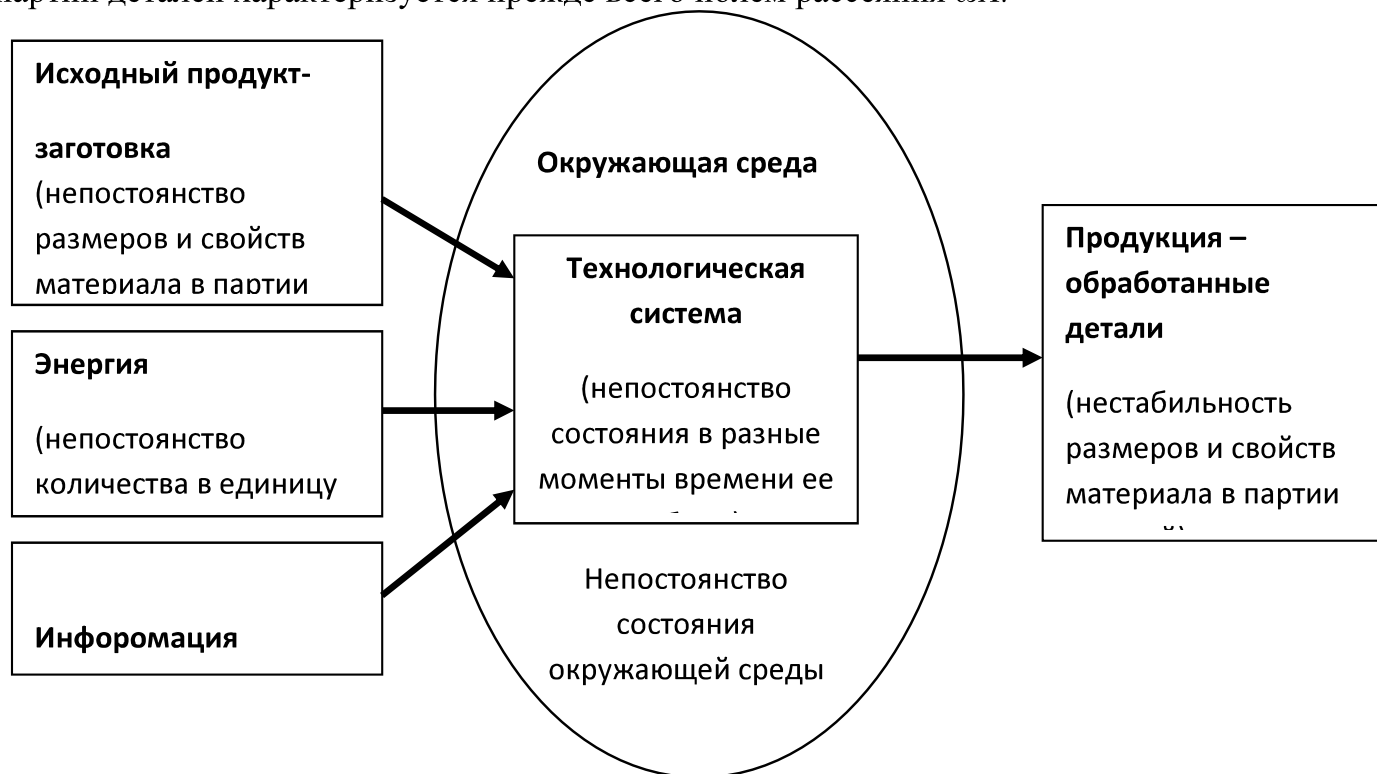


Рис. 2.1. Схема образования нестабильности результата производственного процесса из-за непостоянства условий его реализации

Аналогичным образом в силу различия условий эксплуатации, рассеяния показателей качества изготовленных изделий, своевременности и полноты технического обслуживания изделия возникает рассеяние показателей эксплуатационных характеристик в процессе эксплуатации изделия (например, износ, коррозионные повреждения и др.).

1.2 Закон распределения как модель формирования размера в партии деталей

Рассеяние величины A (размера конструктивного элемента детали) в партии деталей характеризуется прежде всего полем рассеяния ωA , которое определяется как разность максимального и минимального значений:

$$\omega A = A_{max} - A_{min} \quad (1)$$

Вторая характеристика должна определить положение поля рассеяния относительно конца номинального значения показателя A_0 . Это можно сделать с помощью любого из трех отклонений: минимального (нижнего) EI_ω , максимального (верхнего) ES_ω или координаты середины поля рассеяния (среднего) EC_ω , как это показано схемой на рис. 2.

Всю совокупность значений показателя A (размера элемента конструкции детали) в партии обработанных деталей можно описать одним из следующих наборов трех величин:

- 1 вариант - $A_0, EI_\omega, ES_\omega$
- 2 вариант - $A_0, EI_\omega, \omega A$
- 3 вариант - $A_0, ES_\omega, \omega A$
- 4 вариант - $A_0, EC_\omega, \omega A$
- 5 вариант - A_0, A_{max}, A_{min}

значений размеров деталей, обработанных в одной технологической системе и рассеянных по полю $\omega A = 0,35$ мм, приведен в табл. 2.

Информация о распределении из табл.2 может быть представлена графически в виде диаграммы, представленной на рис. 3. Для этого по оси абсцисс откладывают значение показателя (размера в рассматриваемом примере) и отмечают границы интервалов в

соответствии с табл. 2. По оси ординат откладывают частоты m_i , частоты $\frac{m_i}{n}$ или вероятности $P(x)$, соответствующие каждому интервалу. На ширине каждого интервала строят прямоугольник, высота которого равна соответствующей частоте (частоты, вероятности). В результате построения получается столбчатая ступенчатая диаграмма 1, называемая гистограммой распределения.

Таблица 2. Распределение размеров в партии обработанных деталей

№ п/п	Границы интервалов, мм	Частота m_i , шт.	$\frac{m_i}{n}$ Частость	Вероятность $P(x)$, %
1	20,00 – 20,05	2	0,02	2
2	20,05 – 20,10	11	0,11	11
3	20,10 – 20,15	19	0,19	19
4	20,15 – 20,20	28	0,28	28
5	20,20 – 20,25	22	0,22	22
6	20,25 – 20,30	15	0,15	15
7	20,30 – 20,35	3	0,03	3
	ИТОГО	$n = \sum m_i = 100$	$\sum \frac{m_i}{n} = 1,0$	$\sum P(x) = 100\%$

Если в середине каждого интервала построить ординаты, соответствующие m_i , $\frac{m_i}{n}$ или $P(x)$, и соединить их концы, то образуется ломаная линия 2, называемая практической кривой или полигоном распределения.



Рис. 3. Распределение размеров в партии обработанных деталей

Если увеличивать количество значений показателя (измеренных размеров деталей) при уменьшении величины интервала (устремив его к нулю), ломаная линия полигона распределения превращается в плавную кривую, называемую кривой распределения (см. рис.4). Эта кривая графически представляет дифференциальный закон распределения (плотность вероятности) непрерывной случайной величины, аналитическое выражение которого описывается функцией

$$y = f(x), \quad (2)$$

где x – текущее значение случайной величины (нашего показателя служебного назначения машины A);

y – значение ординаты кривой рассеяния, соответствующей текущему значению $x_i=A_i$ случайной величины, (т.е. частота, частость или вероятность текущего значения случайной величины).

Зная этот закон можно определить вероятность того, что значение случайной величины x окажется в интервале от a до b :

$$P(a < x < b) = \int_a^b f(x)dx \quad (2.3)$$

В графическом представлении вероятность будет равна площади участка с основанием ab , ограниченного сверху кривой распределения, как это показано на рис.4.

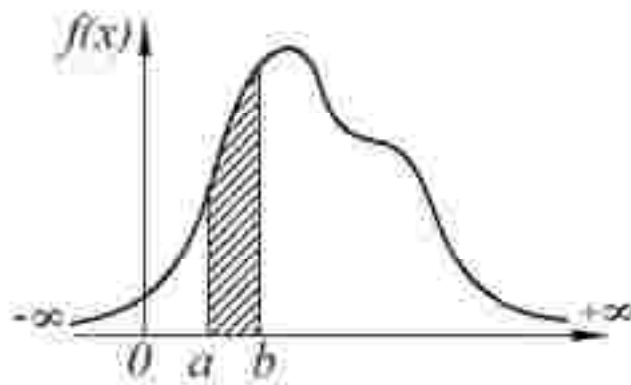


Рис. 4. График дифференциального закона распределения случайной величины

$$P(-\infty < x < +\infty) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)dx = 1 \quad (2.4)$$

При $a=-\infty$ и $b=+\infty$

Во многих теоретических и практических задачах для количественного описания распределения используют следующие числовые характеристики:

- положение центра группирования случайной величины (центром группирования случайной величины называют ее среднее значение, около которого в основном располагаются все ее остальные значения) характеризуют математическим ожиданием $M(x)$, средним арифметическим значением X_{cp} случайной величины или средним арифметическим отклонением от номинального значения X_0 : $Em_x = X_{cp} - X_0$;
- меру рассеяния характеризуют полем рассеяния ω , дисперсией и средним квадратическим отклонением σ_x .

Математическое ожидание дискретной случайной величины (каковой является, например, размер конструктивного элемента в партии обработанных деталей):

$$M(x) = \sum_{i=1}^k x_i P(x_i)$$

где k – количество возможных значений случайной величины x .

Математическое ожидание непрерывной случайной величины:

$$M(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xf(x)dx,$$

В практических задачах, решаемых в технологии машиностроения, положение центра группирования характеризуют средним арифметическим значением случайной величины:

$$X_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k x_i m_i, \quad (5)$$

где: m_i – частота отдельных значений x_i ;
 k – количество отдельных значений x_i ;
 n – общее количество значений x_i .

Центр группирования или среднее значение случайной величины не всегда совпадает с серединой поля рассеяния (рис. 5), его координата $M(x)$ относительно конца номинального значения:

$$M(x) = X_{cp} - X_0 \neq EC\omega_x. \quad (6)$$

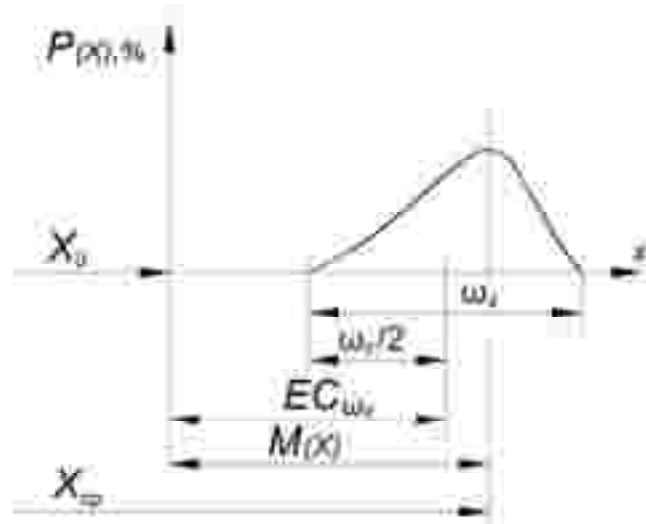


Рис. 2.5. Смещение центра группирования случайной величины X относительно середины поля рассеяния

Смещение центра группирования относительно середины поля рассеяния оценивается коэффициентом относительной асимметрии α :

$$\alpha = \frac{Em_x - EC\omega}{\omega/2} \quad (2.7)$$

Одной из характеристик рассеяния значений случайной величины вокруг центра группирования $M(x)$ служит дисперсия D_x . Дисперсия дискретной случайной величины:

$$D_x = \sum_{i=1}^k [x_i - M(x)]^2 P(x_i).$$

Дисперсия непрерывной случайной величины:

$$D_x = \int_{-\infty}^{+\infty} [x - M(x)]^2 f(x) dx.$$

В практике для оценки степени рассеяния случайной величины используют среднее квадратическое отклонение, равное положительному квадратному корню из дисперсии:

$$\sigma_x = +\sqrt{D_x}.$$

Для практических распределений положение центра группирования характеризуют средним арифметическим значением случайной величины и тогда среднее квадратическое отклонение равно:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n} \left\{ \sum_{i=1}^k (x_i - X_{cp})^2 m_i \right\}} \quad (8)$$

Таким образом, чтобы охарактеризовать распределение случайной величины используют следующий набор числовых характеристик:

- номинальное значение случайной величины X_0 (например, номинальный размер);
- поле рассеяния случайной величины ω_x ;
- координата середины поля рассеяния (центральное отклонение) $EC\omega$;
- среднее арифметическое значение случайной величины X_{cp} или среднее арифметическое отклонение Em_x ;
- среднее квадратическое отклонение случайной величины σ_x .

Если кривая распределения симметрична относительно среднего арифметического значения, центр группирования оказывается совмещенным с координатой середины поля рассеяния, т. е. $EC\omega_x = Em_x$.

Законы распределения

Распределения случайных величин в зависимости от условий могут описываться разными законами. Многочисленными исследованиями ученых-технологов из всего разнообразия выявлено ограниченное их количество, достаточно адекватно описывающее результаты технологических процессов машиностроения. Из этих законов наибольшее практическое значение имеет закон нормального распределения или закон Гаусса. Это объясняется тем, что в технологических процессах машиностроительного производства на результат оказывает влияние большое количество отклоняющих факторов, причем большинство из них влияют примерно в одинаковой степени. Согласно известному положению теории вероятностей распределение суммы большого количества взаимно независимых случайных слагаемых величин при отсутствии доминирующих факторов подчиняется закону Гаусса.

Уравнение кривой нормального распределения имеет следующий вид:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-X_{cp})^2}{2\sigma^2}} \quad (2.9)$$

Анализ этого уравнения показывает, что кривая нормального распределения симметрична относительно центра группирования, представляемого величинами $M(x)$ или X_{cp} . Координата центра группирования определяет положение кривой относительно начала отсчета (например, относительно номинального значения показателя X_0), а среднее квадратическое отклонение σ – ее форму и размах. Значениям x и $-x$ соответствует одинаковая величина ординаты y . При $x = X_{cp}$ кривая имеет максимум:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \approx \frac{0,4}{\sigma}.$$

На расстоянии $\pm\sigma$ от вершины (см. рис. 2.6) кривая имеет две точки (точки А и В) перегиба, ордината которых:

$$y_A = y_B = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi e}} = \frac{y_{\max}}{\sqrt{e}} \approx 0,6 y_{\max} \approx \frac{0,24}{\sigma}$$

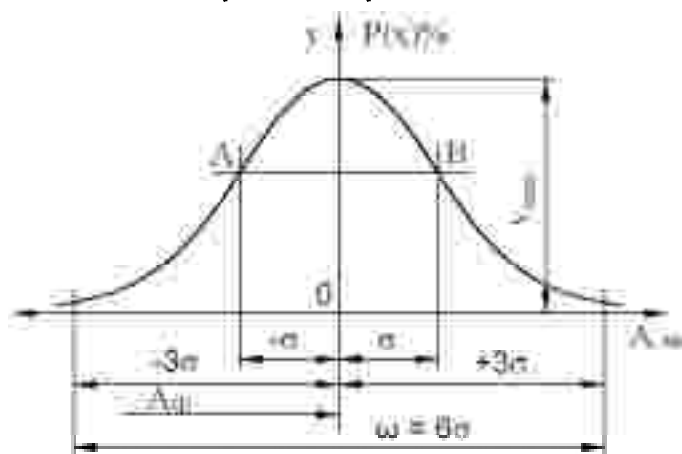


Рис.2.6. Кривая закона нормального распределения (Гаусса)

Кривая асимптотически приближается к оси абсцисс. На расстоянии $\pm 3\sigma$ от вершины кривой ее ветви настолько близко подходят к оси абсцисс, что в этих пределах оказывается 99,73% от площади под всей кривой. При практических расчетах обычно принимается, что поле рассеяния

$$\omega_x = 6\sigma_x \quad (2.10)$$

и в пределах этого поля находятся все значения исследуемой случайной величины. Возникающая при этом погрешность составляет 0,27% и считается допустимой.

Из формулы (2.10) следует, что с увеличением σ_x пропорционально растет поле рассеяния, как это показано на рис. 2.7.

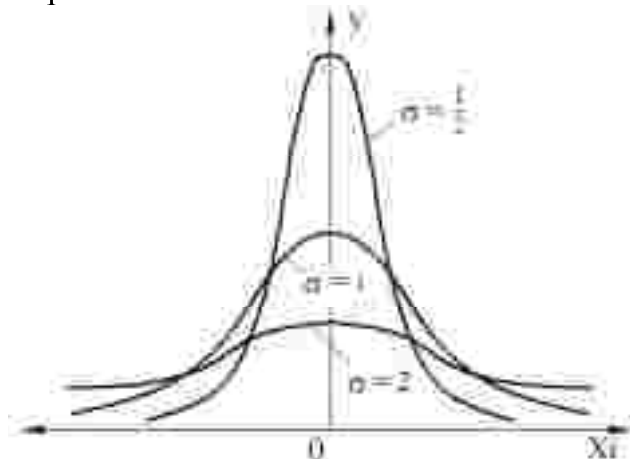


Рис. 2.7. Влияние среднеквадратического отклонения на форму кривой нормального распределения

Поэтому среднее квадратичное отклонение и считается мерой рассеяния или мерой точности; применительно к нашей теме это отклонение можно считать мерой нестабильности показателя служебного назначения машины.

С помощью закона Гаусса адекватно описываются результаты производственных процессов с достаточно большой повторяемостью, т.е. в условиях массового и крупносерийного производств машин.

В условиях единичного и мелкосерийного производств, где повторяемость отсутствует или чрезвычайно мала, возможность получения единичного результата становится одинаково возможной в пределах возможного или допустимого поля рассеяния. При необходимости обеспечить (достичь) особо высокую стабильность результата (например, при обработке деталей по 5-6 квалитетам точности) вероятность его попадания в узкие границы поля допуска по наименьшему, среднему или наибольшему значениям становится одинаковой. В этих случаях *применяют закон равной вероятности*. Такое распределение формируется также, когда в технологической системе есть один доминирующий фактор и этот фактор изменяет получаемый размер по линейному закону. Примером такого фактора может служить размерный износ инструмента, описываемый линейной функцией аргумента времени его работы.

Графически закон равной вероятности представляется прямоугольником с

основанием $\omega_x = x_{max} - x_{min}$ и высотой $P(x) = \frac{100}{\omega_x} \%$ (см.рис. 2.8.). Среднее значение

случайной величины $X_{CP} = \frac{x_{max} + x_{min}}{2}$, среднее квадратическое отклонение $\sigma = \frac{x_{max} - x_{min}}{2\sqrt{3}} = \frac{\omega_x}{\sqrt{3}} \approx 0,577\omega_x$.

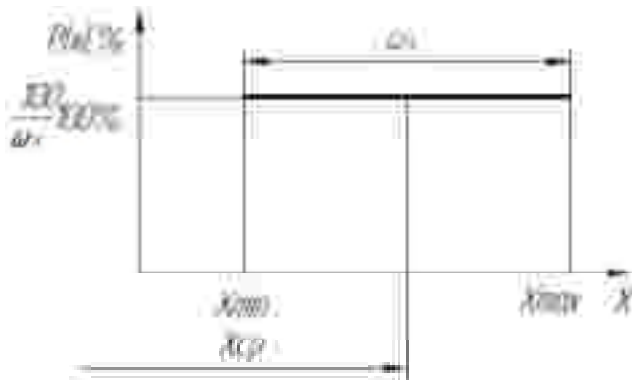


Рис. 2.8. Распределение случайной величины по закону равной вероятности

В условиях серийного производства результат соединения двух или нескольких деталей, размеры которых рассеяны по закону равной вероятности, распределение их общего размера более адекватно описывается *законом равнобедренного треугольника (законом Симпсона)*. Этот закон также применяют также для описания распределений размеров 7-8 квалитетов точности, полученных при обработке на станках. Графически этот закон представляется равнобедренным треугольником с основанием, равным полю рассеяния ω_x (см. рис. 2.9.).

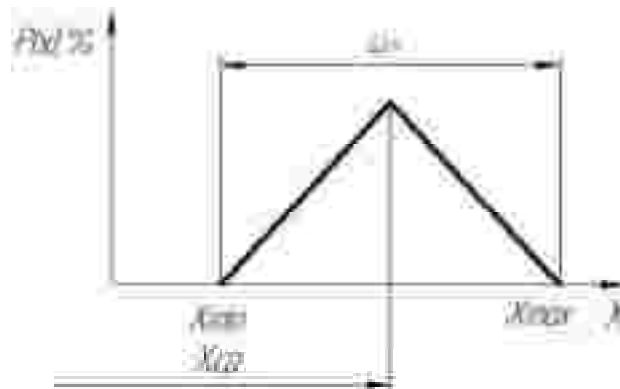


Рис. 2.9. Распределение случайной величины по закону Симпсона

Распределение оказывается симметричным относительно $X_{CP} = \frac{x_{max} + x_{min}}{2}$. Если в качестве начала отсчета случайной величины выбрать ее математическое ожидание или X_{CP} , то функция распределения в пределах $[x_{min}, x_{max}]$ имеет вид:

$$f(x) = \frac{2}{\omega_x} \left(1 - \frac{2|x|}{\omega_x}\right),$$

$$\sigma_x = \frac{\omega_x}{2\sqrt{6}}.$$

И среднее квадратическое отклонение

Распределения по законам Симпсона и равной вероятности можно рассматривать как отклонения от закона нормального распределения, количественно степень этих отклонений

оценивается коэффициентом λ , который называют относительным средним квадратическим

$$\lambda = \frac{2\sigma_x}{\omega_x}$$

отклонением: ω_x . В таблице 2.3 приведены значения коэффициентов.

Таблица 2.3. Значения относительного среднего квадратического отклонения

Закон распределения	σ_x	ω_x	λ
Нормальный (Гаусса)	σ_x	$6\sigma_x$	$\frac{1}{3}$
Симпсона	$\frac{x_{\max} - x_{\min}}{2\sqrt{6}}$	$x_{\max} - x_{\min}$	$\frac{1}{\sqrt{6}}$
Равной вероятности	$\frac{x_{\max} - x_{\min}}{2\sqrt{3}}$	$x_{\max} - x_{\min}$	$\frac{1}{\sqrt{3}}$

Закон эксцентриситета (закон Релея). Этим законом описывается распределение таких сугубо положительных по величине погрешностей как эксцентриситет, радиальное биение, эллипсность, непараллельность и т.п. Формирование этого распределения хорошо иллюстрируется образованием эксцентриситета наружной и внутренней цилиндрических поверхностей при обтачивании поверху и установке на оправку с гарантированным зазором. Схема такого процесса приведена на рис. 2.10. На рис. 2.10а приведена деталь типа диска, наружная поверхность которого получается с некоторым эксцентриситетом e относительно оси отверстия O . Эксцентриситет представляется радиусом-вектором $R = e$, который может быть равновероятно направлен под любым углом к оси OX . На рис. 2.10б показано текущее положение радиуса-вектора R , описываемое текущими значениями координат его конца x_i и y_i .

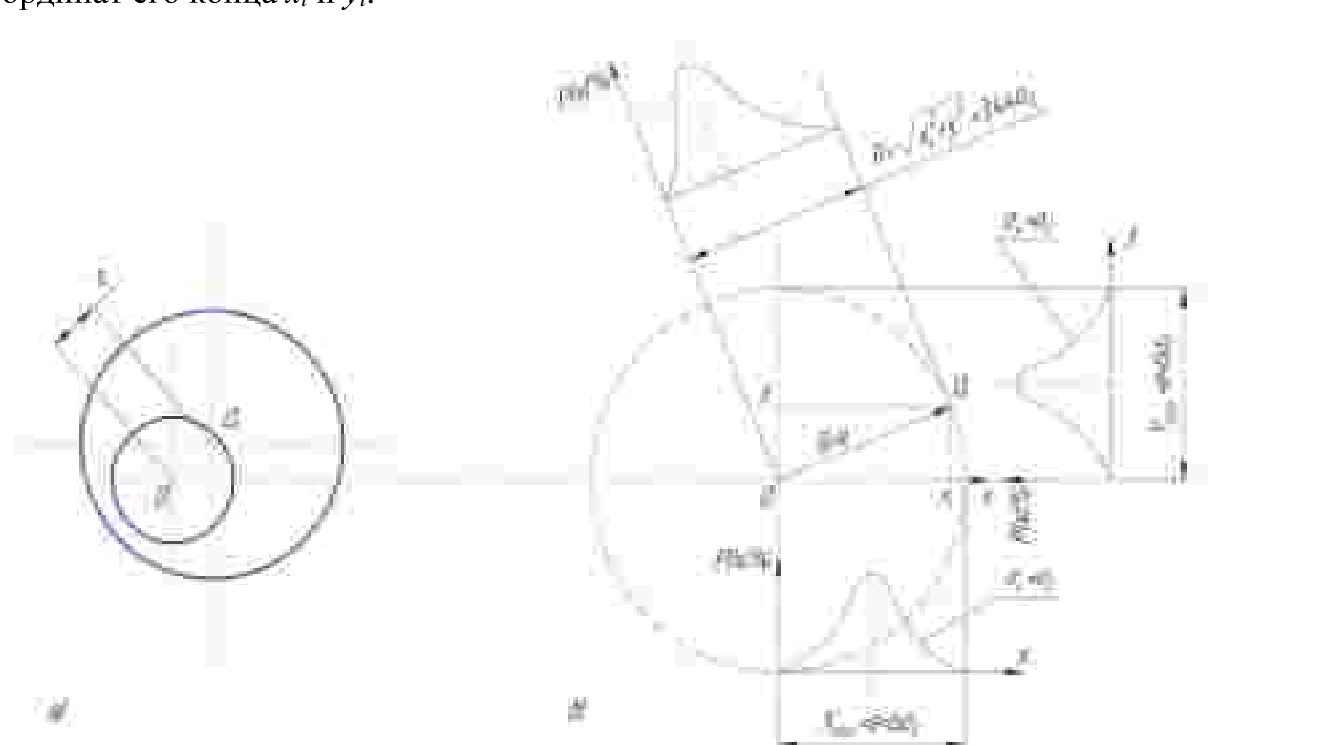


Рис.2.10. Схема формирования распределения по закону Релея эксцентриситета отверстия и наружного цилиндра

Особенностью такого распределения является то, что в его основе лежит распределение координат по закону Гаусса (нормального распределения), а распределение эксцентриситета нормальным не является, как это показано на рис. 2.10б. Уравнение закона Релея имеет следующий вид:

$$y = \frac{R^2}{\sigma_o^2} e^{-\frac{R^2}{2\sigma_o^2}},$$

где σ_o – среднее квадратическое отклонение значений координат X и Y. Поле рассеяния переменной величины радиуса-вектора R равно $\omega = 3,44 \sigma_o$

Суммирование погрешностей и композиции законов рассеяния

При обработке заготовок в технологических системах на точность получаемого размера одновременно влияет большое количество разных факторов, имеющих разное поведение во времени. По этому признаку все факторы и порождаемые ими погрешности делят на случайные и систематические. К случайным относятся те, величину и направление действия которых невозможно предсказать или рассчитать для каждой следующей обрабатываемой заготовки. Примером такого фактора может служить рассеяние размеров заготовки в партии поступающих для обработки в пределах допуска этого размера.

Суммарное действие всех случайных факторов порождает распределение размеров по полю $\omega_{сл}$. Если все факторы подчиняются закону нормального распределения, то величину суммарного поля рассеяния можно определить квадратичным суммированием элементарных погрешностей:

$$\omega_{сл} = \sqrt{\omega_{сл_1}^2 + \omega_{сл_2}^2 + \dots + \omega_{сл_n}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \omega_{сл_i}^2}$$

Если же законы рассеяния элементарных погрешностей разные, то их суммирование ведут по правилу квадратного корня с учетом коэффициентов относительного рассеяния.

$$\omega_{сл} = \sqrt{K_1 \omega_{сл_1}^2 + K_2 \omega_{сл_2}^2 + \dots + K_n \omega_{сл_n}^2} = \sqrt{\sum K_i \omega_{сл_i}^2}$$

Величина этих коэффициентов определяется по отношению значения относительного среднего квадратического отклонения λ_i к значению этого отклонения для закона нормального распределения Гаусса. Тогда для закона нормального распределения коэффициент относительного рассеяния $K = 1$ для закона Симпсона $K = 1,2$, для закона равной вероятности $K = 1,73$.

К систематическим факторам относят такие, которые либо сохраняют длительное время величину и направление (их называют систематическими постоянными), либо, сохраняя направление действия, закономерно изменяют величину (их называют систематическими переменными). Отличительной особенностью порождаемых систематическими факторами погрешностей является то, что они являются векторами и, следовательно, суммировать их между собой необходимо алгебраически, т.е. с учетом знака направления действия.

Случайные погрешности складываются с систематическими арифметически. В этом случае суммарное поле рассеяния размеров определяется выражением:

$$\omega_{сум} = \omega_{сл} + \Delta_{сист} = 6\sigma + \Delta_{сист}$$

Например, при зенкеровании отверстий одним зенкером в партии деталей рассеяние размеров подчиняется закону Гаусса с полем рассеяния $\omega = 6\sigma$, как это показано на рис.2.11. При смене зенкера характер рассеяния не изменяется, так как все условия обработки остаются неизменными, но вершина кривой рассеяния смещается на величину разности диаметров старого и нового зенкеров $\Delta_{сист}$, как это показано на рис. 2.11б. Суммарное поле рассеяния размеров всей партии обработанных двумя зенкерами деталей расширяется на

эту величину $\Delta_{cуст}$, а кривая рассеяния становится двухвершинной. Если систематическая погрешность переменная и описывается некоторой зависимостью (например, размерный износ инструмента, который пропорционален времени его работы), то вершина кривой рассеяния становится плоской и длина этой плоской части тем больше, чем больше накопленная систематическая погрешность $\Delta_{cуст} = f(N_0)$, где N_0 - порядковый номер обработанных деталей, с помощью которого опосредованно измеряется время работы инструмента.

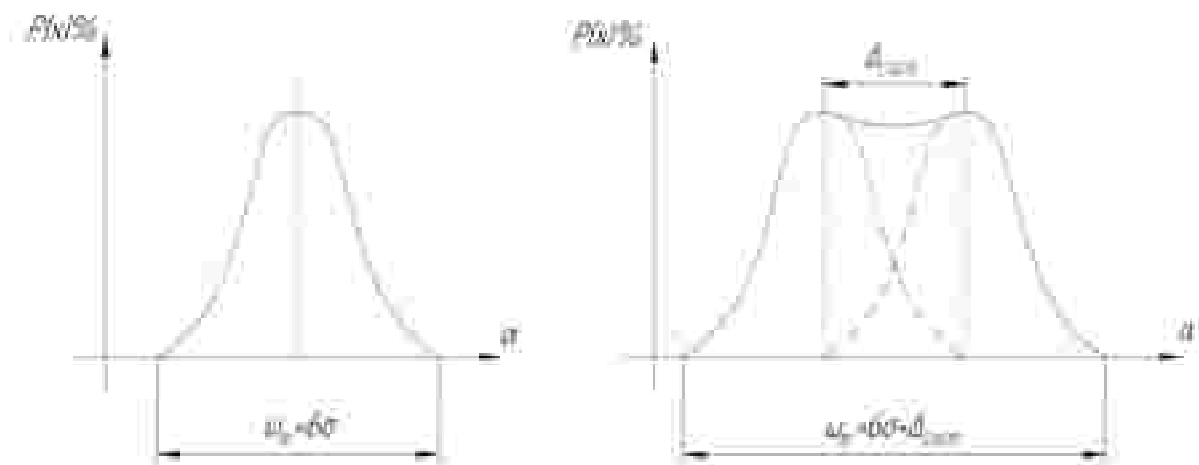


Рис.2.11. Схема влияния $\Delta_{cуст}$ на форму кривой рассеяния и величину поля рассеяния

1.3 Стандартизация параметров полей рассеяния как инструмент снижения затрат на производство и эксплуатацию изделий

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизовать режущие инструменты и калибры, а как следствие снижаются затраты на изготовление деталей, сборку узлов и их контроль, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также обуславливает повышение их качества.

В настоящее время большинство стран мира применяет системы допусков и посадок ИСО. Системы ИСО созданы для унификации национальных систем допусков и посадок с целью облегчения международных технических связей в металлообрабатывающей промышленности. Включение международных рекомендаций ИСО в национальные стандарты создает условия для обеспечения взаимозаменяемости однотипных деталей, составных частей и изделий, изготовленных в разных странах. Советский Союз вступил в ИСО в 1977 году, а затем перешёл на единую систему допусков и посадок (ЕСДП) и основные нормы взаимозаменяемости, которые базируются на стандартах и рекомендациях ИСО.

Основные нормы взаимозаменяемости включают системы допусков и посадок на цилиндрические детали, конуса, шпонки, резьбы, зубчатые передачи, и др. Системы допусков и посадок ИСО и ЕСДП для типовых деталей машин основаны на *единых принципах построения*, включающих:

- систему образования посадок и видов сопряжений;
- систему основных отклонений;
- уровни точности;
- единицу допуска;
- предпочтительные поля допусков и посадок;
- диапазоны и интервалы номинальных размеров;

- нормальную температуру.

Было принято, что две или несколько деталей разных размеров следует считать одинаковой точности (принадлежащими одному качеству), если их изготавливают на одном и том же оборудовании при одних и тех же условиях обработки (режимах резания и т.д.). Отсюда следует, что точность валов, изготовленных, например, шлифованием во всем диапазоне диаметров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки, как показали эксперименты, растет с увеличением размера обрабатываемой детали (рис. 1).

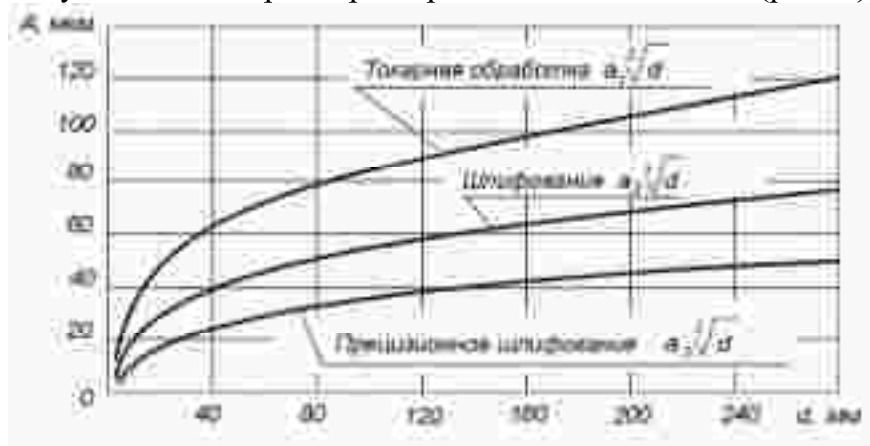


Рисунок 3.1

Зависимость изменения погрешности была представлена как произведение двух частей. Одна часть **a** характеризовала тип станка, другая — зависела лишь от размера детали **3 d**.

$$A = a * 3 d$$

где **A** — амплитуда рассеяния размеров, характеризующая погрешность обработки, мкм; **d** — диаметр обрабатываемой детали, мм; **a** — коэффициент, зависящий лишь от типа станка.

В дальнейшем было решено, что допуски одного качества должны меняться так же, как изменяется погрешность обработки на станке в зависимости от размера обрабатываемой детали.

Система основных отклонений представляет собой ряд основных отклонений валов в СА и отверстий в СВ, обозначаемых соответственно строчными и заглавными буквами латинского алфавита, например *a, b, ..., zb, zc; A, B, ..., ZB, ZC*.

Значение основного отклонения определяется соответствующей буквой и зависит от номинального размера. В системах допусков и посадок разных типов деталей установлено разное число основных отклонений, наибольшее их количество содержится в системе допусков и посадок гладких цилиндрических деталей.

Уровни точности могут называться по-разному: *качества точности* — для гладких деталей, *степени точности* — для резьбовых деталей и зубчатых колёс или *классы точности* — для подшипников качения, но в любом случае они определяют требуемую степень точности деталей для выполнения своих функций. Обозначаются уровни точности, как правило, арабскими цифрами, чем меньше цифра, тем выше уровень точности, т.е. точнее деталь.

Единица допуска — это зависимость допуска от номинального размера, которая является мерой точности, отражающей влияние технологических, конструктивных и метрологических факторов. Единицы допуска в системах допусков и посадок установлены на основании исследований точности механической обработки деталей. *Диапазоны и интервалы номинальных размеров* учитывают влияние масштабного фактора на значение единицы допуска. В пределах одного диапазона размеров зависимость единицы допуска от номинального размера — постоянна. Это сделано для того, чтобы максимально сократить число значений допусков при построении рядов допусков.

Допуск IT рассчитывается по формуле: $IT = k * i$,

где **k** — число единиц допуска, установленное для каждого качества;

i – единица допуска, зависящая только от размера (табл. 3.1).

Стандартом установлены качества: 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, ..., 11, 12...18. Самые точные качества 01, 0, 1, 2, 3, 4, как правило, применяются при изготовлении образцовых мер и калибров. Качества с 5-го по 11-й, как правило, применяются для сопрягаемых элементов деталей. Качества с 12-го по 18-й применяются для несопрягаемых элементов деталей.

Таблица 3.1.

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500
Допуск для размеров до 500 мм	IT = k * i, где $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$, мкм													
Допуск для размеров свыше 500 до 3150 мм	IT = k * i, где $i = 0,004 * D + 2,1$, мкм													
Примечание: D – среднее геометрическое из крайних значений каждого интервала номинальных размеров, мм (таблица дана в сокращении)														

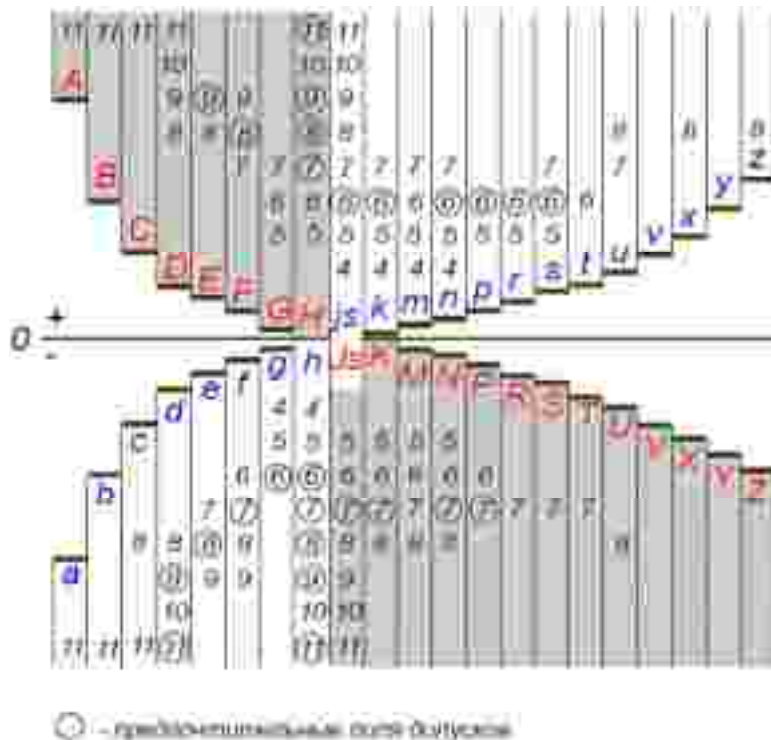
Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь, разделен на несколько *интервалов*. Поскольку назначать допуск для каждого номинального размера экономически нецелесообразно для всех размеров, объединенных в один интервал, значения допусков приняты *одинаковыми*. Размеры по интервалам распределены так, чтобы допуски, подсчитанные по крайним значениям в каждом интервале, отличались от допусков, подсчитанных по среднему значению диаметра в том же интервале, не более чем на 5-8 %.

В формулах единиц допусков в системе ИСО и ЕСДП в качестве размеров подставляют среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала.

Средним геометрическим нескольких положительных вещественных чисел называется такое число, которым можно заменить каждое из этих чисел так, чтобы их произведение не изменилось. Более формально:

$$G(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt[n]{x_1 x_2 \dots x_n} = \left(\prod_{i=1}^n x_i \right)^{1/n}.$$

Установлено 27 основных отклонений валов и 27 основных отклонений отверстий. Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. Основным является отклонение, ближайшее к нулевой линии. Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными. Схема расположения основных отклонений с указанием качеств, в которых рекомендуется их применять, для размеров до 500 мм приведена на рис. 3.1. Затемненная область относится к отверстиям.



Предпочтительные поля допусков и посадок представляют собой совокупность отобранных из числа наиболее часто применяемых в производстве изделий полей допусков и составляемых из их числа посадок или видов сопряжений. Эти поля допусков и посадок составляют ряды предпочтительных и рекомендуемых и должны в первую очередь использоваться при проектировании изделий.

Нормальная температура, при которой определены допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, принята равной $+20^{\circ}\text{C}$ (ГОСТ 9249-59). Такая температура близка к температуре рабочих помещений производственных помещений. Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных приборов, а также точные измерения следует выполнять при нормальной температуре, отступления от нее не должны превышать допускаемых значений, содержащихся в ГОСТ 8.050-73 (Государственная система измерений). Температура детали и измерительного средства в момент контроля должна быть одинаковой, что может быть достигнуто совместной выдержкой детали и измерительного средства в одинаковых условиях (например, на чугунной плите). Если температура воздуха в производственном помещении, контролируемой детали и измерительного средства стабилизированы и равны 20°C , температурная погрешность измерения отсутствует при любой разности температурных коэффициентов линейного расширения. Таким образом, для устранения температурных погрешностей необходимо соблюдать нормальный температурный режим в помещениях измерительных лабораторий, инструментальных, механических и сборочных цехов.

2. Посадка как модель взаимодействия двух деталей

2.1 Размерная модель взаимодействия двух деталей в единичном соединении

В готовых изделиях детали в большинстве случаев сопрягаются по своим формообразующим поверхностям, образуя соединения. Любая машина при изготовлении требует выполнения большого количества соединений деталей друг с другом - такие соединения в пределах одного изделия являются единичными. В данном контексте *единичное соединение* - это две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называют сопрягаемыми. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называются сопрягаемыми поверхностями. Остальные поверхности называют несопрягаемыми (свободными). В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых и несопрягаемых (свободных) поверхностей.

Характер единичного соединения определяется его функциональным назначением в механизме, при изготовлении которого оно осуществляется, и определяет степень допустимости относительных перемещений деталей после сборки. По возможности взаимного перемещения деталей различают следующие соединения:

- а) *неподвижные неразъемные соединения*, в которых одна соединяемая деталь неподвижна относительно другой в течение всего времени работы механизма: соединения деталей сваркой, клепкой, клеем, соединения с гарантированным натягом (например, бронзового венца червячного колеса со стальной ступицей); первые три вида этих соединений при разборке не подвергаются, а четвертый может разбираться лишь при крайней необходимости;
- б) *неподвижные разъемные соединения*, отличающиеся от предыдущих тем, что в них возможно перемещение одной детали относительно другой при регулировке и разборке соединения при ремонте (например, крепежные резьбовые, шлицевые, шпоночные, клиновые и штифтовые соединения);
- в) *подвижные соединения*, в которых одна соединяемая деталь во время работы механизма перемещается относительно другой в определенных направлениях.

В каждую из групп входит много разновидностей соединений, имеющих свои конструктивные особенности и свою область применения.

Единичное соединение образует сопряжение или посадку. При этом вне зависимости от конфигурации соединяемых элементов, условно принято один элемент называть «валом», а другой - «отверстием». 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. Если охватывающая и охватываемая поверхности являются круглыми цилиндрическими поверхностями, то соединение называется гладким цилиндрическим. Если охватывающая и охватываемая поверхности образованы двумя параллельными плоскостями каждая, то соединение называется плоским с параллельными плоскостями.

Единичное соединение может быть с зазором или натягом. Зазор - разность между размером отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала $S = D - d$. Натяг - $N = d - D$. Зазор или натяг представляют собой размерную модель взаимодействия двух деталей в единичном соединении.

2.2 Размерная модель взаимодействия деталей в партии соединений

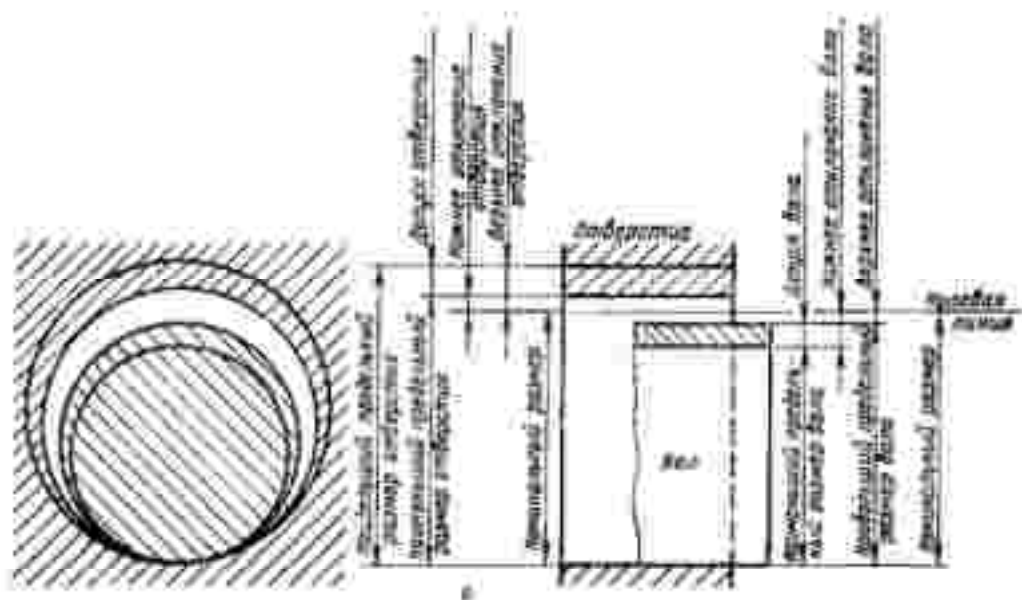
Номинальный размер отверстия и вала, составляющих соединение является *общим и называется номинальным размером посадки*. Размеры отверстий обозначают любыми заглавными буквами, например: A, B, \dots , валов - строчными: a, b, \dots . Предельные размеры обозначают с индексами \max - наибольший предельный размер, \min - наименьший предельный размер, например: $A_{\max}, B_{\min}, a_{\max}, b_{\min}$.

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.

1. Посадка с зазором - посадка, при которой всегда образуется в соединении зазор, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. На графическом изображении такой посадки поле допуска отверстия всегда расположено над полем допуска вала, т.е. размер годного отверстия всегда больше размеров годного вала. Посадки с зазором характеризуются (отличаются одна от другой) значениями зазоров, т.е. двумя возможными предельными значениями, между которыми

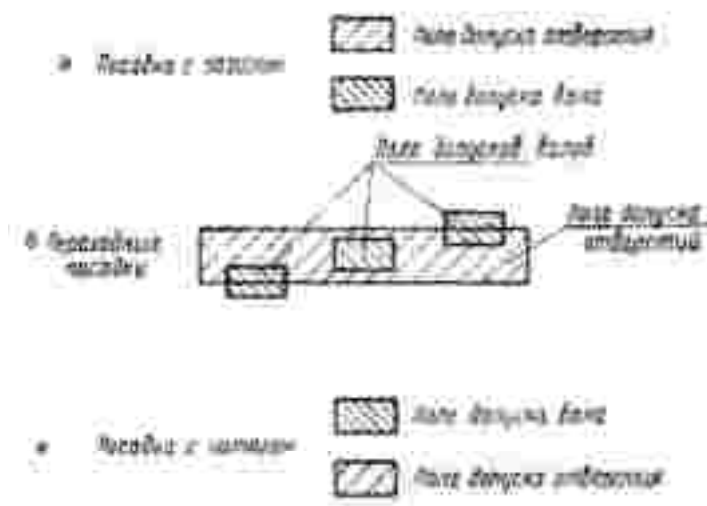
должен находиться действительный зазор при изготовлении деталей в пределах нормируемых допусков и, прежде всего, наименьшим зазором. В частном случае наименьший зазор может быть равен нулю. Наибольший зазор будет иметь место, если сопрягать наибольший предельный размер отверстия с наименьшим предельным размером вала, а наименьший зазор - при сопряжении наименьшего предельного размера отверстия с наибольшим предельным размером 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.



Поля допусков отверстия и вала при посадке с зазором (отклонения отверстия положительны, отклонения вала отрицательны)

2. Посадка с натягом - посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наименьший предельный размер соединяемого вала будет больше наибольшего предельного размера отверстия. На графическом изображении таких посадок поле допуска вала всегда расположено выше поля допуска отверстия, т.е. все размеры годного отверстия меньше размеров годного вала. Посадки с натягом характеризуются (отличаются одна от другой) значением наименьшего натяга, который образуется при сопряжении наименьшего предельного размера вала с наибольшим предельным размером отверстия, если размер отверстия меньше размера вала. Наибольший натяг окажется тогда, если в сопряжении будет участвовать вал с наибольшим предельным размером и отверстие с наименьшим предельным размером.

3. Переходная посадка - На графическом изображении таких посадок поля допусков валов и отверстий перекрываются частично или полностью. Таким образом, до изготовления нельзя точно сказать, что получится при сопряжении годных отверстия и вала - зазор или натяг. Переходные посадки характеризуются наибольшим натягом и наибольшим зазором. Если при изготовлении окажется, что размер отверстия соответствует наибольшему предельному размеру, а размер вала - наименьшему предельному размеру, то в сопряжении получится наибольший зазор. В случае если размер годного отверстия будет соответствовать наименьшему предельному размеру, а размер годного вала - наибольшему предельному размеру, то в сопряжении будет иметь место наибольший натяг. Переходные посадки используются взамен посадок с натягом, когда необходимо проводить разборку и сборку сопряжения при его эксплуатации. Если требуется обеспечить неподвижное соединение вала и отверстия с помощью переходной посадки, то обычно требуется дополнительное крепление сопрягаемых деталей, поскольку предельные натяги невелики.



Схемы полей допусков посадок: а - с зазором; б - переходные; в - с натягом

Для наглядного представления размеров, предельных отклонений и допусков, а также характера соединений используют графическое, схематическое изображение полей допусков, располагаемых относительно нулевой линии (рис.2).

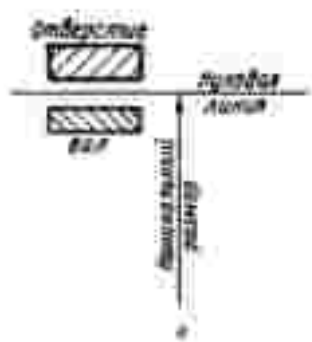


Рисунок.

Как уже говорилось, результат любого производственного процесса случаен и рассеян по некоторому полю. Поэтому при изготовлении партии изделий говорить о точном значении зазора или натяга в соединении неправомерно, эти показатели размерного взаимодействия двух поверхностей, образующих соединение также получают рассеяние по некоторому полю. И это рассеяние должно быть ограничено (определена его норма) соответствующим показателем. Этот показатель называется допуском посадки¹. *Допуск посадки* - разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазором) или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягом)²: $TS = S_{max} - S_{min}$; $TN = N_{max} - N_{min}$. В *переходных посадках* допуск посадки равен сумме наибольшего зазора и наибольшего натяга, взятых по абсолютному значению $TS(N) = S_{max} + N_{max}$. Для всех типов посадок допуск посадки равен сумме допусков отверстия и вала, т. е. $TS(N) = TD + Td$. В переходных посадках минимальный зазор в переходной посадке равен нулю ($S_{min} = 0$). Средний зазор или натяг равен половине разности наибольшего зазора и наибольшего натяга $S_m(N_m) = 0,5 \cdot (S_{max} - N_{max})$.

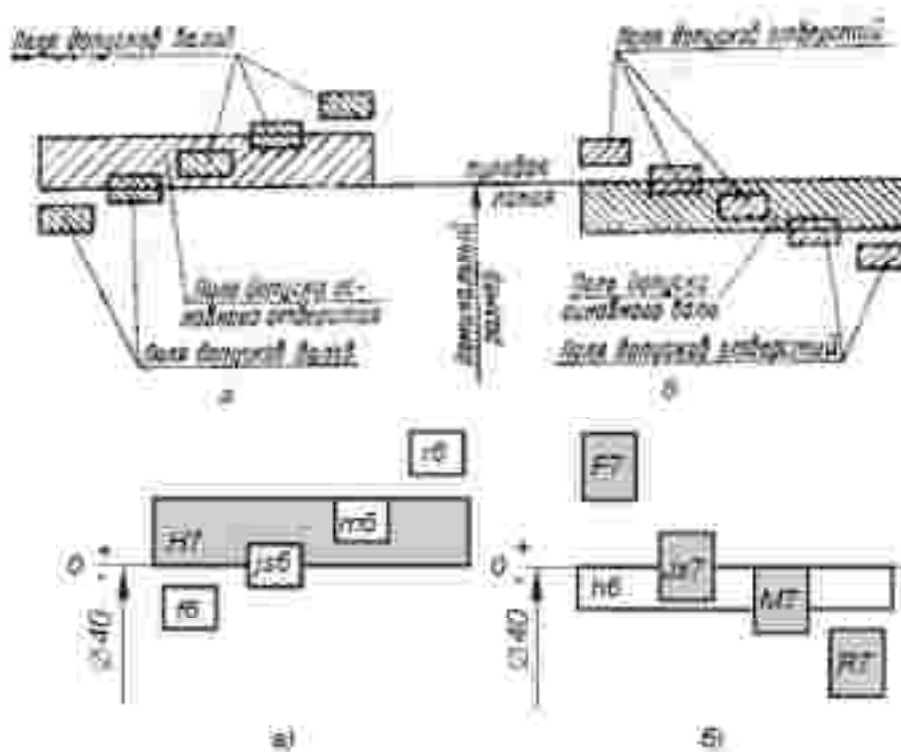
Система образования посадок и видов сопряжений предусматривает *посадки в системе отверстия (CA) и в системе вала (CB)*.

¹ Посадка - характер соединения деталей, определяемый значениями получающихся в ней зазоров и натягов.

² При расчёте посадок определяют предельные и средний зазоры или натяги. Наибольший (S_{max}), наименьший (S_{min}) и средний зазор (S_m), равны: $S_{max} = D_{max} - d_{min}$; $S_{min} = D_{min} - d_{max}$; $S_m = 0,5 \cdot (S_{max} + S_{min})$. Наибольший (N_{max}), наименьший (N_{min}) и средний натяг (N_m) равны: $N_{max} = d_{max} - D_{min}$; $N_{min} = d_{min} - D_{max}$; $N_m = 0,5 \cdot (N_{max} + N_{min})$.

Посадки в системе отверстия - это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 4, а).

Посадки в системе вала - это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 4, б).

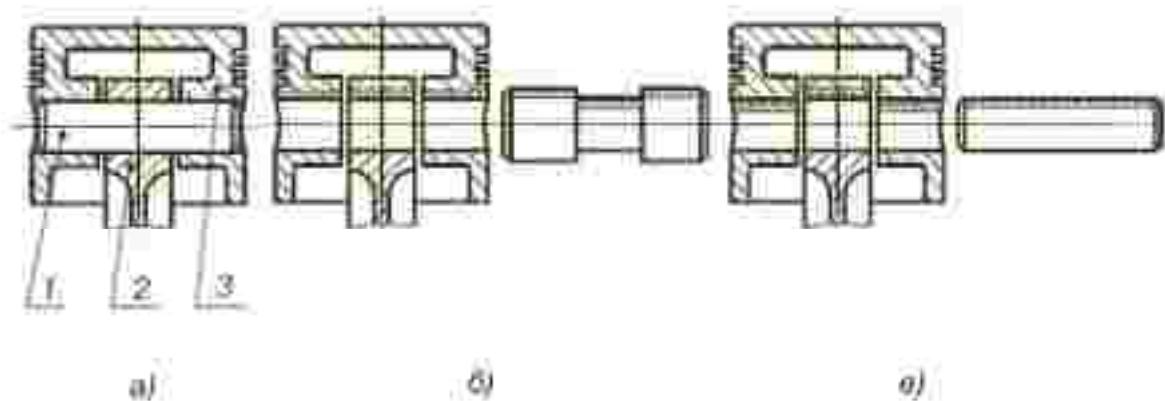


. Примеры расположения полей допусков для посадок: а - в системе отверстия; б - в системе вала.

Для всех посадок в системе отверстия нижнее отклонение отверстия $EI = 0$, т. е. нижняя граница поля допуска основного отверстия, всегда совпадает с нулевой линией. Для всех посадок в системе вала верхнее отклонение основного вала $es = 0$, т. е. верхняя граница поля допуска вала всегда совпадает с нулевой линией. Поле допуска *основного отверстия* откладывают вверх, *поле допуска основного вала* - вниз от нулевой линии, т. е. в материал детали.

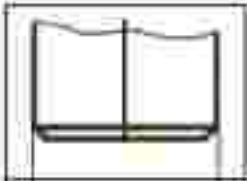
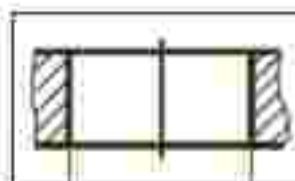
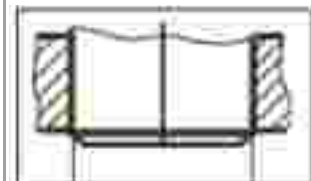
Точные отверстия обрабатываются дорогостоящим мерным инструментом (зенкерами, развертками, протяжками и т.п.). Каждый такой инструмент применяют для обработки только одного размера с определенным полем допуска. Валы же независимо от их размера могут обрабатываться одним и тем же резцом или шлифовальным кругом.

При широком применении системы вала необходимость в мерном инструменте многократно возрастет, поэтому предпочтение отдается системе отверстия. Однако в некоторых случаях по конструктивным соображениям приходится применять систему вала, например, когда требуется чередовать соединения нескольких отверстий одинакового номинального размера, но с разными посадками на одном валу. На рис. 3.3, а показано соединение, имеющее подвижную посадку поршневого пальца 1 с шатуном 2 и неподвижную в бобышках поршня 3, которое целесообразно выполнить в системе вала (рис. 3.3, в), а не в системе отверстия (рис. 3.3, б). Систему вала выгоднее применять и тогда, когда оси, валики, штифты могут быть изготовлены из точных холоднотянутых прутков без дополнительной механической обработки их наружных поверхностей.



Для обеспечения образования посадок в системе вала, аналогичных посадкам в системе отверстия, существует общее правило построения основных отклонений, заключающееся в том, что основные отклонения отверстий равны по величине и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначенным той же буквой. Из этого правила сделано исключение. Для получения идентичных зазоров и натягов в системе вала и в системе отверстия у переходных и прессовых посадок, в которых отверстие данного качества соединяется с валом ближайшего более точного качества, основные отклонения рассчитываются по специальной зависимости и поэтому становятся несимметричными.

В некоторых случаях целесообразно применять посадки, образованные таким сочетанием полей допусков отверстия и вала, когда ни одна из деталей не является основной. Такие посадки называются внесистемными.

Способы указания на чертежах предельных отклонений	 $\varnothing 64 H6$ $\varnothing 64 \begin{smallmatrix} +0.011 \\ -0.007 \end{smallmatrix}$ $\varnothing 64 H6 \begin{smallmatrix} (+0.011) \\ (-0.007) \end{smallmatrix}$	 $\varnothing 64 H7$ $\varnothing 64 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ -0.014 \end{smallmatrix}$ $\varnothing 64 H7 \begin{smallmatrix} (+0.021) \\ (-0.014) \end{smallmatrix}$	 $\varnothing 64 H7/js6$ $\varnothing 64 \begin{smallmatrix} +0.021 \\ +0.007 \end{smallmatrix}$ $\varnothing 64 \begin{smallmatrix} H7 \begin{smallmatrix} (+0.021) \\ (-0.014) \end{smallmatrix} \\ js6 \begin{smallmatrix} (+0.007) \\ (-0.002) \end{smallmatrix} \end{smallmatrix}$
--	--	---	--

Тема 3. Особенности размерных моделей взаимодействия двух деталей в негладких соединениях

3.1 Резьбовые соединения

Резьбовым соединением называется соединение двух деталей с помощью резьбы, т.е. элементов деталей, имеющих один или несколько равномерно расположенных винтовых выступов резьбы постоянного сечения, образованных на боковой поверхности цилиндра или конуса. Контур сечения канавок и выступов в плоскости, проходящей через ось резьбы, общий для наружной и внутренней резьбы, называется профилем резьбы.

В зависимости от профиля, т.е. от вида фигуры в сечении, резьба бывает треугольной, трапецеидальной, пилообразной, круглой, прямоугольной. В зависимости от вида поверхности, на которой она нанесена, резьба разделяется на цилиндрическую и коническую (конусную). Кроме того, резьбы разделяют на наружные (болты) и внутренние (гайки).

По эксплуатационному признаку, т.е. по области применения, резьбы бывают следующих видов: крепежная, кинематическая (ходовая) и трубная. Крепежная резьба, используемая для обеспечения разъемного соединения. К этим резьбам предъявляются требования прочности соединения при длительной эксплуатации. Она обычно имеет треугольный профиль и наиболее распространена. Кинематическая резьба используется для преобразования вращательных движений в поступательные в так называемых винтовых механизмах. Такие резьбы применяют в качестве ходовых винтов для станков, в домкратах, прессах и т.д. Эти резьбы обычно имеют трапецеидальный или круглый профиль. Основное требование к этим резьбам - обеспечение точного и плавного перемещения. Во многих случаях они должны обладать способностью выдерживать большие нагрузки. Трубные резьбы - цилиндрические и конические, используемые для соединения труб в нефтеперерабатывающей промышленности, сантехническом оборудовании и т.д. Основное требование: обеспечение герметичности и прочности соединения.

По числу заходов (т.е. по числу винтовых выступов) резьбы бывают однозаходные и многозаходные.

В зависимости от используемых единиц измерения, в которых выражаются параметры резьбы, они разделяются на метрические и дюймовые. Наибольшее распространение имеет резьба треугольная с углом профиля 60° . Такая резьба известна во всем мире под названием «метрическая».

Основным профилем резьбы является общий для наружной и внутренней резьбы профиль, который называется номинальным, и размеры его линейных и угловых элементов служат основой для определения номинальных профилей болта и гайки. В основу профиля метрической резьбы положен треугольник, у которого срезаны вершины.

Для образования рабочей высоты профиля из общей высоты равнобедренного треугольника H в профиле резьбы предусмотрен срез вершины острых углов у гайки $H/4$ и у болта $H/8$. Исходная высота профиля H установлена в зависимости от шага резьбы и равна $0,8660254P$, где P шаг резьбы. Реальный профиль впадин у наружной резьбы (болта) не должен выходить за линию плоского среза, расположенного на расстоянии $H/4$ от вершины исходного треугольника, а у внутренней резьбы (гайки) - на расстоянии $H/8$. Форма впадины у наружной резьбы (болта) не регламентируется и может быть плоскосрезанной или закругленной. При плоскосрезанной впадине у болта срез должен быть расположен на высоте от $H/4$ до $H/8$ от вершины исходного треугольника. При закругленной форме впадины радиус должен быть не менее $0,1P$, а профиль располагается в зоне от $H/8$ до $3H/16$. Для гайки форма впадины резьбы вообще не регламентируется, но, в основном, делается закругленной, и параметры ее определяют нормированием требований к резьбообрабатывающему инструменту, при изготовлении которого используются чаще всего указанные радиусы закругления. Закругленная форма впадин является предпочтительной по прочностным соображениям.

Из сложного профиля резьбы выделяется ряд элементов, одинаковых для болта и гайки, которые и используются при нормировании точности резьбы.

Этими элементами являются:

- d_2 (D_2) – средний диаметр резьбы соответственно болта и гайки - диаметр воображаемого цилиндра, соосного с резьбой, каждая образующая которого пересекает профиль таким образом, что отрезок между точками профилей соседних витков, образованный при пересечении с канавкой, равен половине номинального шага;

- d (D) – наружный диаметр резьбы соответственно болта и гайки (он же номинальный диаметр резьбы) - диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг

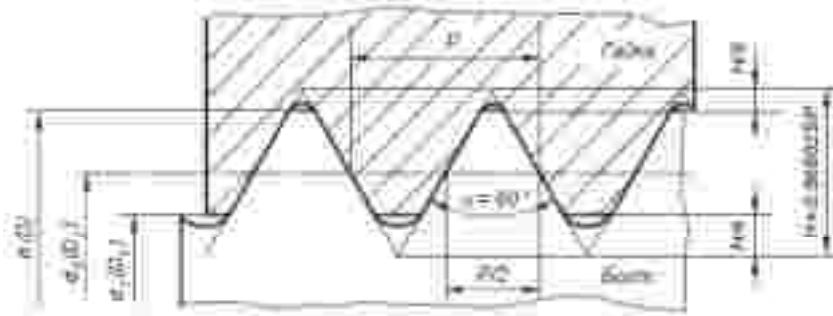
вершин наружной резьбы (болта) или по впадинам внутренней резьбы (гайки). Когда говорят, что резьба диаметром 20 мм, то это означает, что у нее наружный диаметр равен 20 мм;

- d_1 (D_1) – внутренний диаметр резьбы соответственно болта и гайки - диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной резьбы (болта) или в вершины внутренней резьбы (гайки).

Номинальные значения и расположение наружного и внутреннего диаметров совпадают для болта и для гайки.

- P – шаг резьбы - расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между средними точками ближайших одноименных боковых сторон профиля, лежащих в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы;

- α – угол профиля резьбы, для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$ - угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения. Для нормирования чаще используется угол $\alpha/2$ - угол наклона между боковой стороной профиля резьбы и перпендикуляром к оси резьбы. Это установлено для того, чтобы можно было выявить перекося резьбы из-за неточности установки инструмента. Иначе может оказаться, что профиль выдержан правильно, но относительно оси развернут, и сопряжение может не произойти. У некоторых резьб профиль делается несимметричным, в этом случае используется термин угол наклона боковой стороны резьбы - угол между боковой стороной резьбы и перпендикуляром к оси резьбы в плоскости осевого сечения.



Основные параметры метрических резьб по ГОСТ 9150-81

Метрическая цилиндрическая резьба применяется главным образом в качестве крепежной и разделяется на резьбу с крупным шагом диаметром 1...64 мм и резьбу с мелким шагом диаметром 1...600 мм. В нормативных документах введено ограничение на значение шагов и указывается несколько шагов для каждого диаметра. Самый большой шаг для номинального диаметра называют условно крупным шагом, а остальные мелкими шагами. При равных наружных диаметрах метрические резьбы с мелким шагом отличаются от резьб с крупным шагом меньшей высотой профиля и меньшим углом подъема резьбы. Поэтому резьбы с мелким шагом рекомендуется применять при малой длине свинчивания, на тонкостенных деталях, а также при переменной нагрузке, толчках и вибрациях. Резьбы с крупным шагом рекомендуется применять для соединения деталей, не подвергающихся таким нагрузкам, так как они менее надежны при переменной нагрузке и вибрациях и более склонны к самоотвинчиванию.

Для многозаходных резьб вместе с термином шаг используется еще термин ход - расстояние по линии, параллельной оси резьбы, между любой исходной средней точкой на боковой стороне резьбы и средней точкой, полученной при перемещении исходной средней точки по винтовой линии на угол 360° . Другими словами, это шаг одной из винтовых линий, из которых состоит многозаходная резьба.

Длина свинчивания - длина взаимного соприкосновения наружной и внутренней резьб в осевом направлении. Часто этот элемент называют высотой гайки. *Длина свинчивания* в силу конструктивных особенностей резьбовых соединений оказывает влияние на качество и характер сопряжения. Установлено три группы длин свинчивания:

S – короткие: с длиной свинчивания менее $2.24 \times P \times d^{0.2}$.

N – нормальные: с длиной свинчивания не менее $2.24 \times P \times d^{0.2}$ и не более $66.7 \times P \times d^{0.2}$.

L – длинные: с длиной свинчивания более $6.7 \times P \times d^{0.2}$.

Точные значения длин свинчивания установлены ГОСТ 16093-81.

Резбовые соединения по характеру соединения бывают с зазором, натягом и переходные. Однако подавляющее распространение имеют посадки с зазором.

Резьбы при свинчивании контактируют только боковыми сторонами профиля, поэтому только средний диаметр, шаг и угол профиля резьбы определяют характер сопряжения в резьбе. Допускаемые отклонения резьбы задаются от номинального профиля в направлении перпендикулярном оси резьбы «в тело» болта и гайки. Расположение полей допусков на наружную резьбу (болт) и на внутреннюю (гайка) для наиболее распространенной посадки скольжения, у которой в предельном случае зазор может быть равен нулю. Для метрической резьбы нормируется точность следующих элементов: наружного диаметра болта (Td); внутреннего диаметра гайки (TD1); среднего диаметра болта и гайки (Td2, TD2). Точность наружного диаметра гайки и внутреннего диаметра болта ограничивается только размерами резьбообрабатывающего инструмента.

Для компенсации накопленной погрешности шага и погрешности угла профиля производят смещение действительного среднего диаметра резьбы. Вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра, допускаемые отклонения этих параметров раздельно не нормируют. Устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр болта и гайки, который включает допускаемые отклонения собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля. Кроме этого, задается допуск на наружный диаметр болта и внутренний диаметр у гайки, т.е. на диаметры, которые формируются перед нарезанием резьбы и при измерении готовых изделий наиболее доступны.

Таблица 1.



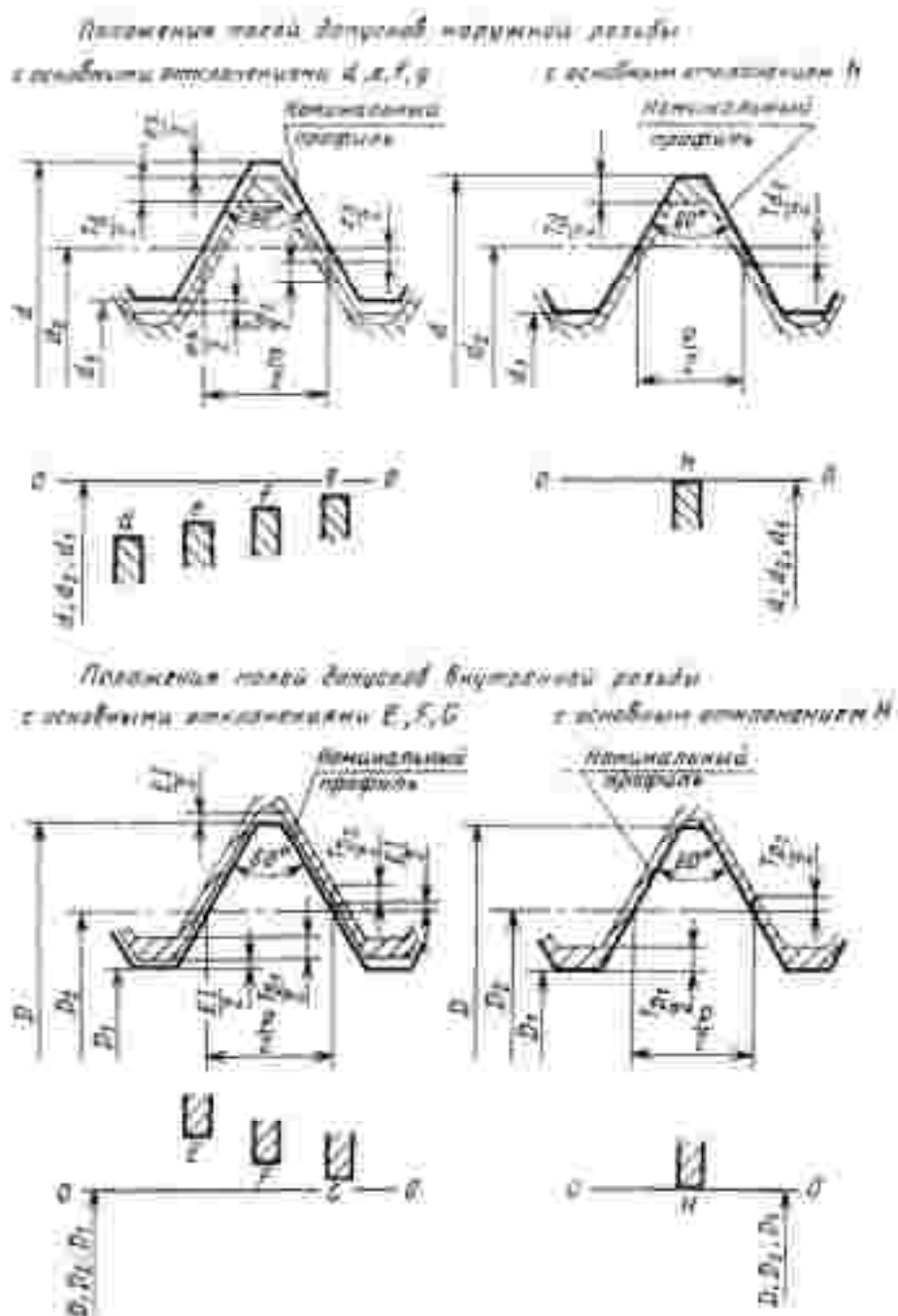
Деталь	Класс точности	Поле допуска при длине свинчивания		
		S - короткая	N - нормальная	L - длинная
Наружная резьба (болт)	Точный	-	4h 4g	-
	Средний	5h6h 5g6g	6h 6g 6f 6e 6d	7g6g
	Грубый	-	8g	-
Внутренняя резьба (гайка)	Точный	4H	4H5H 5H	6H
	Средний	5H	6H 6G	7H
	Грубый	-	7H 7G	8H

Примечания.

1. Для получения различных посадок можно применять любые сочетания полей допусков резьбы болтов и гаек.
2. При длинах свинчивания S и L допускается применять поля допусков, установленные для длин свинчивания N.

3. Наиболее распространенной посадкой для крепежных метрических резьб является 6g 6H.

Поля допусков основного отбора метрической резьбы для посадок с зазором нормируются по ГОСТ 16093-81. Цифры обозначают степень точности, а буквы - основное отклонение. Для резьбовых соединений основные отклонения обозначаются такими же буквами, как и для гладких элементов деталей (прописные латинские буквы для отверстий - гайки и строчные для валов - болтов), хотя значения этих отклонений, обозначенных одной буквой, не совпадают для резьбовых и гладких деталей одного параметра. Ряды точности получили название степени точности (для гладких сопряжений - квалитеты). Класс точности - понятие условное (на чертежах указывают поля допусков); и его используют для сравнительной оценки точности резьбы. *Точный класс* рекомендуется для ответственных резьбовых соединений. *Средний класс* - для резьб общего назначения. *Грубый класс* - для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.п.



Условные обозначения метрических резьб.

Обозначение резьбовых элементов должно сочетать в себе следующую информацию:

- а) указание о виде резьбы (М - метрическая);

- б) значение номинального диаметра, т.е. наружного диаметра (d , D) (одинаковое для болта и для гайки, образующих соединение);
- в) значение шага, если он мелкий (крупный шаг не указывается);
- г) специально указывается LH, если резьба левая;
- д) поле допуска на приведенный средний диаметр (d_2 или D_2);
- е) поле допуска на диаметр выступов, т.е. поле допуска на наружный диаметр болта (d) или внутренний диаметр гайки (D_1);

ж) значение длины свинчивания, если она не нормальная.

Примеры полного обозначения резьбового элемента:

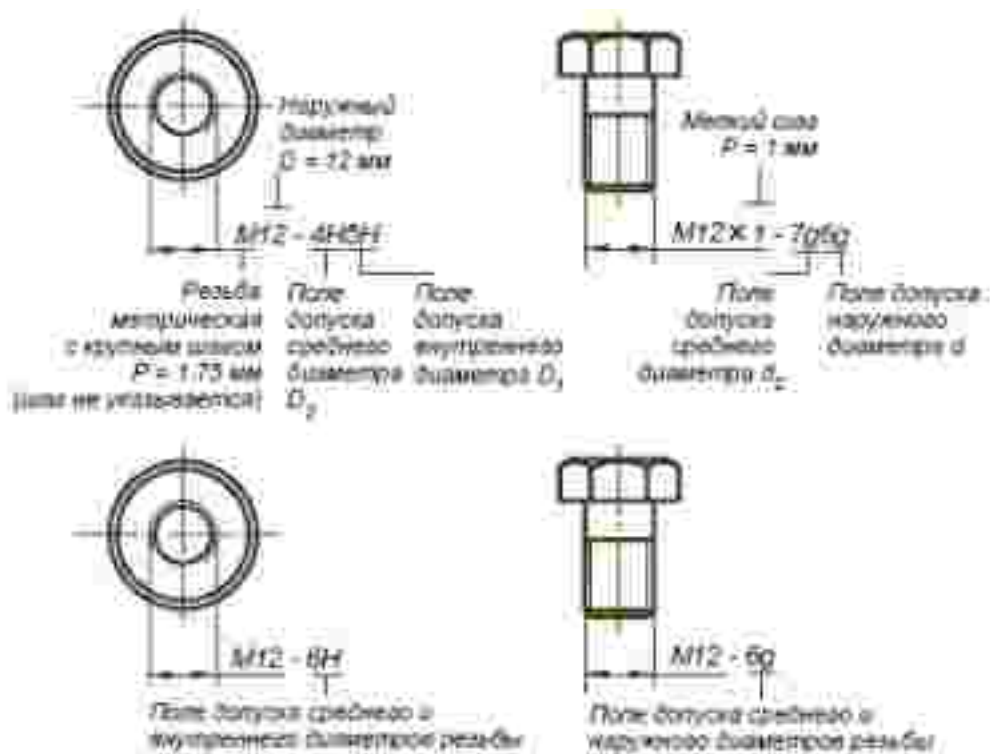
для наружной резьбы - болта: M20 X 0,75LH - 7g 6g - 15;

для внутренней резьбы - гайки: M20 X 0,75LH - 4H5H - 10.

Обозначение резьбовых соединений состоит, как и при обозначении резьбовых элементов, из данных о резьбе и точности ее параметров. Данные о резьбе указывают так же, как и для резьбовых элементов, т.е. указание о метрической резьбе, о значении шага, правая или левая резьба, а также сведения о длине свинчивания. Как и для гладких элементов, при обозначении точности резьбового соединения в числителе указывается элемент с внутренней сопрягаемой поверхностью, т.е. точность внутренней резьбы - гайки, а в знаменателе указываются требования к точности сопрягаемого элемента с наружной поверхностью, т.е. точность наружной резьбы - болта.

Пример полного обозначения резьбового сопряжения: M20 X 0.75LH - 4H5H/7g6g-15. Короткое обозначение: M20 - 7H/6g.

Примеры обозначения посадок метрических резьб приведены на рис.2. Если обозначение поля допуска наружного диаметра у болта или внутреннего диаметра у гайки совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, его в обозначении не приводят. Пример условного обозначения резьбового сопряжения с левой резьбой и мелким шагом $P = 1$ мм: M12×1LH – 6H/6g.



3.2 Шпоночные соединения

Шпоночное соединение — один из видов соединений вала со втулкой с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки), предназначенной

для предотвращения их взаимного поворота. Чаще всего шпонка используется для передачи крутящего момента в соединениях вращающегося вала с зубчатым колесом или со шкивом, но возможны и другие решения, например – защита оси от проворота относительно неподвижного корпуса. В отличие от соединений с натягом, которые обеспечивают взаимную неподвижность деталей без дополнительных конструктивных элементов, шпоночные соединения – разъемные. Они позволяют осуществлять разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке. Шпоночные соединения могут быть подвижными или неподвижными в осевом направлении. В подвижных соединениях часто используют направляющие шпонки с креплением к валу винтами. Вдоль вала с направляющей шпонкой обычно перемещается зубчатое колесо (блок зубчатых колес), полумуфта или другая деталь. Шпонки, закрепленные на втулке, также могут служить для передачи крутящего момента или для предотвращения поворота втулки в процессе ее перемещения вдоль неподвижного вала.

По форме шпонки разделяются на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. В стандартах предусмотрены разные исполнения шпонок некоторых видов, например, призматические шпонки с двумя закругленными торцами (исполнение 1), с одним закругленным торцом (исполнение 3) и с незакругленными торцами (исполнение 2), сегментные шпонки со срезанным краем сегмента (исполнение 2). Призматические шпонки дают возможность получать как подвижные, так и неподвижные соединения. Сегментные шпонки и клиновые шпонки, как правило, служат для образования неподвижных соединений. Форма и размеры сечений шпонок и пазов стандартизованы и выбираются в зависимости от диаметра вала, а вид шпоночного соединения определяется условиями работы соединения.

Шпоночное соединение включает в себя минимум три посадки: вал-втулка (центрирующее сопряжение) шпонка-паз вала и шпонка-паз втулки. Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал. Это обычное гладкое цилиндрическое сопряжение. В сопряжении по высоте шпонки специально предусмотрен зазор по номиналу (суммарная глубина пазов втулки и вала больше высоты шпонки). Зазоры - натяги в шпоночном соединении представляют собой модель размерного взаимодействия этого соединения.

Размеры, допуски, посадки и предельные отклонения соединений с призматическими шпонками установлены ГОСТ 23360-78. Основные параметры шпонок и шпоночных пазов в соединениях с призматическими шпонками даны в таблице 1.

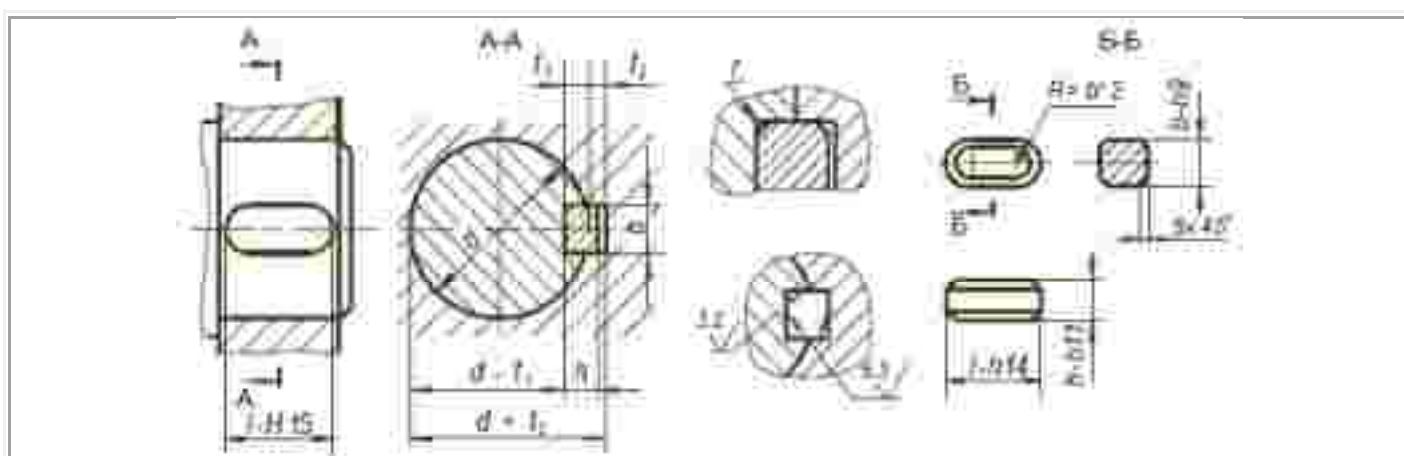


Рис. 1. Основные размеры шпонок и шпоночных пазов: диаметр вала d , фаска S , сечение шпонки $b \times h$, глубина паза на валу t_1 , на втулке t_2 .

Материал - сталь с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м² (60 кгс/мм²). Длина шпонок должна выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220 с полем допуска

h14. Для длины L шпоночного паза, которая на 0,5...1,0 мм больше длины шпонки, установлено поле допуска H15.

На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) и для втулки $d + t_2$. В обоснованных случаях (пустотелые валы, передача пониженных крутящих моментов и т.п.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок.

Предельные отклонения глубин пазов на валу t_1 и во втулке t_2 приведены в табл. 2.

Таблица 2.

Высота шпонки h	Предельные отклонения t_1 и t_2
От 2 до 6	EI = 0; ES = + 0,1
Св. 6 до 18	EI = 0; ES = + 0,2
Св.18 до 50	EI = 0; ES = + 0,3

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок: ширины $b - h9$; высоты $h - h9$, а при h свыше 6 мм – $h11$.

Стандартом установлены поля допусков по ширине шпонки и шпоночных пазов b для свободного, нормального и плотного соединений (Табл. 3).

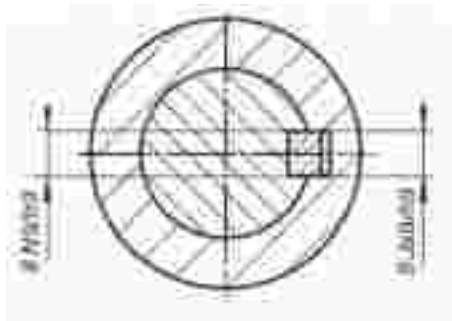
Таблица 3.

Предельные отклонения и посадки шпоночных соединений			
элемент соединения	поле допуска размера при соединении		
	свободном	нормальном	плотном
ширина шпонки	h9	h9	h9
ширина паза на валу	H9	N9	P9
ширина паза на втулке	D10	Js9	P9

Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных полей допусков. Рекомендуемые посадки приведены в табл. 2.



рис. 2



Пример простановки посадок шпоночного сопряжения.

Для обеспечения качества шпоночного соединения, которое зависит от точности расположения плоскостей симметрии пазов вала и втулки, назначают допуски симметричности и параллельности и указывают их в соответствии с ГОСТ 2.308-79.

Числовые значения допусков расположения определяют по формулам:

$$T = 0,6 T_{шп}$$

$$T = 4,0 T_{шп},$$

где $T_{шп}$ – допуск ширины шпоночного паза b .

Расчетные значения округляют до стандартных по ГОСТ 24643-81.

Шероховатость поверхностей шпоночного паза выбирается в зависимости от полей допусков размеров шпоночного соединения (Ra 3,2 мкм или 6,3 мкм).

Условное обозначение призматических шпонок состоит из:

- слова "Шпонка";
- обозначения исполнения (исполнение 1 не указывают);
- размеров сечения $b \times h$ и длины шпонки l ;
- обозначения стандарта.

Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 2 с размерами $b = 4$ мм, $h = 4$ мм, $l = 12$ мм: Шпонка 2 - 4 x 4 x 12 ГОСТ 23360-78.

Призматические направляющие шпонки закрепляются в пазах вала винтами. Для отжима шпонки при демонтаже служит резьбовое отверстие. Пример условного обозначения призматической направляющей шпонки исполнения 3 с размерами $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, $l = 100$ мм: Шпонка 3 - 12 x 8 x 100 ГОСТ 8790-79.

Сегментные шпонки применяют, как правило, для передачи небольших крутящих моментов. Размеры сегментных шпонок и шпоночных пазов (ГОСТ 24071-80) выбираются в зависимости от диаметра вала. Зависимость полей допусков ширины паза сегментного шпоночного соединения от характера шпоночного соединения (Табл. 4).

Таблица 4.

Характер шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Нормальное	N9	Js9
Плотное	P9	P9

Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения ширины паза вала по H11, ширины паза втулки - D10. Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок:

- ширины b – h9;
- высоты h (h1) - h11;
- диаметра D - h12.

Условное обозначение сегментных шпонок состоит из слова "Шпонка"; обозначения исполнения (исполнение 1 не указывают); размеров сечения $b \times h$ (h1); обозначения

стандарта. Пример условного обозначения сегментной шпонки исполнения 2 с размерами $b = 4$ мм и $h = 6,5$ мм: Шпонка 2 – 4 х 6,5 ГОСТ 24701-80.

Клиновые шпонки применяют в неподвижных соединениях, когда требования к соосности соединяемых деталей невысоки. Размеры клиновых шпонок и шпоночных пазов нормированы ГОСТ 24068-80. Длину паза на валу для клиновой шпонки исполнения 1 выполняют равной $2l$, для остальных исполнений длина паза равна длине l закладной шпонки. Предельные отклонения размеров b , h , l для клиновых шпонок такие же, как и для призматических (ГОСТ 23360-78). По ширине шпонки b стандарт устанавливает соединения по ширине паза вала и втулки с использованием полей допуска D10. Длина паза вала L – по H15. Предельные отклонения глубин t_1 и t_2 соответствуют отклонениям для призматических шпонок. Предельные отклонения угла наклона верхней грани шпонки и паза $\pm AT10/2$ по ГОСТ 8908-81. Пример условного обозначения клиновой шпонки исполнения 2 с размерами $b = 8$ мм, $h = 7$ мм, $l = 25$ мм: Шпонка 2 - 8 х 7 х 25 ГОСТ 24068-80.

3.3 Шлицевые соединения

Шлицевое (зубчатое) соединение — соединение вала (охватываемой поверхности) и отверстия (охватывающей поверхности) с помощью шлицев (пазов) и зубьев (выступов), радиально расположенных на поверхности. Обладает большой прочностью, обеспечивает соосность вала и отверстия, с возможностью осевого перемещения детали вдоль оси. Шлицевые соединения, как и шпоночные, предназначены для передачи крутящих моментов в соединениях шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей с валами. Но в отличие от шпоночных соединений, шлицевые соединения, кроме передачи крутящих моментов, осуществляют еще и центрирование сопрягаемых деталей. Шлицевые соединения могут передавать большие крутящие моменты, чем шпоночные, и имеют меньшие перекосы и смещения пазов и зубьев. Применяются для соединений с наружным диаметром от 14 до 125 мм.

Шлицевые соединения классифицируются:

- по форме профиля шлицев (зубьев):
 - прямобочные;
 - эвольвентные;
 - треугольные.
- по передаваемой нагрузке (ГОСТ 1139-80):
 - лёгкая серия;
 - средняя серия;
 - тяжёлая серия.
- по способу центрирования³ сопрягаемых деталей:
 - по наружному диаметру зубьев;
 - по внутреннему диаметру зубьев;
 - по боковым поверхностям зубьев.
- по степени подвижности:
 - подвижное;
 - нормальное;
 - неподвижное.

³ Термин «центрирование» применяется в машиностроении для характеристики точности расположения осей поверхностей относительно друг друга. Центрирование при образовании шлицевого соединения обеспечивается совмещением осей вала и втулки.

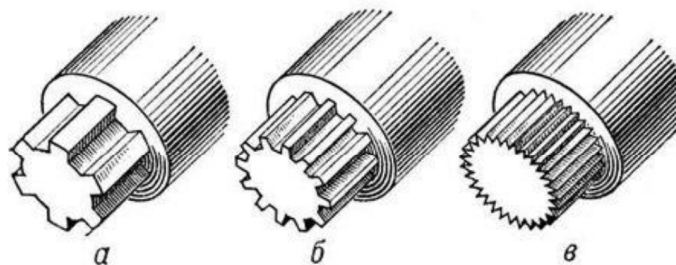


Рисунок 1. Виды шлицевых соединений: прямобочные, эвольвентные, треугольные.

Соединения шлицевые прямобочные

Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев применяются для подвижных и неподвижных соединений.

К основным параметрам шлицевого соединения относятся:

- **D** – наружный диаметр
- **d** – внутренний диаметр
- **b** – ширина зуба

Номинальные размеры основных параметров и число зубьев шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем зубьев, параллельных оси соединения, нормируются и приведены в ГОСТ.

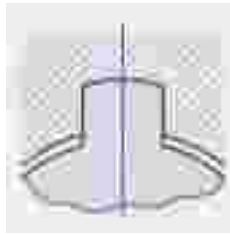
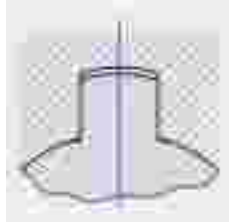
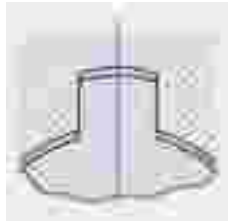
При нормировании точности шлицевого соединения необходимо нормировать одновременно три посадки. Посадки эти должны быть разными по точности, так как невозможно изготовить все сопрягаемые поверхности с одинаковой точностью и невозможно будет обеспечить собираемость шлицевых деталей при одинаково высокой точности. Точность совпадения осей в шлицевом соединении обеспечивается точностью сопряжений, т.е. значениями зазоров или натягов. Поэтому точности посадок по трем сопрягаемым поверхностям шлицевых деталей назначают разными. И, естественно, что поверхность, для которой назначена более высокая точность сопряжения, будет обеспечивать точность совмещения осей. Если говорится, что центрирование шлицевого соединения осуществляется по наружному диаметру, это означает, что посадка по наружному диаметру (наружной поверхности) должна быть наиболее точной из трех посадок в данном шлицевом соединении.

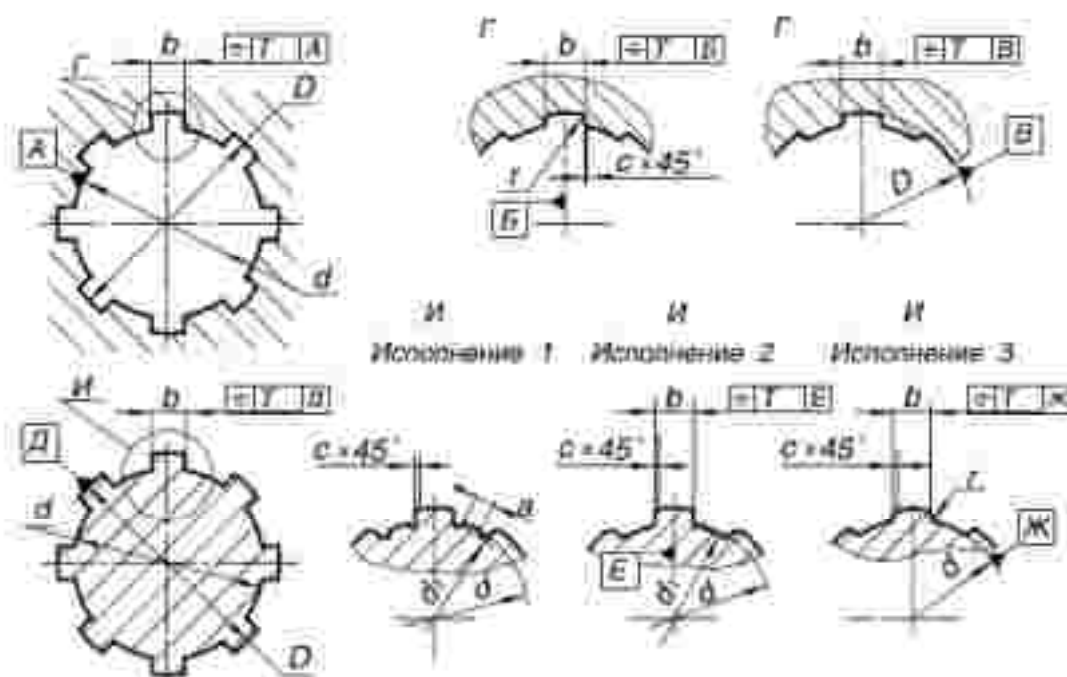
В шлицевых соединениях с прямобочным профилем зуба применяют три способа относительного центрирования вала и втулки (табл. 1):

- по наружному диаметру **D**: рекомендуется при повышенных требованиях к соосности элементов соединения, когда твердость втулки не слишком высока и допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и шлифуется по наружному диаметру **D**. Применяется такое центрирование в подвижных и неподвижных соединениях.
- по внутреннему диаметру **d**: применяется в тех же случаях, что и центрирование по **D**, но при твердости втулки, не позволяющей обрабатывать ее протяжкой. Такое центрирование является наименее экономичным.
- по боковым сторонам зубьев **b**: используется, когда не требуется высокой точности центрирования, при передаче значительных крутящих моментов.

Таблица 1.

Способ центрирования	Краткая характеристика
----------------------	------------------------

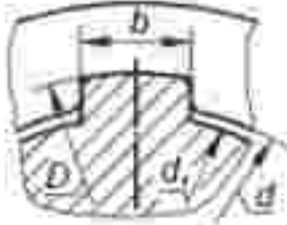
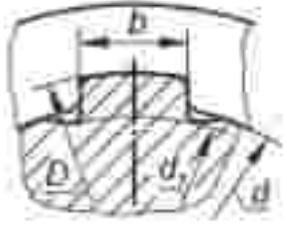
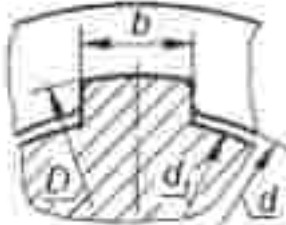
	<p><i>По наружному диаметру.</i> Самый простой и дешевый способ центрирования. Вал фрезеруют и шлифуют по наружному диаметру, втулку протягивают. Применяется при отсутствии термообработки поверхности отверстия втулки или при ее термическом улучшении (НВ 280-300)</p>
	<p><i>По внутреннему диаметру.</i> Самый точный и дорогой способ центрирования. Вал фрезеруют и продольно шлифуют по внутреннему диаметру и боковым поверхностям шлицев, втулку протягивают и шлифуют по внутреннему диаметру. Применяется при закаленных втулке и вале</p>
	<p><i>По боковым сторонам.</i> Наиболее равномерное распределение нагрузки между шлицами; точность центрирования невысока. Вал фрезеруют и продольно шлифуют по боковым поверхностям шлицев, втулку протягивают. Применяется для тяжелонагруженных соединений при термически улучшенной поверхности отверстия втулки (НВ 280-300)</p>



Основные размеры шлицов на валах и в отверстиях.

По ГОСТ 1139-80 установлены допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба для различных способов центрирования (Табл. 2).

Таблица 2.

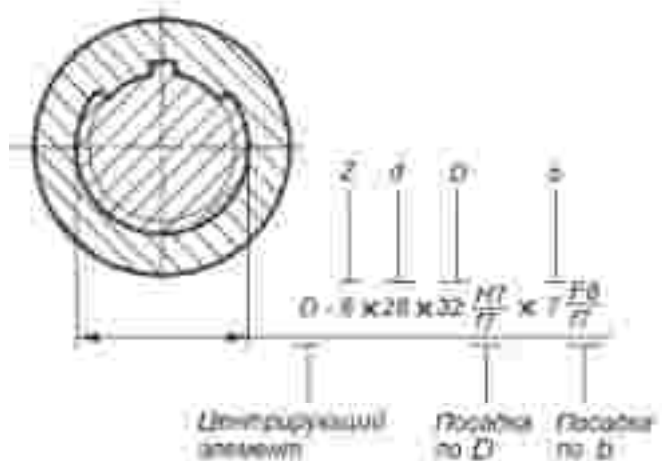
<p>чертеж сопряжения</p>			
--------------------------	---	--	---

центрирующий элемент	центрирование по D			центрирование по d			центрирование по b		
посадки	по D	по d	по b	по D	по d	по b	по D	по d	по b
подвижное соединение	-	H7 / f7 H7 / g7 H8 / e8	F8 / f7 F8 / f8 D9 h9	H7 / f7 H7 / g6 H8 / e8	H12/a11	D9 / h9 F8 / f8 F8 / f7	-	H12/a11	F8 / f8 D9 / e8 D9 / f8
неподвижное соединение	-	H7 / js6 H7 / n6	F8/f7 F8/f8 F8/js7	H7 / js6 H7 / js7 H7 / n6	H12/a11	F8 / js7 D9 / h9 D9 / k7	-	H12/a11	F8 / js7 D9 / js7 D9 / k7

примечания: предпочтительные посадки; допускаются и другие посадки см. ГОСТ 1139-80

Таблица 3. Допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента.

допуск симметричности боковых сторон шлицев				
b, мм	2.5; 3	3.5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
допуск симметричности, мм	0.01	0.012	0.015	0.18



Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по D.

Допуски и посадки для соединений с прямобочным профилем установлены ГОСТ 1139-80. Их условное обозначение содержит букву, обозначающую поверхность центрирования (D, d или b), число зубьев z, номинальные значения основных размеров D, d и b, обозначения посадок диаметров размера b, помещенные после соответствующего размера. Допуски нецентрирующего диаметра можно не указывать.

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по D:

для соединения:

D - 8 x 36 x 40 H7 / f7 x 7 F8 / f7

для отверстия этого соединения:

D - 8 x 36 x 40 H7 x 7 F8

для вала:

D - 8 x 36 x 40 f7 x 7 f7

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по d:

для соединения:

d - 8 x 36 H7 / f7 x 40 H12 / a11 x 7 D9 / h9

для отверстия этого соединения:

d - 8 x 36 H7 x 40 H12 x 7 D9

для вала:

d - 8 x 36 f7 x 40 a11 x 7 h9

Пример обозначения подвижного шлицевого соединения с центрированием по b:

для соединения:

b - 8 x 36 x 40 H12 / a11 x 7 D9 / f 8

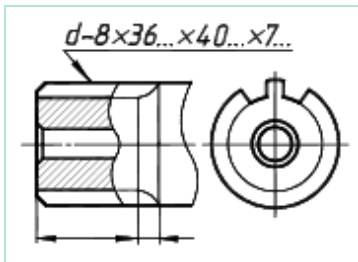
для отверстия этого соединения:

b – 8 x 36 x 40 H12 x 7 D9

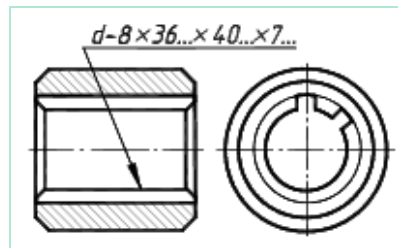
для вала:

b – 8 x 36 x 40 a11 x 7 f8

на валу:



в отверстии:



в соединении:

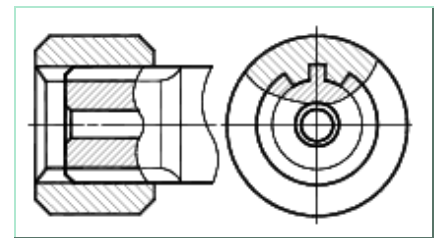


Рисунок 3. Условное изображение шлиц на чертеже [ГОСТ 2.409-74*]

Соединения шлицевые эвольвентные

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба имеют то же назначение, что и прямобочные, но обладают рядом преимуществ: технологичностью (для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем требуется только одна червячная фреза, возможно применение всех точных методов обработки зубьев); большей прочностью (обладают меньшими концентраторами напряжений (отсутствие острых углов у основания зуба - концентрация напряжения на 10... 40 % меньше, чем у прямобочных соединений) и большим количеством зубьев). Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев применяются для подвижных и неподвижных соединений.

К основным параметрам относятся:

- D – наружный диаметр зубьев, номинальный диаметр соединения
- m – модуль
- z – число зубьев
- $\alpha = 30^\circ$ - угол профиля

Остальные параметры вычисляются по соответствующим зависимостям, приведенным в ГОСТ 6033-80 (табл.4).

Таблица 4.

Номинальные значения основных параметров		
параметр	обозначение	зависимость
диаметр делительной окружности	d	$d = mz$
делительный окружной шаг	p	$p = \pi m$
номинальная делительная окружная толщина зуба вала (впадины втулки)	S (e)	$S = e = \pi / 2 m + 2x m \operatorname{tg} \alpha$

смещение исходного контура	x_m	$x_m = e = \pi / 2 [D - m (z + 1.1s)]$
номинальный диаметр окружности впадин втулки	D_f	$D_f = D$
номинальный диаметр окружности вершин зубьев втулки	D_a	$D_a = D - 2m$
номинальный диаметр окружности впадин вала	d_f	$d_{f \max} = D - 2.2 m$
номинальный диаметр окружности вершин зубьев вала		
при центрировании по боковым поверхностям зубьев	d_a	$d_a = D - 0.2 m$
при центрировании по наружному диаметру	d_a	$d_a = D$

Таблица 5. Корреляция между номинальным диаметром и модулем.

модуль, мм	номинальный диаметр D , мм													
	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
	число зубьев z													
0.8	20	23	30	36	42	48	55	60	66	74				
1.25	12	14	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58	62
2	7	8	11	13	16	18	21	24	26	28	31	34	36	38
3			7	8	10	12	13	15	17	18	20	22	24	25
5						6	7	8	9	10	11	12	13	14
примечания: <ul style="list-style-type: none"> • предпочтительные числа • остальные значения см. ГОСТ 6033-80 • значения D от 4 до 440 мм, m - от 0.5 до 10 мм 														

Точность шлицевых соединений связана со способами центрирования и зависит от точности поверхностей, с помощью которых обеспечивается совмещение осей вала и втулки.

1. Соединение при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Этот способ центрирования является основным при использовании эвольвентных шлицевых соединений и обеспечивается он, прежде всего точностью ширины впадин (e) у втулки и толщиной зубьев (s) у вала.

При нормировании точности ширины впадин втулки и толщины зубьев вала используется необычный подход. В отличие от общепринятого нормирования, когда указывается одно значение допуска для определенного номинального размера и ряда точности, при нормировании точности ширины впадин и толщины зубьев эвольвентных шлицевых соединений нормируются два вида допусков: T_e (T_s) - допуск собственно ширины впадин втулки (толщины зубьев вала) и T - суммарный допуск, включающий отклонения собственно ширины впадин (толщины зубьев), отклонения формы и расположения элементов профиля впадин (зубьев). Необходимость нормирования двух видов допусков связана с установившимися двумя способами измерения и контроля деталей с эвольвентными шлицами. Суммарный допуск (T) аналогичен в какой-то мере суммарному допуску на средний диаметр резьбы и используется при конструировании комплексных проходных калибров. Допуски T_e и T_s собственно ширины впадины и толщины зуба используются при измерениях без использования калибров.

Допуски T_e (T_s) и T на размеры шлицевых элементов нормируются рядами точности, которые названы степенями точности. Для ширины впадин втулки нормируются 7-я, 9-я, 11-я степени, а для толщины зубьев вала - 7... 11 степени. Для ширины впадин

штулки установлено всего одно отклонение Н, как для основного отверстия в системе допусков и посадок на гладкие элементы детали.

Поля допусков для размеров ширины впадин у втулок (е) и толщины зубьев вала (s), как это принято и при других видах сопряжений, образуются сочетанием основных отклонений и рядов точности. В отличие от гладких соединений, но по аналогии с резьбовыми соединениями, в обозначении полей допусков на ширину впадин и толщину зубьев: сначала указывается ряд точности - степень, а потом основное отклонение, например 7Н, 7h, 9g, 7f. При этом выделены два поля допусков (9h и 9g), которые являются предпочтительными для применения. Изменение обозначения по сравнению с гладкими соединениями сделано для того, чтобы различать эти поля допусков, а, следовательно, и посадки.

Посадки по боковым поверхностям зубьев. В стандарте нормируется одиннадцать посадок по боковым поверхностям зубьев. Эти посадки образованы из указанных выше трех полей допусков на ширину впадин втулки (7Н, 9Н, 11Н) и нескольких полей допусков на толщину зубьев. Однако указывается, что при образовании посадок можно использовать и другие, нормируемые в стандарте, поля допусков. Таким образом, в отличие от нормирования точности гладких соединений и прямобочных шлицевых соединений, посадки для эвольвентных шлицевых соединений нормируются непосредственно в стандарте, а не в качестве рекомендаций в приложении к стандарту.

Нормирование точности радиального биения зубчатого венца. При образовании соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев нормируется дополнительный параметр - радиальное биение зубчатого венца. Это биение аналогично радиальному биению в зубчатых колесах и отличается от обычного радиального биения тем, что в качестве измерительного наконечника используется конус с углом 60° (при измерении радиального биения зубчатого венца зубчатых колес конус с углом 40°) или сфера определенного диаметра, обеспечивающая контакт с боковыми поверхностями зубьев в заданных точках. Нормированием радиального биения зубчатого венца обеспечивается точность расположения эвольвентных поверхностей зубьев относительно оси вращения, т.е. точность так называемого геометрического эксцентриситета.

2. Соединения при центрировании по наружному диаметру. Необходимо напомнить, что понятия о наружном и внутреннем диаметрах у эвольвентных шлицевых соединений аналогичны понятию об этих диаметрах в резьбовом соединении и прямобочных шлицевых соединениях, т.е. наружный диаметр у вала (d_a) проходит по вершинам зубьев, а у втулки (D_f) по впадинам, т.е. внутри втулки.

Поля допусков и посадки. Поскольку соединения по этим поверхностям не имеют отличий от соединений по гладким цилиндрическим поверхностям и отличаются только тем, что поверхность является прерывистой, поля допусков и посадки при центрировании по наружному диаметру взяты из системы допусков и посадок, т.е. из ГОСТ 25347-82. Для наружного диаметра втулки (D_f) нормируются всего два поля допуска Н7 и Н8, а для наружного диаметра вала (d_a) пять полей допусков: n6, js6, h6, g6, f7.

Поля допусков для ширины впадин и толщины зубьев. При центрировании по наружному диаметру нормируются одновременно требования к точности ширины впадины втулки (е) и толщины зуба вала (s), как основных элементов шлицевого соединения, характеризующих его эксплуатационные свойства. Для ширины впадины втулки (е) нормируются поля допусков 9Н и 11Н. Для толщины зуба вала (s) нормируется пять полей допусков: 9h, 9g, 9d, 11c, 11a.

3. Соединения при центрировании по внутреннему диаметру. У шлицевых эвольвентных деталей внутренний диаметр втулки (D_a) проходит по вершинам зубьев, а у вала (df) - по впадинам. Этот способ центрирования приведен в справочном приложении к ГОСТ 6033-80, и этим как бы подчеркивается ограниченность его применения, хотя при этом способе центрирования можно добиться высокой точности благодаря возможности шлифования сопрягаемых поверхностей. При этом способе центрирования, как при других

рассмотренных способах центрирования, точность центрирующих и нецентрирующих поверхностей нормируется, в основном, с помощью полей допусков, отобранных из ГОСТ 25347-82.

Для внутреннего диаметра втулки (D_a) нормируются поля допусков H7 и H8, причем H7 считается предпочтительным, для внутреннего диаметра вала (d_f) нормируются поля допусков h6, g6. Ограничения на ширину впадины и толщину зуба установлены так же, как и при центрировании по наружному диаметру. Посадки в стандарте вообще не указаны и предполагается, что они образуются из любого сочетания нормируемых полей допусков.

4. Поля допусков на диаметры нецентрирующих поверхностей. Нецентрирующим может быть наружный диаметр, когда центрирование производится по боковым поверхностям зубьев или по внутреннему диаметру. Нецентрирующим может быть и внутренний диаметр, когда центрирование осуществляется по боковым поверхностям зубьев или по наружному диаметру. На нецентрирующий внутренний диаметр втулки (D_a) установлено поле допуска H. На нецентрирующий наружный диаметр вала (d_a) нормируются поля допусков d9, h11, h12. На нецентрирующий наружный диаметр втулки (D_f) и внутренний диаметр вала (d_f) поля допусков не нормируются, а указываются минимальные или максимальные значения в зависимости от формы впадины (плоская или закругленная). Исключение сделано для наружного диаметра втулки (D_f), когда центрирование производится по внутреннему диаметру при плоской форме впадины. В этом случае нормируется поле допуска H16.

5. Нормирование дополнительных показателей точности. Исходя из особенностей формы поверхности зубьев шлицевых деталей, имеющих эвольвентную поверхность, для них нормируется точность двух специфичных параметров, используемых при нормировании точности зубчатых колес. Такими параметрами являются размер «М» по роликам и длина общей нормали. Эти параметры используются в тех случаях, когда точность шлицевых деталей не контролируется проходным калибром. В принципе, оба показателя характеризуют один и тот же параметр зубчатого венца - толщину зуба. Значение длины общей нормали относительно просто можно измерить на валу, а во втулке такие измерения осуществлять трудно. Измерения размера «М» по роликам сравнительно легко осуществляются как на валу, так и во втулке. При этих измерениях во впадины между зубьями устанавливаются шарики или ролики определенного диаметра, и измеряется размер, по которому можно судить о толщине зубьев.

Наибольшее распространение получил способ центрирования по боковым поверхностям зубьев. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется.

Таблица 6. Примеры выбора посадок

чертеж сопряжения						
центрирующий элемент	S(e)			D		
посадки	по D (d_a , D_f)	по S(e)	по D_a , d_f	по D	по S(e)	по D_a , d_f
подвижное сопряжение	D_f - H16	9H / 9g 9H / 9h	D_a - H11	H7 / f7 H7 / g6	9H / 9g	D_a - H11
неподвижное сопряжение	d_a - h12	7H / 8k 7H / 7n	$d_{f \max}$ - h16	H7 / js6 H7 / n6	9H / 9h	$d_{f \max}$ - h16

Условные обозначения шлицевых эвольвентных соединений

Допуски и посадки для шлицевых соединений с эвольвентным профилем устанавливаются по ГОСТ 6033-80. Их условное обозначение содержит номинальный (равный наружному) диаметр соединения $D=m(z+1)$, модуль, обозначение посадки и номер стандарта.

Примеры обозначения

При центрировании по боковым поверхностям зубьев. $D=50$ мм; $m=2$ мм;

посадка по боковым поверхностям $s(e) - 9g / 9H$

соединение **50 х 2 х 9H / 9g ГОСТ 6033 80**

вал **50 х 2 х 9g ГОСТ 6033 – 80**

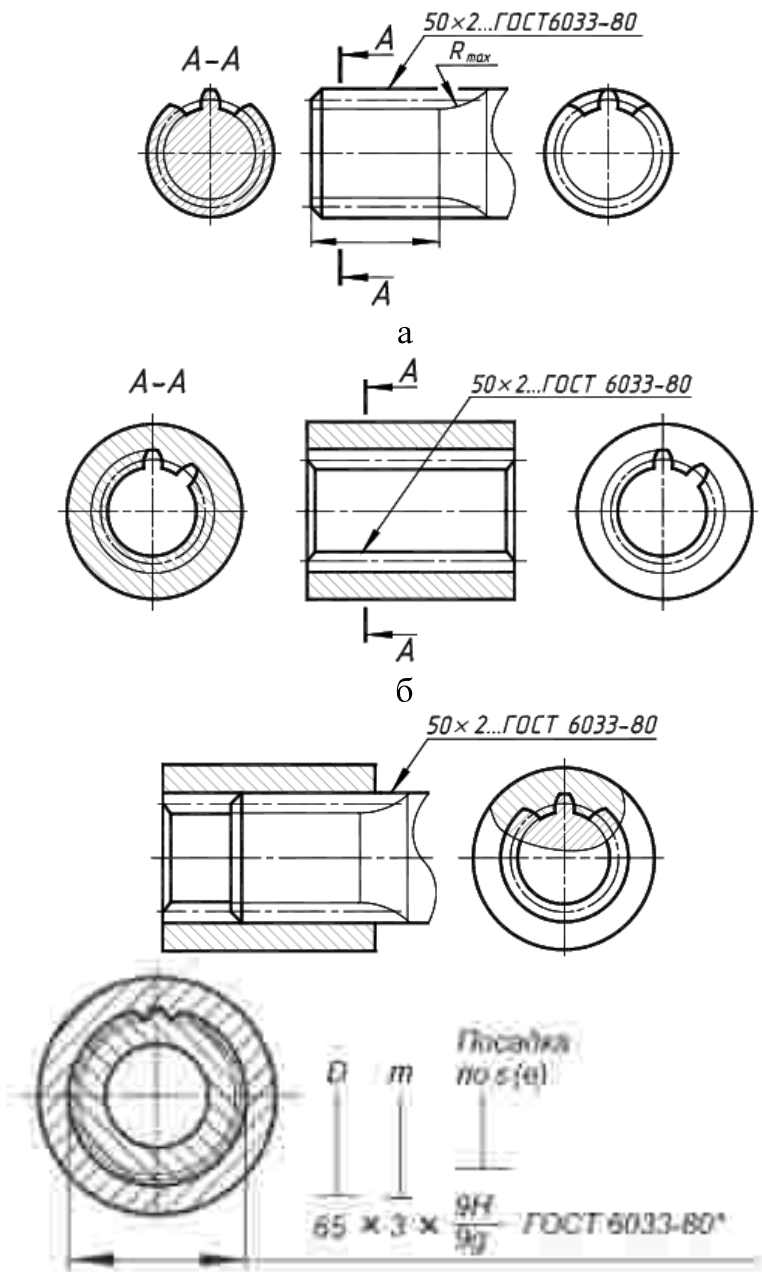
отверстие **50 х 2 х 9H ГОСТ 6033 – 80**

При центрировании по наружному диаметру. $D = 50$ мм; $m = 2$ мм; посадка по центрирующему диаметру $D - H7 / g6$ и по боковым поверхностям $s(e) - 9H / 9h$

соединение **50 х H7 / g6 х 2 х 9H / 9h - 80 ГОСТ 6033 80**

вал **50 х g6 х 2 х 9h ГОСТ 6033 – 80**

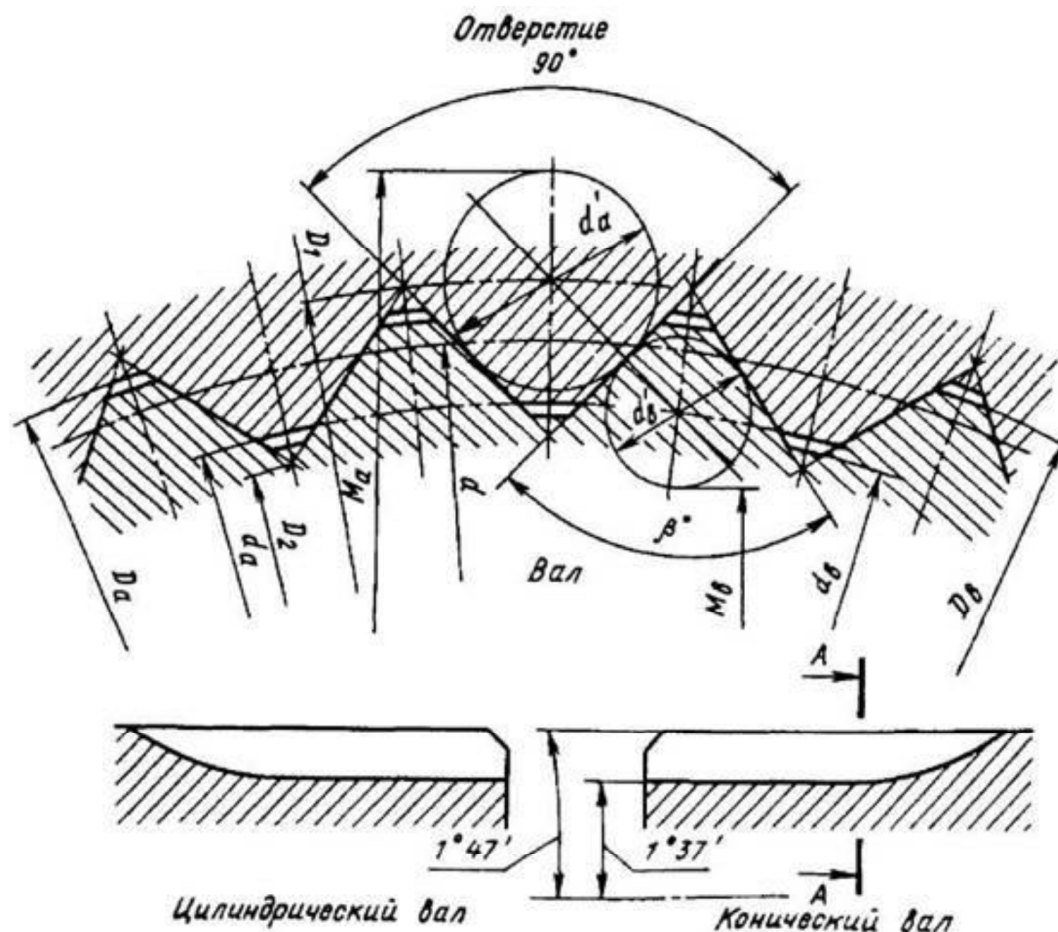
отверстие **50 х H7 х 2 х 9H ГОСТ 6033 – 80**



В

Примеры условного обозначения: а) на валу; б) в отверстии; в) в сопряжении

Треугольные зубчатые соединения (рис. 5) применяют главным образом для неподвижного соединения деталей при передаче небольших вращающих моментов, чтобы избежать пресовых посадок, а также при тонкостенных втулках.



Основные параметры:

β - угол зуба и впадины отверстия;

$D_{\text{в}}$ - наружный диаметр вала;

$d_{\text{а}}$ - внутренний диаметр отверстия;

$d_{\text{в}}$ - диаметр впадины вала;

$D_{\text{а}}$ - диаметр впадины отверстия.

Пределы изменения основных параметров соединений: число зубьев 20—70; модуль 0,2—1,5мм; угол впадин вала 90; 72 и 60°. Центрирование только по боковым сторонам зубьев. Наряду с цилиндрическими соединениями применяют и конические. Обычно конусность 1:16, угол уклона впадины 1°37'; размеры зубьев устанавливают по большому основанию конуса (Рис. 5, сечение А—А). Соединения впадин зуба на валу 90° с числом зубьев 36 и 48 и номинальными диаметрами от 5 до 75мм принимают по табл. 7, допуски - по табл. 8. Формулы для определения параметров треугольных соединений приведены в табл. 35.

Номинальные размеры $M_{\text{в}}$ и $M_{\text{а}}$ выбирают по табл. 9 в зависимости от принятого номинального диаметра, равного наружному диаметру вала. На чертежах отверстия и вала указывают число зубьев z , угол 90°, угол β , диаметр начальной окружности d .

Таблица 7. Основные размеры треугольных соединений, мм

Номинальный диаметр $D_{\text{в}}$	Отверстие и вал				Отверстие		Вал		
	Число зубьев z	Угол β°	Диаметр начальной окружности d	Диаметр по вершинам ¹ наружный D_1 внутренний D_2	Диаметр впадин D_{amin}	Внутренний диаметр $d_{\text{а}}$	Наружный диаметр $D_{\text{в}}$	Диаметр впадин $d_{\text{вmax}}$	
5	36	80	4,891	5,124 4,658	5,03	4,72	5	4,69	
6			5,863	6,142 5,584	6,03	5,66	6	5,63	
8			7,793	8,164 7,422	8,03	7,52	8	7,49	

10			9,721	10,184	9,258	10,03	9,38	10	9,35
12			11,674	12,230	11,118	12,03	11,26	12	11,23
15			14,556	15,250	13,862	15,03	14,04	15	14,01
16			17,430	18,260	16,599	18,03	16,81	18	16,78
20			19,339	20,260	18,418	20,03	18,66	20	16,63
22			21,527	22,280	20,774	22,03	20,97	22	20,94
25			24,455	25,310	23,600	25,03	23,82	25	23,79
28			27,373	28,330	26,416	28,03	26,66	28	26,63
30			29,325	30,350	28,300	30,03	28,57	30	28,54
32			31,277	32,370	30,184	32,05	30,47	32	30,42
35			34,195	35,390	33,000	35,05	33,31	35	33,26
38			37,113	38,410	35,816	38,05	36,15	38	36,10
40			39,064	40,430	37,698	40,05	38,05	40	38,00
42			41,016	42,450	39,582	42,05	39,95	42	39,90
45			43,944	45,480	42,408	45,05	42,81	45	42,76
50			48,833	50,540	47,126	50,05	47,57	50	47,52
55			53,722	55,600	51,844	55,05	52,33	55	52,28
60			58,621	60,670	55,572	60,05	57,10	60	57,05
65			63,519	65,740	61,298	65,05	61,88	65	61,83
70			68,409	70,800	66,017	70,05	66,64	70	66,59
75			73,298	75,860	70,736	75,05	71,40	75	71,35

¹ Теоретические диаметры по вершинам указывают на чертеже: наружный D_1 только на отверстиях, внутренний D_2 - на валу.

Таблица 8. Допуски для треугольных соединений

Номинальный диаметр, мм	Предельные отклонения, мм			
	диаметров начальных окружностей *		внутреннего диаметра отверстия d _а	наружного диаметра вала D _в
	отверстий	вала		
Нормальная точность				
Св. 3 до 6	+0,025	-0,040	+0,025	-0,025
» 6 » 10	+0,025	-0,040	+0,030	-0,030
» 10 » 18	+0,030	-0,045	+0,035	-0,035
» 18 » 30	+0,030	-0,045	+0,045	-0,045
» 30 » 50	+0,035	-0,050	+0,050	-0,050
» 50 » 75	+0,040	-0,060	+0,060	-0,060
Пониженная точность				
Св. 3 до 6	+0,050	-0,080	+0,048	-0,048
» 6» 10	+0,050	-0,080	+0,058	-0,058
» 10» 18	+0,060	-0,090	+0,070	-0,070
» 18 » 30	+0,060	-0,090	+0,084	-0,084
» 30 » 50	+0,070	-0,100	+0,100	-0,100
» 50 » 75	+0,080	-0,120	+0,120	-0,120

* Допуски даны для посадки H9/h8.

Таблица 9. Формулы для определения параметров треугольных соединений

Определяемый параметр	Формулы для соединений с числом зубьев	
	36	48
Диаметр начальной окружности	$d=0,954519D_1$	$d=0,966222D_1$
Наружный диаметр по вершинам (теоретический)	$D_1=1,047648d$	$D_1=1,034959d$
Внутренний диаметр по вершинам (теоретический)	$D_2=0,952352 d$	$D_2=0,965041 d$
Расчетный диаметр проволочки, касающейся профиля зубьев по начальной окружности вала	$d_1=0,06585005 d$	$d_1=0,0485955 d$
То же, для отверстия	$d_2=0,05309792 d$	$d_2=0,04133332 d$
Фактический диаметр проволочки для вала	d'_a подбирают по ГОСТ 2475-88 (табл. 38)	
То же, для отверстия	d'_b подбирают по ГОСТ 2475-88 (табл. 38)	
Размер по проволочкам вала	$M_a = D_2 + 2,41421 d'_a$	
Размер между проволочками для отверстия	$M_b = D_1 - 2,55572 d'_b$	$M_b = D_1 - 2,51665 d'_b$
Диаметр касания фактической проволочки вала	$D_n = D_2 + 0,70711d'_a + 0,001 d$	
Диаметр касания фактической проволочки отверстия	$D_\tau = D_1 - 0,91293 d'_b + 0,001 d$	$D_\tau = D_1 - 0,85733 d'_b + 0,001 d$

Кроме того, на чертеже отверстия задают наружный диаметр по вершинам D_1 , диаметр впадин D_a с надписью «минимум» и внутренний диаметр d_a , а на чертеже вала - внутренний диаметр по вершинам D_2 , наружный диаметр D_b и диаметр впадин d_b с надписью «максимум». Допуски выбирают по табл. 8. В зависимости от назначения соединения принимают нормальную или пониженную точность. Последняя предназначена преимущественно для грубых соединений с отверстием, имеющим разрез и стяжку, а также для грубых конических соединений. Допуски на диаметры начальной окружности даны для скользящей посадки с зазорами от нуля до суммы допусков на диаметры отверстия и вала. Допуск на толщину зуба отверстия равен допуску на диаметр начальной окружности (так как угол равен 90°). Допуск на толщину зуба вследствие того, что угол β равен 80 или $82,5^\circ$, на несколько тысячных миллиметра точнее, чем допуск на диаметр начальной окружности, и практически может считаться также равным допуску на диаметр начальной окружности. Таким образом, допуски на диаметр начальной окружности дают полное представление о характере посадки по толщине зуба и боковым зазорам.

При необходимости назначения другой посадки следует применять систему отверстия, чтобы сохранить неизменным допуск на отверстие. Характер посадки должен быть отражен отклонениями на диаметр начальной окружности вала, которые могут быть даны в два минуса для посадки с гарантированным зазором, в два плюса или один плюс для посадок с натягами и зазорами. При выборе посадок для вала рекомендуется придерживаться посадок, приведенных в табл. 10. Для конических валов рекомендуются переходные посадки (т.е. вал с более полным зубом).

Допуски на диаметр начальной окружности включают: собственно допуск на диаметр начальной окружности, отклонение шага и отклонение угла профиля. Допуски на внутренний диаметр отверстия d_a и наружный диаметр вала D_b для нормальной точности даны по 8-9 квалитету ГОСТ 25347-82, а для пониженной по 9-10 квалитету.

Диаметр проволочек для измерения зубьев и номинальные размеры между проволочками для отверстия и по проволочкам для вала стандартизованы. Все диаметры

проволочек берут по ГОСТ 2475-88 для измерения резьб. Номинальные размеры между проволочками и по проволочкам дают соединение без зазора. На чертеже должны быть указаны: диаметры проволочек и номинальный размер между проволочками для отверстия и по проволочкам для вала, на чертеже делают надпись: «Отклонения по диаметру начальной окружности».

Допуски на размеры M_b и M_a (см. рис. 5) те же, что на диаметр начальной окружности. Размеры M_b и M_a на чертежах должны быть снабжены надписью: «Отклонения по диаметру начальной окружности». Основной расчетной величиной является диаметр начальной окружности d , который делит пополам теоретическую высоту зубьев по вершинам профиля. Теоретические диаметры по вершинам профиля - наружный D_1 и внутренний D_2 - служат для вычисления размеров по проволочкам для вала и отверстия и размеров режущего и мерительного инструмента.

Таблица 10. Посадки вала (Размеры, мм)

Диаметр начальной окружности вала d	Для нормальной точности посадки			Для пониженной точности посадки		
	с натягом	переходная	с зазором	с натягом	переходная	с зазором
Св. 3 до 10	+0,065 +0,025	+0,040	-0,025 -0,065	+0,130 +0,050	+0,080	-0,025 -0,105
Св. 10 до 30	+0,075 +0,030	+0,045	-0,030 -0,075	+0,150 +0,060	+0,090	-0,030 -0,120
Св. 30 до 50	+0,085 +0,035	+0,050	-0,035 -0,085	+0,170 +0,070	+0,100	-0,035 -0,135
Св. 50 до 80	+0,100 +0,040	+0,060	-0,040 -0,100	+0,200 +0,080	+0,120	-0,040 -0,160

3.4 Зубчатые передачи .

Зубчатая передача — это механизм или часть механизма механической передачи, в состав которого входят зубчатые колёса. При этом усилие от одного элемента к другому передаётся с помощью зубьев. Зубчатое колесо или шестерня — основная деталь зубчатой передачи в виде диска с зубьями на цилиндрической или конической поверхности, входящими в зацепление с зубьями другого зубчатого колеса. В машиностроении принято малое зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называть шестернёй, а большое — колесом. Назначение - передача вращательного движения между валами, которые могут иметь параллельные, пересекающиеся и скрещивающиеся оси или преобразование вращательного движения в поступательное, и наоборот.

Зубчатые колеса и передачи классифицируют по различным признакам, например по виду поверхностей, на которых располагаются зубцы (цилиндрические и конические, внутренние и внешние), по направлению зубцов (прямозубые, косозубые, винтовые, шевронные), по профилю зубцов (эвольвентные, циклоидальные, часовые, цевочные, Новикова), по направлению осей вращения (цилиндрические — с параллельными осями, конические — с пересекающимися, винтовые и червячные — со скрещивающимися). Среди множества классификаций важнейшими для определения точностных параметров являются те, которые определяют функциональное назначение передачи.

Требования, предъявляемые к точности зубчатых передач, зависят от назначения передач и условий их эксплуатации. В приборах, делительных машинах и технологическом оборудовании для нарезания резьбы и зубчатых колес применяют так называемые "отсчетные передачи", в которых главное внимание уделяют пропорциональности углов

поворота зубчатых колес или кинематической точности. Кинематическая точность передачи определяет постоянство передаточного отношения за полный оборот зубчатого колеса. Колеса этих передач в большинстве случаев имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и низких скоростях.

Достаточно часто встречаются в технике и "силовые" или тяжело нагруженные зубчатые передачи, к которым не предъявляют высоких требований точности вращения (передачи в домкратах, лебедках, прессах и т.д.). При передаче больших крутящих моментов требуется хороший контакт боковых поверхностей зубьев в передаче и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

Если у зубчатых передач нет явно выраженного эксплуатационного характера, их относят к передачам общего назначения. К таким передачам не предъявляют повышенных требований по точности.

Особая трудность при нормировании точностных требований к зубчатым колесам заключается в том, что эти детали являются сложными по своей геометрической форме, а кроме того, они являются элементами кинематической цепи. Поэтому и необходимо при нормировании учитывать их основное служебное назначение - передачу движения с одного вала на другой. Для правильного нормирования точности зубчатых колес для обеспечения разнообразных эксплуатационных требований, в нормативных документах по точности колес и передач установлены (нормируются) четыре группы почти независимых параметров, которые названы нормами точности. Нормы точности на зубчатые колеса и передачи представляют собой набор требований к точности геометрических и кинематических параметров зубчатых колес и передач для оценки этой точности в отношении определенного эксплуатационного признака.

Называются эти нормы:

- 1) нормы кинематической точности,
- 2) нормы плавности работы,
- 3) нормы полноты контакта зубьев,
- 4) нормы бокового зазора.

В нормах кинематической точности нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колеса и передачи, погрешность которых влияет на погрешность передаточного отношения за полный оборот колеса, т.е. характеризует погрешность в угле поворота за один его оборот по сравнению с тем, если бы вместо него находилось абсолютно точное колесо.

В нормах плавности работы нормируются требования к точности таких геометрических и кинематических параметров колеса и передачи, погрешность которых также влияет на кинематическую точность, но эта погрешность проявляется многократно за один оборот колеса, т.е. один или несколько раз на каждом зубе. Эти требования имеют наибольшее значение для передач, работающих на больших скоростях, поскольку такие погрешности являются источником ударов, приводящих к появлению шума и вибраций.. В нормах контакта нормируются требования к таким геометрическим и кинематическим параметрам колес и передач, погрешность которых влияет на величину площади поверхности касания при вращении зубьев сопрягаемых колес.

Требования к контакту поверхностей имеют особо важное значение для передач, работающих с большими нагрузками.

В нормах бокового зазора⁴ нормируются требования к таким параметрам колеса и передачи, которые влияют на зазор по нерабочим профилем зубьев при соприкосновении по рабочим профилям зубьев.

⁴ Гарантированный, т. е. наименьший боковой зазор, регламентированный стандартом,— это зазор между зубьями сопряженных колес в передаче, обеспечивающий свободный поворот одного колеса при неподвижном втором колесе. Боковой зазор определяется: для цилиндрических зубчатых передач в сечении, перпендикулярном направлению зубьев, и в плоскости, касательной к основным цилиндрам; для конических передач — по нормали к поверхности зубьев у большого основания делительного конуса.

Например, в редукторах турбин и высокооборотных двигателей, в других изделиях с высокой круговой частотой вращения применяют "скоростные передачи" (высокоскоростные, быстроходные), для которых основными являются требования к плавности работы, что необходимо для снижения уровня вибраций и шума при работе изделия. Плавность работы передачи зависит от колебания мгновенных передаточных отношений, то есть от разностей передаточных отношений в каждый момент зацепления, которые многократно воспроизводятся за один оборот зубчатого колеса. Основными источниками неплавности работы являются такие погрешности зубчатых колес, как неправильное взаимное расположение зубьев (погрешности шага) и неточность формы рабочих поверхностей (погрешности формы профиля зубьев). Колеса скоростных передач, как правило, имеют средние модули и передают не слишком большие моменты, однако их зубья могут подвергаться значительным динамическим воздействиям.

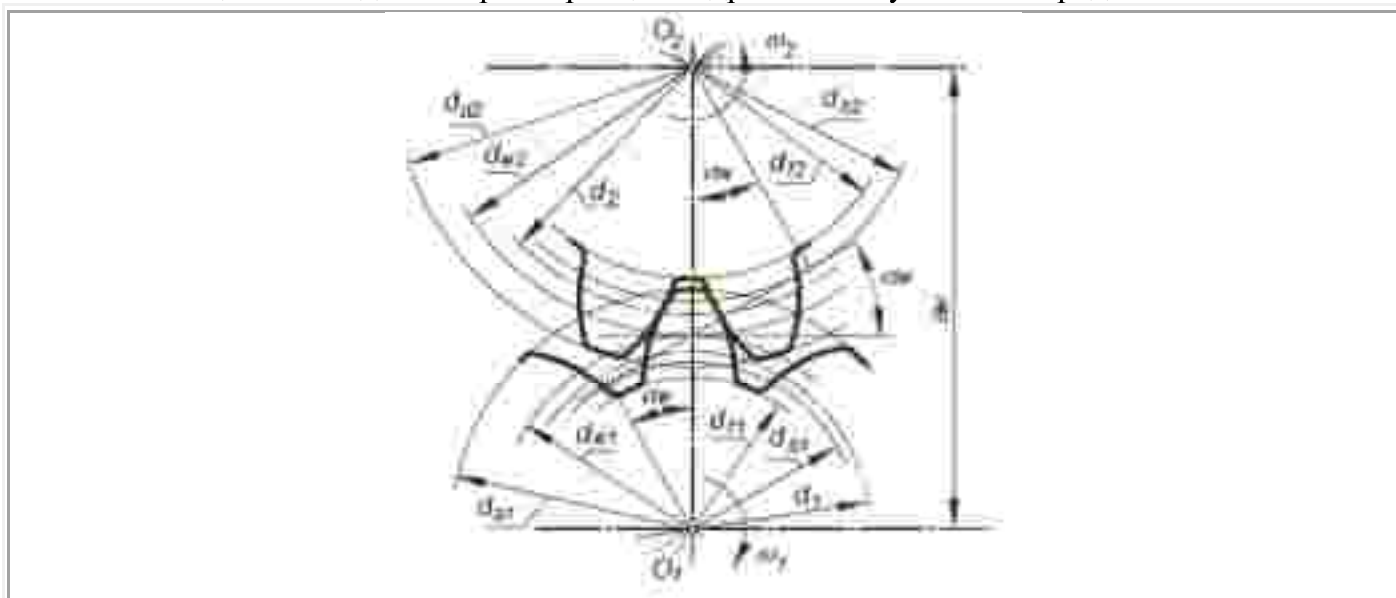
В зависимости от условий работы меняются требования и к боковому зазору между нерабочими профилями зубьев. Эвольвентное зацепление теоретически способно работать при нулевых боковых зазорах (толщина зуба, находящегося в зацеплении, равна ширине впадины ответного колеса). Однако неточности изготовления зубчатого венца приводят к искажению формы и взаимному смещению реальных профилей зубьев, что может вызвать их деформацию или поломку. Видоизменяют профиль зубьев и его расположение также температурные и силовые деформации. Смещение реальных профилей зубьев может также быть следствием неточностей монтажа зубчатых колес.

Для компенсации неточностей изготовления и монтажа, силовых и температурных деформаций используют зазор между нерабочими сторонами профилей зубьев находящихся в зацеплении колес. Ширина впадины, превышающая толщину зуба, обеспечивает не только компенсацию технологических погрешностей и деформаций, но и служит также для размещения между зубьями слоя смазки, которая при отсутствии зазоров выдавливалась в процессе работы.

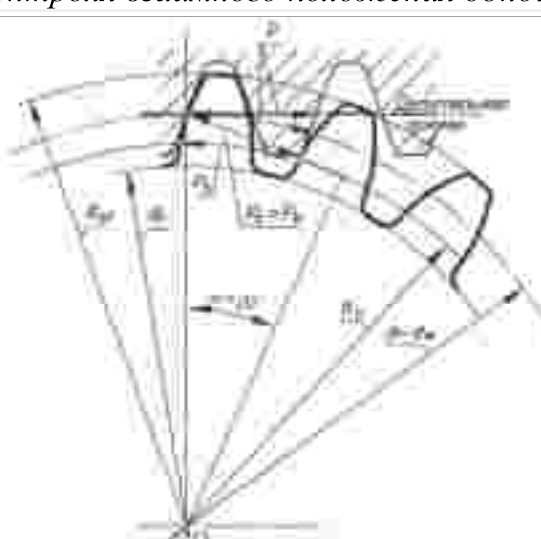
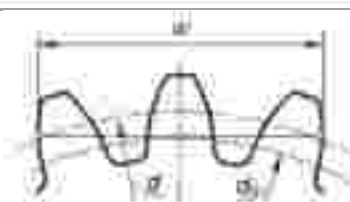
В реверсивных передачах и передачах, работающих в старт-стопном режиме, назначают минимальный боковой зазор, что позволяет предупреждать удары при перемене направления вращения или начале движения после остановки. Значительные зазоры назначают в передачах, работающих при высоких температурах, и т.д.

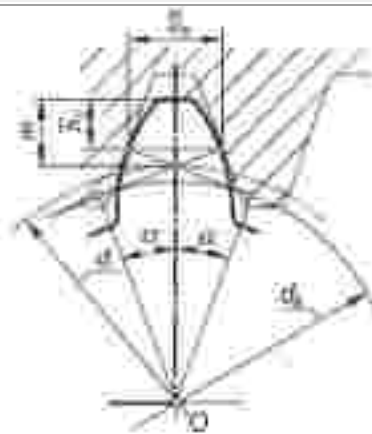
Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач внешнего зацепления. Все геометрические параметры подразделяются на исходные т.е. параметры, которые выбираются конструктором; основные параметры, которые рассчитываются на основании исходных параметров и контрольные параметры - дополнительные параметры необходимые для контроля качества изготовления зубчатых колес.

Таблица 1. Исходные параметры цилиндрических зубчатых передач



№	наименование параметра	обозначение	числовое значение
1	угол главного профиля	a	20°
2	высота головки зуба	h_a	$h_a = h_a^* m$
3	коэффициент высоты головки	h_a^*	1
4	высота ножки зуба	h_f	$h_f = h_f^* m$
5	коэффициент высоты ножки	h_f^*	1.25
6	радиус кривизны переходной кривой	p_f	$p_f = p_f^* m$
7	коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	p_f^*	0.38
8	радиальный зазор в паре исходных контуров	c	$c = c^* m$
9	коэффициент радиального зазора	c^*	0.25
10	делительное межосевое расстояние	a	$a = (z_1 + z_2) * m / (2 \cos \beta)$ $a = (21 + 42) * 4 / (2 \cos 0^\circ) = 126 \text{ мм}$
11	коэффициент смещения	x_Σ	$x_\Sigma = x_1 + x_2$ $x_\Sigma = 0 + 0 = 0$
12	угол профиля	α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$
13	угол зацепления	α_{tw}	$\alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_{tw} = 2x_\Sigma \operatorname{tg} \alpha / z_1 + z_2$ $\alpha_{tw} = \alpha = 20^\circ$
14	межосевое расстояние	a_w	$a_w = m (z_1 + z_2) \cos \alpha_t / 2 \cos \beta \cos \alpha_{tw}$ $a_w = a = 126 \text{ мм}$
15	делительный диаметр шестерни	d_1	$d_1 = z_1 m / \cos \beta$ $d_1 = 21 * 4 = 84 \text{ мм}$
16	делительный диаметр колеса	d_2	$d_2 = z_2 m / \cos \beta$ $d_2 = 42 * 4 = 168 \text{ мм}$
17	передаточное число	u	$u = z_2 / z_1$ $u = 42 / 21 = 2$
18	начальный диаметр шестерни	d_{w1}	$d_{w1} = 2a_w / (u + 1)$ $d_{w1} = 2 * 126 / (2 + 1) = 84 \text{ мм}$
19	начальный диаметр колеса	d_{w2}	$d_{w2} = 2a_w u / (u + 1)$ $d_{w2} = 2 * 126 * 2 / (2 + 1) = 168 \text{ мм}$
20	коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = (a_w - a) / m$ $y = 0$
21	коэффициент уравнивающего смещения	Δy	$\Delta y = x_\Sigma - y$ $\Delta y = 0$
22	диаметр вершин зубьев шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m (h_a^* + x_1 - \Delta y)$ $d_{a1} = 84 + 2 * 4 (1 + 0 - 0) = 92 \text{ мм}$
23	диаметр вершин зубьев колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m (h_a^* + x_2 - \Delta y)$ $d_{a2} = 168 + 2 * 4 (1 + 0 - 0) = 176 \text{ мм}$
24	диаметр впадин шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 + 2m (h_a^* + c^* - x_1)$ $d_{f1} = 84 - 2 * 4 (1 + 0.25 - 0) = 79 \text{ мм}$
25	диаметр впадин колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2m (h_a^* + c^* - x_2)$ $d_{f2} = 168 - 2 * 4 (1 + 0.25 - 0) = 163 \text{ мм}$
26	основной диаметр шестерни	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t$

			$d_{b1} = 84 \cos 20^\circ = 78.934 \text{ мм}$
27	основной диаметр колеса	d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t$ $d_{b1} = 168 \cos 20^\circ = 157.868 \text{ мм}$
<i>расчет размеров для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев</i>			
			
№	наименование параметра	обозначение	числовое значение
28	шаг зацепления	P_α	$P_\alpha = P_b = \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ $P_\alpha = 4 \pi \cos 20^\circ = 11.808 \text{ мм}$
<i>расчет длины общей нормали</i>			
			
№	наименование параметра	обозначение	числовое значение
29	угол профиля в точке на окружности диаметра $d_x d + 2x m$	α_x	$\cos \alpha_x = z \cos \alpha_t / z + 2x \cos \beta$ $\cos \alpha_{x1} = 21 \cos 20^\circ / 21 + 2 * 0 \cos 0^\circ$
30	основной угол наклона зубьев	β_b	$\sin \beta_b = \sin \beta * \cos \alpha$ $\beta_b = 0^\circ$
31	расчетное число зубьев в длине общей нормали	Z_n	$Z_{nr1} = Z / \pi (\operatorname{tg} \alpha_x / \cos^2 \beta_b - 2x \operatorname{tg} \alpha / z - \operatorname{inv} \alpha_t) + 0.5$ $Z_{nr1} = 21 / \pi (\operatorname{tg} 20^\circ / \cos^2 0^\circ - 2 * 0 \operatorname{tg} 20^\circ / 21 - \operatorname{inv} 20^\circ) + 0.5 = 3$
32	длина общей нормали расстояние между зубьями общая нормаль является касательной к окружности d_b	W	$W = m \cos \alpha (\pi (Z_n - 0.5) + 2x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha_t)$ $W_1 = 4 \cos 20^\circ (\pi (3 - 0.5) + 2 * 0 * \operatorname{tg} 20^\circ + 21 \operatorname{inv} 20^\circ) = 30.69 \text{ мм}$
<i>расчет постоянной хорды и высоты до постоянной хорды</i>			



№	наименование параметра	обозначение	числовое значение
33	постоянная хорда зуба	S_c	$S_c = m (0.5 \pi \cos^2 \alpha; + x \sin 2 \alpha;)$ $S_c = 4 (0.5 \pi \cos^2 20^\circ + 0 \sin 2 * 20^\circ) = 5.548$
34	высота до постоянной хорды	h_c	$h_c = 0.5 (d_a - d_1 - S_c \operatorname{tg} \alpha;)$ $h_c = 0.5 (92 - 84 - 5.548 \operatorname{tg} 20^\circ) = 2.99 \text{ мм}$

Расчет допусков зубчатых передач

Из механических передач, применяемых в машиностроении, наибольшее распространение получили зубчатые, так как обладают рядом существенных преимуществ перед другими передачами. Основные преимущества зубчатых передач:

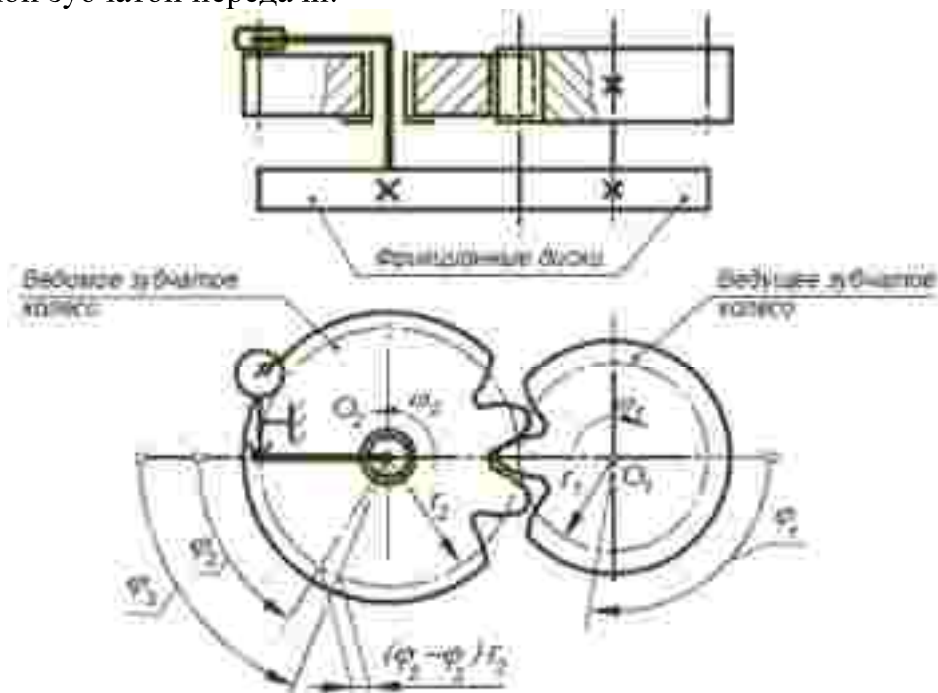
- возможность осуществления передачи между параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями, иными словами при всех видах расположения осей;
- высокая нагрузочная способность и как следствие малые габариты;
- большая долговечность и надежность работы (ресурсы до 30 000 ч и более);
- высокий КПД (до 0.97...0.98 в одной ступени);
- возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных отношений (до нескольких сотен и даже тысяч);
- постоянство передаточного отношения.

В то же время для обеспечения надежной и качественной работы зубчатых передач к ним предъявляются повышенные требования к точности изготовления. Многообразные условия применения зубчатых передач диктуют различные требования к их точности. Для делительных и планетарных передач с несколькими сателлитами основным эксплуатационным показателем является высокая кинематическая точность, т.е. точная согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Кинематическая точность обеспечивается, например, при установке колеса на зубообрабатывающий станок с точной кинематической цепью с минимально возможным радиальным биением. Для высокоскоростных передач (окружные скорости зубчатых колес могут достигать 60 м/с) основным эксплуатационным показателем является плавность работы передачи, т.е. отсутствие циклических погрешностей, многократно повторяющихся за оборот колеса. Циклическая точность обеспечивается, например, точностью червяка делительной передачи станка и точностью зуборезного инструмента. Плавность передачи значительно повышается после шевингования зубчатых колес или их притирки. Для тяжело нагруженных тихоходных передач наибольшее значение имеет полнота контакта поверхностей зубьев. Контакт зубьев зависит от торцового биения заготовки и ряда других причин. Контакт зубьев значительно улучшается после притирки зубчатых колес.

Система допусков цилиндрических зубчатых передач

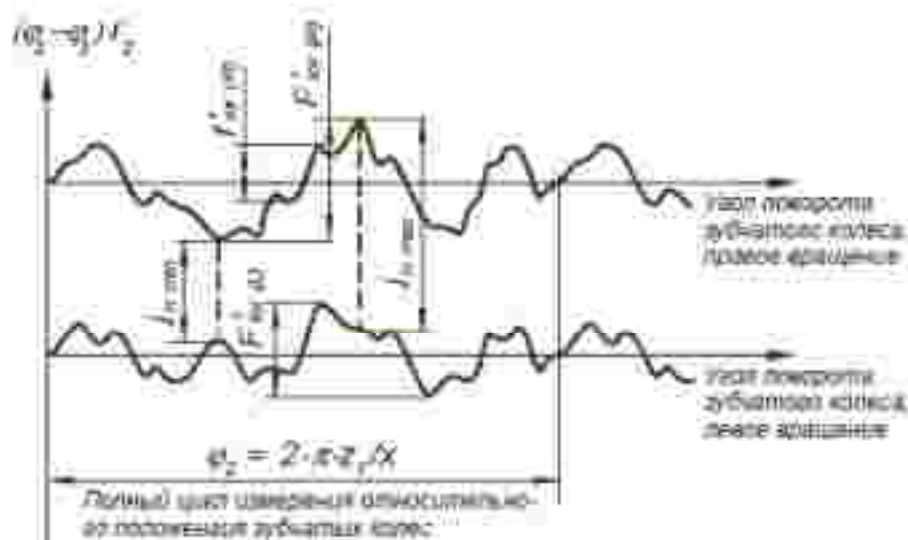
Точность изготовления зубчатых колес не только определяет геометрические показатели передачи, но оказывает влияние на динамические характеристики (вибрации, шум), а также существенно влияет на долговечность работы, прочностные показатели

передачи и на потери на трение. Рассмотрим схему комплексного контроля цилиндрической зубчатой передачи.



Ведущее и ведомое зубчатые колеса находятся в однопрофильном зацеплении. Образцовое вращение задается фрикционными дисками, диаметры которых строго равны делительным диаметрам ведущего и ведомого зубчатых колес. При вращении ведущего зубчатого колеса вращается и фрикционная пара. Рассогласование во вращении между шпинделем ведомого фрикционного диска и ведомым зубчатым колесом фиксируется измерительным прибором. Прибор установлен на делительной окружности ведомого колеса. Шпиндель ведомого фрикционного диска воспроизводит образцовое вращение и вынесен так, чтобы полученные отклонения фиксировались на делительном диаметре колеса. Таким образом, измеряется рассогласование между действительным φ_2 и номинальным φ_3 углами поворота ведомого колеса.

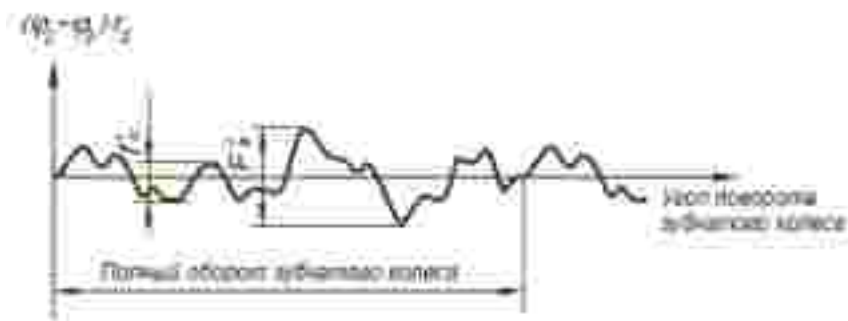
На рис. 2 представлены графики, полученные на подобной установке при прямом и обратном вращении, т.е. при контакте по правому и левому профилям зубчатых колес. Графики характеризуют геометрическую погрешность зубчатой передачи. Практически вся система допусков и посадок зубчатых колес базируется на этих графиках. Рассмотрим графики на полном цикле измерения относительного положения зубчатых колес, т.е. на таком угле поворота ведомого колеса, при котором первый зуб ведущего колеса вновь войдет в контакт с первым зубом ведомого колеса. При дальнейшем вращении колес характер кривых будет полностью повторяться.



Угол поворота ведомого колеса, соответствующий полному циклу, рассчитывается по формуле: $\varphi_2 = 2 \pi Z_1 / X$, где: Z_1 - число зубьев ведущего колеса; X - наибольший общий делитель чисел зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес. Разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи называется кинематической погрешностью передачи. Наибольшая алгебраическая разность значений рассогласований на полном цикле измерения $F_i'_{or}$ характеризует кинематическую точность передачи. Наибольшая алгебраическая разность между местными соседними экстремальными значениями $f_{io}'_r$ называется местной кинематической погрешностью передачи и характеризует плавность работы передачи. Наименьшее расстояние между кривыми $j_{n_{min}}$ называется гарантированным боковым зазором и определяет характер сопряжения колес в передаче. Разность между $j_{n_{max}}$ и $j_{n_{min}}$ является наибольшим интервалом изменения бокового зазора в передаче и характеризует точность выполнения бокового зазора в передаче.

Если нанести краситель на боковые поверхности зубьев ведущего колеса и провернуть колеса на полный оборот при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев обоих зубчатых колес, то на зубьях ведомого колеса появятся следы прилегания зубьев. Часть активной боковой поверхности зуба колеса передачи, на которой располагаются следы, называется мгновенным пятном контакта и характеризует контакт зубьев в передаче. Относительные размеры пятна контакта определяются в процентах: по длине зуба по формуле $(a-c)/b \times 100\%$; по высоте по формуле $h_m / h_p \times 100\%$, где: a - длина следа, c - разрыв по длине следа; h_m - высота следа; h_p - высота активной боковой поверхности зуба.

Чаще всего при изготовлении требуется определить точность отдельного колеса, а не передачи в целом, тем более, что сопрягаемое колесо возможно еще и не изготовлено. В этом случае вместо одного из колес на прибор устанавливают измерительное колесо, т.е. колесо повышенной точности. Получают аналогичные графики, которые в данном случае характеризуют точность контролируемого колеса, при этом погрешностями измерительного колеса пренебрегают. По аналогии с передачей получают: наибольшую кинематическую погрешность колеса i_r ; $i F'$, местную кинематическую погрешность колеса $i_r \cdot i f'$. Точность контакта колеса определяют по пятну контакта его зубьев с зубьями измерительного зубчатого колеса.



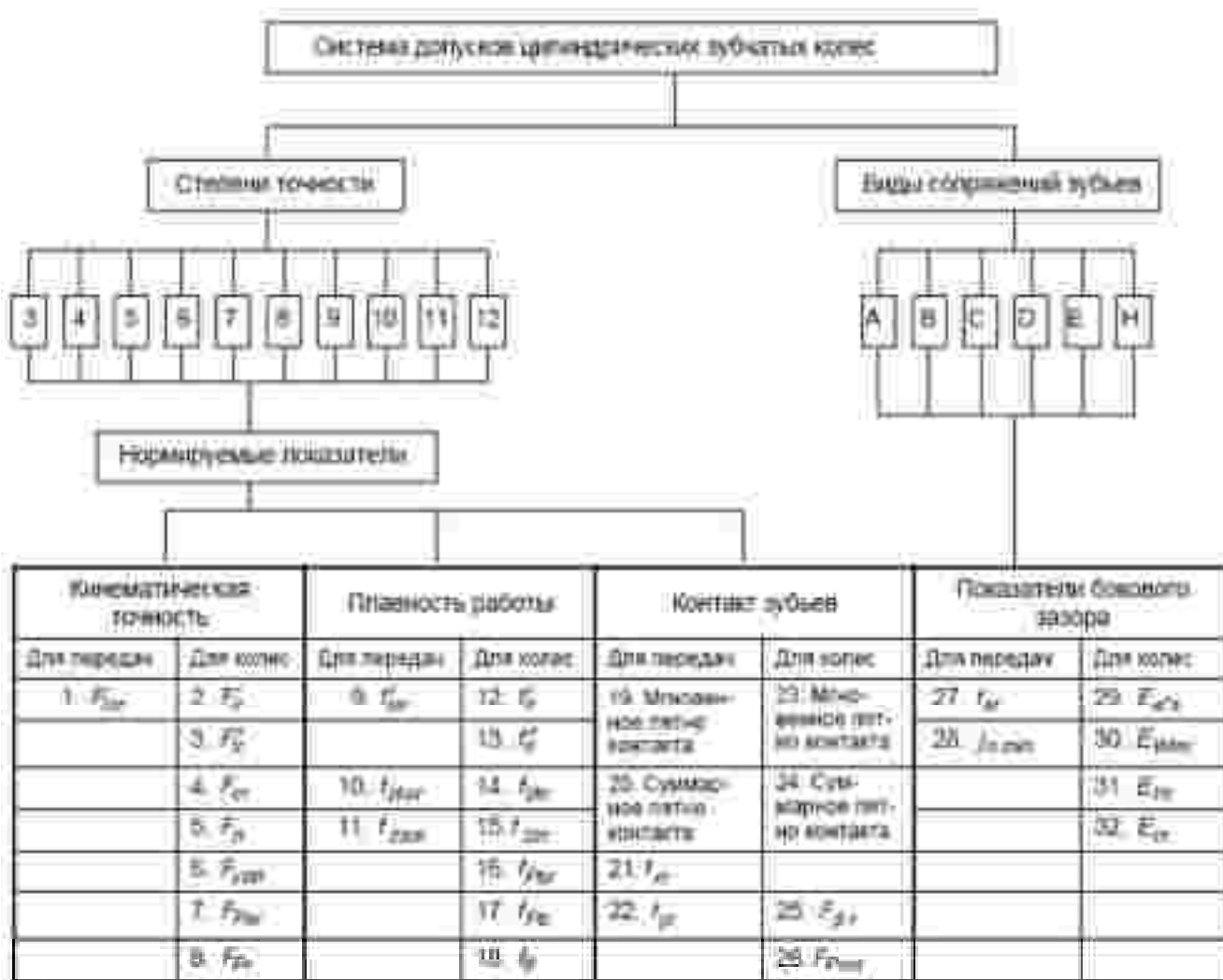
Не всегда удастся выполнять измерения колес на установках, аналогичных рассмотренной, (например, из-за отсутствия измерительных колес) или возникает необходимость измерить параметры колеса, не снимая его со станка. Поэтому стандартом предусмотрены иные показатели, которые характеризуют точность колеса и в то же время позволяют осуществлять контроль менее сложными и более доступными средствами измерения.

Система допусков и посадок зубчатых колес, исходя из требований эксплуатации передач, устанавливает следующие нормы точности:

- кинематическую норму точности зубчатых колес и передач;
- норму плавности работы зубчатых колес и передач;
- норму контакта зубьев зубчатых колес и передач.

Каждая норма имеет 12 степеней точности (ГОСТ 1643-81). Для самых высоких степеней точности (1 и 2) допуски и отклонения не регламентированы, так как эти степени предусмотрены для будущего развития.

Указанные три вида норм точности могут как в зубчатом колесе, так и в передаче взаимно комбинироваться и назначаться из разных степеней точности. В силу того, что ряд показателей точности, относящихся к различным нормам, геометрически связаны, существует ограничение при комбинировании норм с разными степенями точности.



При комбинировании норм разной степени точности, нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням более точным, чем нормы плавности, или на одну степень грубее норм плавности.

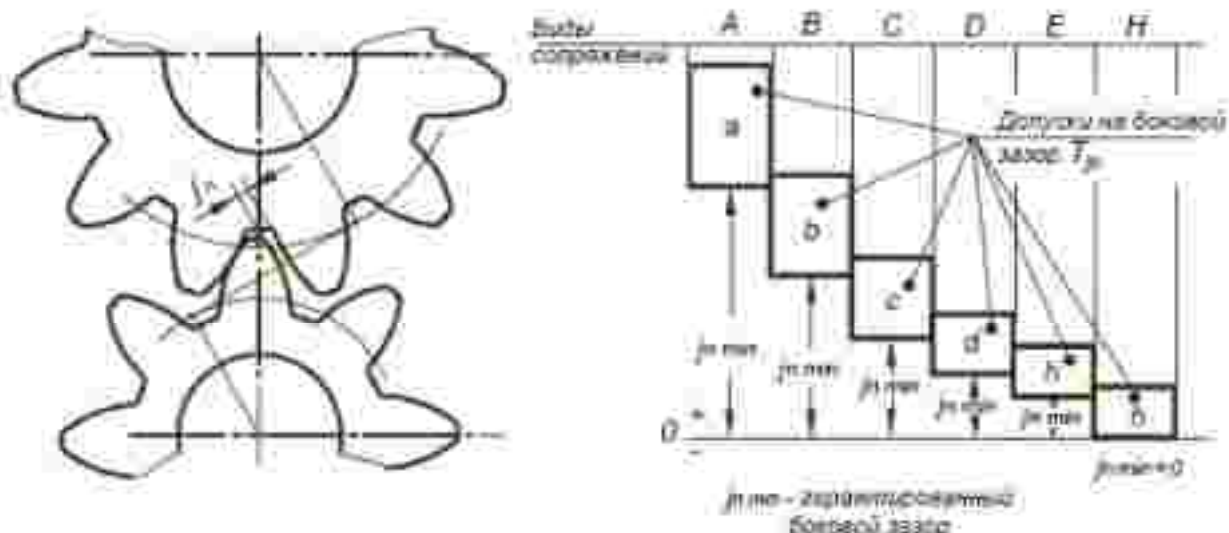
Для устранения возможности заклинивания передачи при нагреве и обеспечения нормальных условий смазки передачи должны иметь гарантированный боковой зазор $j_{n\min}$. Независимо от степеней точности устанавливают виды сопряжений, которые определяют требования к боковому зазору. ГОСТ 1643-81 устанавливает для зубчатых колес и передач с модулем больше 1 шесть видов сопряжений (A, B, C, D, E, H) и восемь видов допуска j_n : **x, y, z, a, b, c, d, h** гарантированного бокового зазора $j_{n\min}$. Обозначения даны в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него. Соответствие между видом сопряжения зубчатых колес в передаче и видом допуска на боковой зазор допускается изменять, при этом также могут быть использованы виды допусков **x, y, z**. С увеличением в сопряжении гарантированного бокового зазора $j_{n\min}$ обычно предусматривается возрастание вида допуска зазора обозначаемого одноименной виду сопряжения строчной буквой (кроме вида допуска e). В большинстве случаев для зубчатых колес и передач рекомендуется

поддерживать определенное соответствие между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом отклонения межосевого расстояния (табл. 1).

Таблица 1.

Степень точности	Вид сопряжения	Допуск бокового зазора	Класс отклонений межосевого расстояния
3-7	H	h	II
3-7	E	h	II
3-8	D	d	III
3-9	C	c	IV
3-11	B	b	V
3-12	A	a	VI

Гарантированный боковой зазор делится между сопрягаемыми зубчатыми колесами. Боковой зазор обеспечивается путем радиального смещения исходного контура от его номинального положения в тело колеса. При этом смещение исходного контура у зубчатых колес дополнительно увеличивается с целью компенсации погрешности изготовления и монтажа колес.



Термины, обозначения и определения по ГОСТ 1643-81

Показатели кинематической точности зубчатых колес и передач.

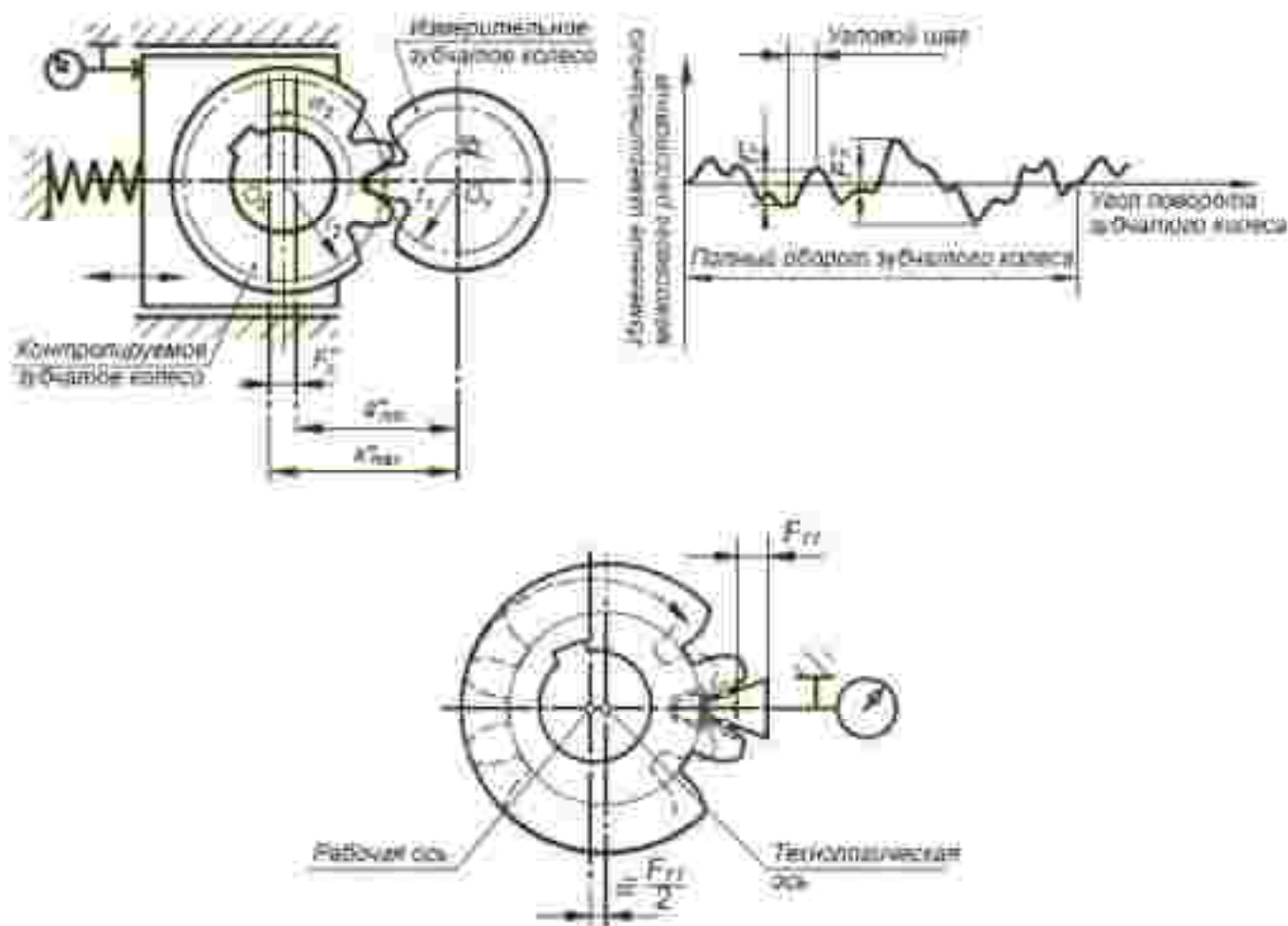
1. Наибольшая кинематическая погрешность передачи **$F_i'or$** . Наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности передачи за полный цикл измерения относительного положения зубчатых колес. Выражается в линейных величинах длиной дуги делительной окружности ведомого зубчатого колеса. Допуск на кинематическую погрешность передачи **$F_i'o$** .

2. Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса **$F_i'r$** . Наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса при его полном повороте на рабочей оси (под рабочей осью зубчатого колеса понимается ось, вокруг которой оно вращается в передаче.), ведомого измерительным зубчатым колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес в пределах его полного оборота. Выражается в линейных величинах длиной дуги делительной окружности. Допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса **F_i'** .

3. Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса **i_r** . **F''** . Разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с

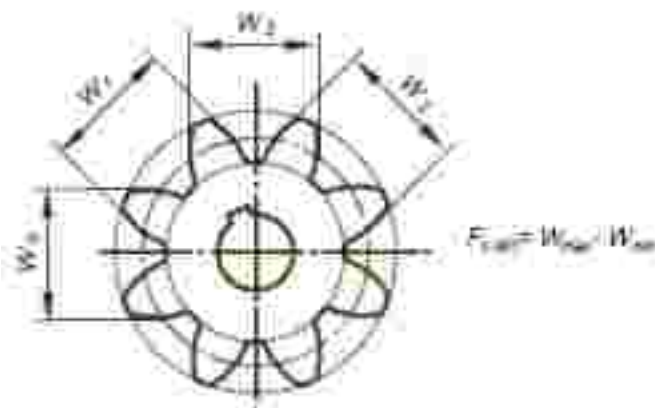
контролируемым зубчатым колесом при повороте последнего на полный оборот. Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса F_i'' .

4. Погрешность обката F_{cr} . Составляющая кинематической погрешности зубчатого колеса, определяемая при вращении его на технологической оси (под технологической осью зубчатого колеса понимается ось, вокруг которой оно вращается в процессе окончательной обработки зубьев по обеим их сторонам.) и при исключении циклических погрешностей зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот. Допуск на погрешность обката F_c .



5. Радиальное биение зубчатого венца F_{rr} . Разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси). Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r .

6. Колебание длины общей нормали $F_v W_r$. Разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе. Под действительной длиной общей нормали понимается расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев зубчатого колеса. Допуск на колебание длины общей нормали $F_v W$.



7. Накопленная погрешность k шагов **FP_{kr}**. Наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном его повороте на k целых угловых шагов

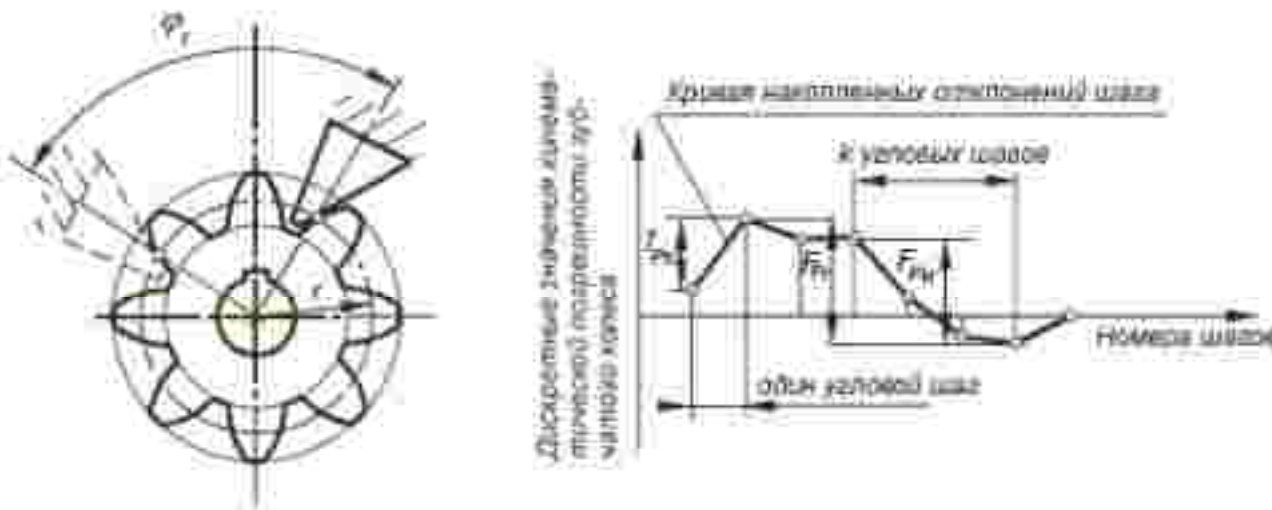
$$F_{Pkr} = r(\varphi_r - k2\pi/Z),$$

где: φ_r - действительный угол поворота зубчатого колеса;

- z - число зубьев зубчатого колеса;
- k - число целых угловых шагов, $k \geq 2$
- r - радиус делительной окружности зубчатого колеса.

Допуск на накопленную погрешность k шагов **FP_k**.

8. Накопленная погрешность шага зубчатого колеса **FPr**. Наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса. Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса **FP**.



Показатели плавности работы зубчатых колес и передач

9. Местная кинематическая погрешность передачи **fi'o'r**. Наибольшая разность между местными соседними экстремальными значениями кинематической погрешности передачи за полный цикл измерения относительного положения зубчатых колес передачи. Допуск на местную кинематическую погрешность передачи **fi'o**.

10. Циклическая погрешность передачи **fzkor**. Удвоенная амплитуда k -й гармонической составляющей кинематической погрешности передачи. Допуск на циклическую погрешность передачи **fzko**.

11. Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче **fzzor**. Циклическая погрешность передачи с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление. Допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче **fzzo**.

12. Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса **fir'**. Наибольшая разность между местными соседними экстремальными значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота. Допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса **fi'**.

13. Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе **fir''**. Разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым зубчатым колесом при повороте последнего на один угловой шаг. Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе **fi''**.

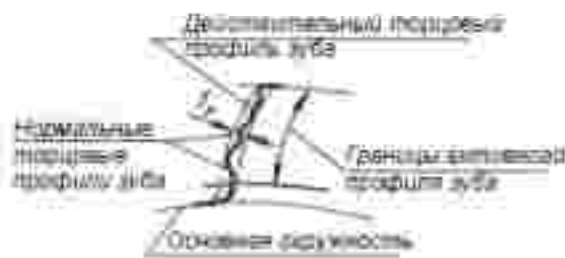
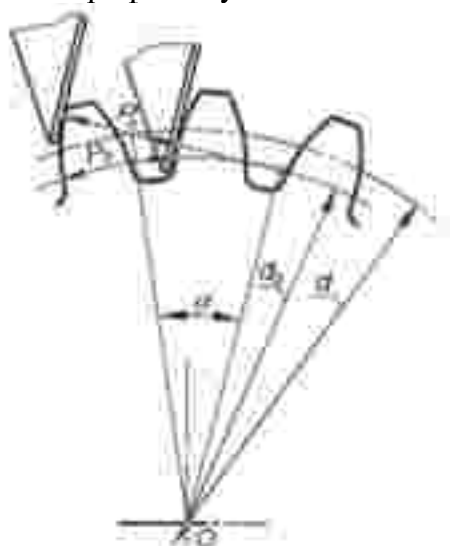
14. Циклическая погрешность зубчатого колеса **fzkr**. Удвоенная амплитуда k -й гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса. Допуск на циклическую погрешность зубчатого колеса **fzk**.

15. Циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса **fzzr**. Циклическая погрешность зубчатого колеса при зацеплении с измерительным зубчатым колесом с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление. Допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса **fzz**.

16.Отклонение шага **fPtr**. Дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг. Предельные отклонения шага: верхнее **+fPt**, нижнее **-fPt**.

17.Отклонение шага зацепления **fPbr**. Разность между действительным и номинальным шагами зацепления. Под действительным шагом зацепления понимается кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса. Предельные отклонения шага: верхнее **+fPb**, нижнее **-fPb**.

18.Погрешность профиля зуба **fr.if**. Расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями зуба, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль зуба зубчатого колеса. Допуск на погрешность профиля зуба **ff**.



Показатели контакта зубьев

19.Мгновенное пятно контакта. Часть активной боковой поверхности зуба колеса передачи, на которой располагаются следы его прилегания к зубьям шестерни, покрытым красителем, после поворота колеса собранной передачи на полный оборот при легком торможении, обеспечивающем непрерывное контактирование зубьев обоих зубчатых колес.

20.Суммарное пятно контакта. Часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного зубчатого колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором.

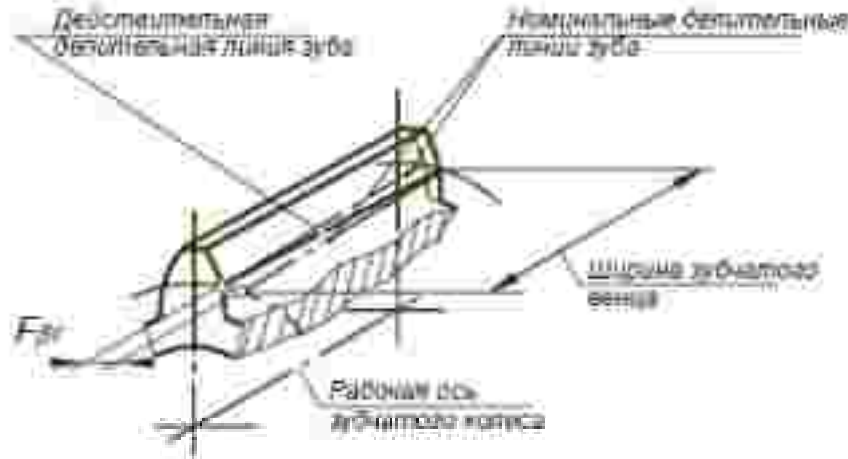
Допускается оценивать точность зубчатого колеса по мгновенному или суммарному пятну контакта его зубьев с зубьями измерительного зубчатого колеса.

21.Отклонение от параллельности осей **fxr**. Отклонение от параллельности проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи. Определяется в торцовой плоскости в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине зубчатого венца или ширине полушеврона. Под средней плоскостью передачи понимается плоскость, проходящая через середину рабочей ширины зубчатого венца или для шевронной передачи через середину расстояния между внешними торцами, ограничивающими рабочую ширину полушеврона. Допуск параллельности осей **fx**.

22.Перекос осей **fyr**. Отклонение от параллельности проекции рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, параллельную одной из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось, и точка пересечения второй оси со средней плоскостью передачи. Определяется в торцовой плоскости в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине зубчатого венца или ширине полушеврона. Допуск на перекос осей **fy**.

23. Погрешность направления зуба **F_{гв}**. Расстояние между двумя ближайшими друг к другу номинальными делительными линиями зуба в торцовом сечении, между которыми размещается действительная делительная линия зуба, соответствующая рабочей ширине

зубчатого венца или полушеврона. Под действительной делительной линией зуба понимается линия пересечения действительной боковой поверхности зуба зубчатого колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью. Допуск на направление зуба **F_β**.



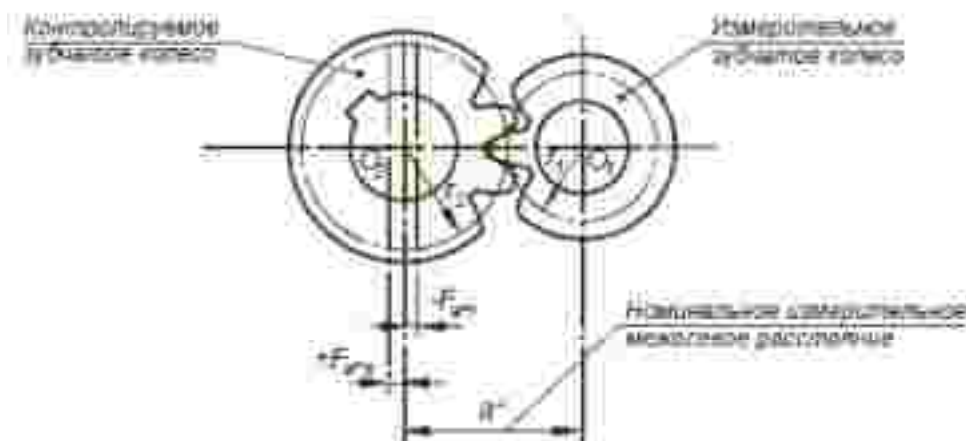
24. Отклонение осевых шагов по нормали **F_{Pxnr}**. Разность между действительным осевым расстоянием зубьев и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов, умноженная на синус угла наклона делительной линии зуба. Под действительным осевым расстоянием зубьев понимается расстояние между одноименными линиями зубьев косозубого зубчатого колеса по прямой, параллельной рабочей оси. Предельные отклонения осевых шагов по нормали: верхнее **+F_{Pxn}**, нижнее **-F_{Pxn}**.

Показатели бокового зазора

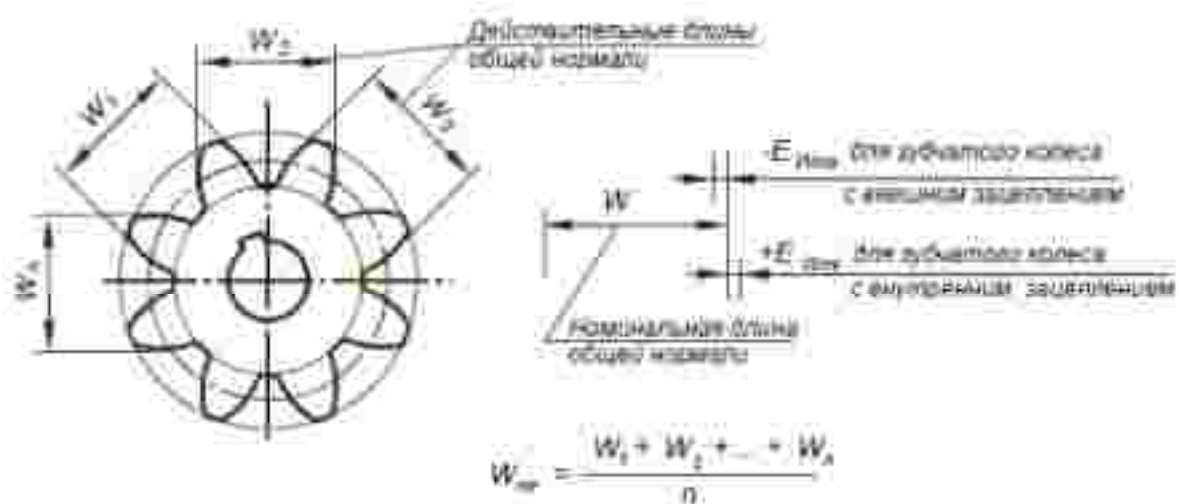
25. Отклонение межосевого расстояния **fa_r**. Разность между действительным и номинальным межосевыми расстояниями в средней торцевой плоскости передачи. Предельные отклонения межосевого расстояния: верхнее **+fa**, нижнее **-fa**.

26. Гарантированный боковой зазор **j_{n min}**. Наименьший предписанный боковой зазор. Допуск на боковой зазор **T_{jn}**.

27. Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния. Разность между допускаемым наибольшим или соответственно наименьшим измерительным и номинальным межосевыми расстояниями. Под номинальным измерительным межосевым расстоянием понимается расчетное межосевое расстояние при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым зубчатым колесом, имеющим наименьшее дополнительное смещение исходного контура. Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния для колес с внешним зацеплением: верхнее **+Ea''_s**, нижнее **-Ea''_i**. Для зубчатых колес с внутренним зацеплением: верхнее **-Ea''_s**, нижнее **+Ea''_i**.



28. Отклонение средней длины общей нормали **E_{Wmr}**. Разность значений средней длины общей нормали по зубчатому колесу и номинальной длины общей нормали. Средняя длина общей нормали - это средняя арифметическая из всех действительных длин общей нормали по зубчатому колесу.



Номинальная длина общей нормали - это расчетная длина общей нормали, соответствующая номинальному положению исходного контура. Под номинальным положением исходного контура понимается положение исходного контура на зубчатом колесе, лишенном погрешностей, при котором расстояние от рабочей оси вращения до делительной прямой равно:

$$H = m_n Z / 2 \cos \beta + x m_n$$

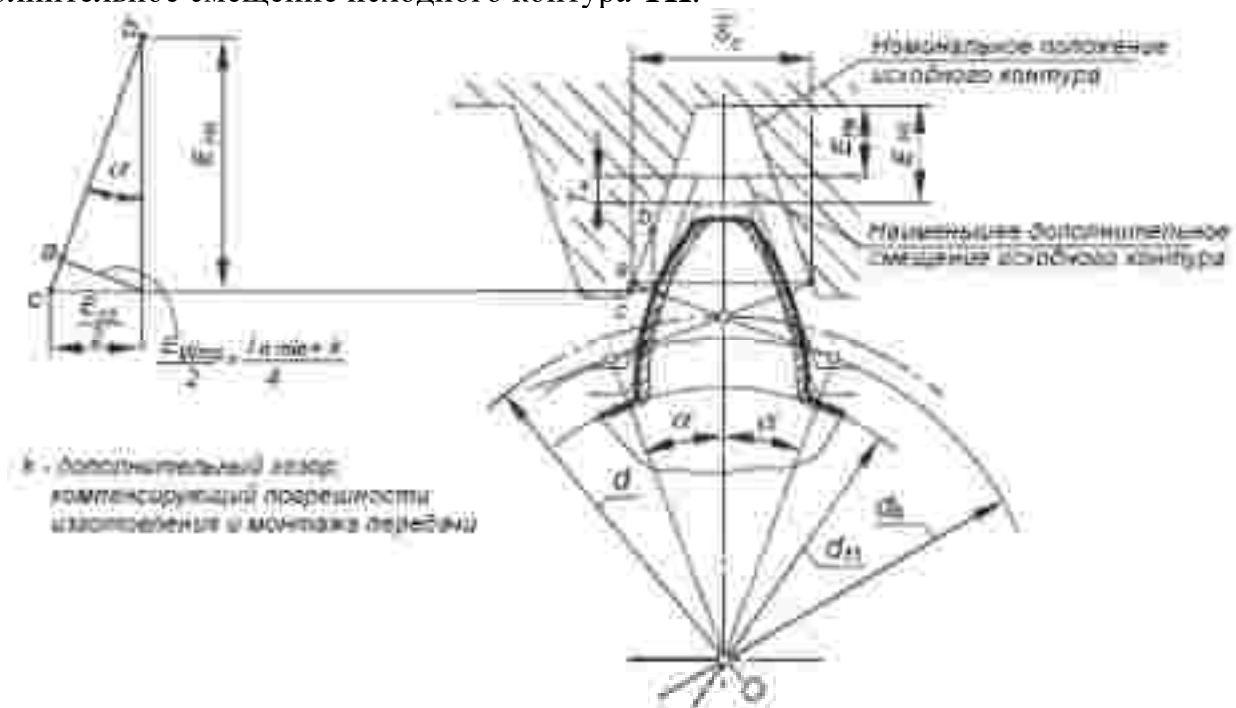
где: $x m_n$ - номинальное смещение исходного контура, не предусматривающее бокового зазора.

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали:

- для зубчатых колес с внешними зубьями $-E_{wms}$
- для зубчатых колес с внутренними зубьями $+E_{wmi}$

Наименьшее предписанное отклонение средней длины общей нормали необходимо для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Допуск на среднюю длину общей нормали $T W_m$.

29. Дополнительное смещение исходного контура E_{Hr} . Дополнительное смещение исходного контура от его номинального положения в тело зубчатого колеса, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура: для зубчатого колеса с внешними зубьями $-E_{Hs}$; для зубчатого колеса с внутренними зубьями $+E_{Hi}$. Допуск на дополнительное смещение исходного контура $T H$.



30. Отклонение толщины зуба E_{cr} . Разность между действительной и номинальной толщинами зуба по постоянной хорде. Под номинальной толщиной зуба (по постоянной

хорде) **Sc** понимается толщина зуба по постоянной хорде, отнесенная к нормальному сечению, соответствующая номинальному положению исходного контура. Наименьшее отклонение толщины зуба – **Ecs**. Наименьшее предписанное уменьшение постоянной хорды, осуществляемое с целью обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Допуск на толщину зуба **Tc**.

Обозначение точности зубчатой передачи или колеса включает обозначения всех назначенных норм точности, то есть степеней точности по показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и норм бокового зазора в передаче. При установлении неодинаковых степеней точности по разным нормам, а также при несоответствии между видом сопряжения, допуска бокового зазора и классом точности межосевого расстояния, в обозначении пишутся три цифры (степени точности) и две буквы (вид сопряжения и допуск бокового зазора), а через косую черту указывается класс отклонения межосевого расстояния. Например, обозначение 7-8-7-Bs/IV ГОСТ 1643-81 расшифровывается следующим образом: степень точности по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности работы 8, по нормам контакта зубьев 7, вид сопряжения В, вид допуска бокового зазора с, класс точности межосевого расстояния IV. При одинаковых степенях точности и соблюдении соответствия вида сопряжения, допуска бокового зазора и класса межосевого расстояния обозначение существенно сокращается, например 9-B ГОСТ 1643-81 (степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев 9, вид сопряжения В, вид допуска бокового зазора b, класс точности межосевого расстояния V).

3.5 Нормирование точности некоторых стандартных изделий

Подшипники качения широко используются в изделиях машино- и приборостроения в качестве опор валов и осей. *Подшипник* — это конструктивный узел, предназначенный для подвижных соединений деталей и являющейся частью опоры или упора, который поддерживает вал, ось или иную подвижную конструкцию с заданной жёсткостью. Подшипник фиксирует положение в пространстве, обеспечивает вращение, качение или линейное перемещение (для линейных подшипников) с наименьшим сопротивлением, воспринимает и передаёт нагрузку от подвижного узла на другие части конструкции. Опора с упорным подшипником называется подпятником.

Подшипники, являясь опорами для подвижных частей, определяют их положение в механизме и несут значительные нагрузки. Подшипники качения имеют следующие основные преимущества по сравнению с подшипниками скольжения:

- обеспечивают более точное центрирование вала;
- имеют более низкий коэффициент трения;
- имеют небольшие осевые размеры.

К недостаткам подшипников качения можно отнести:

- повышенную чувствительность к неточностям монтажа и установки;
- жесткость работы, отсутствие демпфирования колебаний нагрузки;
- относительно большие радиальные размеры.

По сравнению с подшипниками скольжения (посадка с зазором в сопряжении вала и втулки) эти опоры обеспечивают меньшие энергетические затраты на вращение и более стабильный момент сопротивления. Достоинством опор с трением качения является также низкий момент, необходимый для начала движения. В этом также их существенное отличие от подшипников скольжения, для которых момент трогания значительно больше момента установившегося движения, из-за большего трения покоя. К недостаткам подшипников качения можно отнести более сложную конструкцию и большие габариты, чем у подшипников скольжения.

Подшипники качения — это наиболее распространенные стандартные изделия (сборочные единицы) множества конструкций и модификаций, которые изготавливаются на специализированных заводах и встраиваются в более сложные изделия (редукторы, коробки передач и скоростей, шпиндели металлорежущих станков и др.). Различают подшипники, предназначенные для восприятия различающихся сил и моментов, разных уровней (классов) точности, с разнотипными телами качения, сепараторами, кольцами.

Основные функциональные элементы подшипника качения — тела качения (шарики или ролики), которые катятся по дорожкам качения. Дорожки качения, как правило, располагаются на специально изготовляемых наружном и внутреннем кольцах подшипника. Тела качения могут быть разделены сепаратором, который кроме равномерного распределения тел качения по окружности может защищать подшипник от попадания грязи внутрь. И тела качения подшипников, и наружные и внутренние кольца изготавливают из легированных сталей, чтобы обеспечить их высокую твердость. Сепараторы делают из обычных конструкционных сталей, цветных металлов или пластмасс.

Виды подшипников качения

Конструктивные разновидности подшипников классифицируют по следующим признакам:

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- а) радиальные — воспринимают нагрузку, действующую перпендикулярно оси вращения подшипника;
- б) упорные — воспринимают осевую нагрузку;
- в) радиально-упорные — воспринимают комбинированную нагрузку.

По форме тел качения: шариковые и роликовые, причем ролики могут быть цилиндрические, конические и бочкообразные.

Стандарты устанавливают следующие серии подшипников: сверхлегкая, особо легкая, легкая, легкая широкая, средняя, средняя широкая, тяжелая. Подшипники различных серий отличаются друг от друга предельным числом оборотов в минуту, допускаемой радиальной или осевой нагрузкой и коэффициентом работоспособности.



Подшипники качения.

Шариковые подшипники качения:

- шариковые радиальные
- шариковые радиальные самоустанавливающиеся (сферические)
- шариковые радиально-упорные
- шариковые упорные
- шариковые радиальные для корпусных узлов

Роликовые подшипники качения с цилиндрическими роликами:

- роликовые радиальные
- роликовые упорные

Роликовые подшипники качения с коническими роликами:

- роликовые радиально-упорные (конические)
- роликовые упорные (конические)

Роликовые подшипники качения со сферическими роликами:

- роликовые радиальные самоустанавливающиеся (сферические)
- роликовые упорные самоустанавливающиеся (сферические)

Роликовые подшипники качения с игольчатыми роликами:

- игольчатые радиальные
- игольчатые упорные
- игольчатые комбинированные
- Другие подшипники качения:
- роликовые радиальные тороидальные подшипники
- роликовые радиальные подшипники с витыми роликами
- шариковые и роликовые опорные ролики
- комбинированные подшипники
- опорно-поворотные устройства

Классы точности подшипников качения

Долговечность подшипников качения определяется величиной и характером нагрузки, точностью изготовления, правильной посадкой на вал и в отверстие корпуса, качеством монтажа. Установлено несколько *классов точности подшипников* в зависимости от используемых тел качения и от направления воспринимаемой нагрузки:

- классы 0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;
- классы 0, 6, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;
- классы 0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Наиболее грубым является класс 0, а наиболее точными - классы 2 и Т. Помимо этих классов нормируются дополнительные более грубые классы 8 и 7, по точности ниже, чем класс 0. Эти классы поставляются по заказам потребителя. Самые распространенные классы точности подшипников (классы «нормальный» и 0) в обозначении не указывают.

Классы точности определяют:

- допуски размеров, формы и взаимного положения элементов деталей подшипника качения (дорожек качения, тел качения и т.д.);
- допуски размеров и формы посадочных поверхностей наружного и внутреннего колец подшипника качения;
- допустимые значения параметров, характеризующих точность вращения подшипников.

Каждый класс точности подшипников характеризуется целым рядом точностных требований:

1. Требования к точности присоединительных размеров, т.е. для D, d, и B, а также для отклонений формы и расположения поверхностей колец и тел вращения, для шероховатости присоединительных поверхностей.

2. Радиальное и торцевое (осевое) биение либо подшипника в сборе, либо отдельных колец.

Приведенные данные о параметрах, которыми определяется класс точности, практически относятся ко всем видам подшипников. Кроме того, в зависимости от конструкции для подшипника иногда устанавливают дополнительные точностные требования или дается им отличное толкование. Дополнительные технические требования к подшипникам качения устанавливаются тремя категориями: А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т, если к ним предъявляются дополнительные повышенные требования по уровню вибрации или по волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения и моменту трения, или по отклонению от круглости и волнистости поверхности качения, или радиальное, или осевое биение соответствует следующему более высокому классу, возможны и другие сочетания дополнительных параметров.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5, для которых нормируется дополнительно одно из требований, например, регламентируются требования по уровню вибрации или по радиальному или торцевому биениям, а также по другим параметрам.

К категории С относятся подшипники классов точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по ограничению уровня вибраций, моменту трения и другим требованиям, не указанным в ГОСТ 520-89.

Основными показателями точности подшипников и их деталей являются:

- точность размеров присоединительных поверхностей (d , dm , D , Dm). Средние диаметры (dm , Dm) наружной или внутренней цилиндрической поверхности следует определять потому, что при наличии таких отклонений формы, как овальность и конусообразность, можно получить различные значения диаметра в разных сечениях. Средний диаметр определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра, измеренных в двух радиальных сечениях кольца;
- точность формы и расположения поверхностей колец (радиальное и торцевое биение, непостоянство ширины колец) и шероховатость их поверхностей;
- точность формы и размеров тел качения;
- боковое биение по дорожкам качения внутреннего и наружного колец.

То есть для колец подшипников помимо предельных размеров, определяющих точность изготовления, нормируется еще верхнее и нижнее отклонения от среднего диаметра (D_{mp} , d_{mp}). При этом требование к среднему диаметру является основным, и посадки осуществляются по значениям среднего диаметра. И если окажется, что размер кольца при измерении находится в поле допуска относительно номинального размера, а размер среднего диаметра выходит за пределы допуска, то такое кольцо считается браком. Необходимость нормирования требований к точности среднего значения диаметра колец подшипников связано с тем, что кольца подшипников являются легко деформируемыми элементами, т.е. не обладают большой жесткостью. При установке кольца на поверхность вала или в корпус оно деформируется и принимает в значительной мере форму посадочной (сопрягаемой) более жесткой поверхности. Таким образом, в сопряжении действующим оказывается усредненный размер, а не предельный.

Основное отклонение посадочных мест колец подшипника обозначаются латинской буквой L для диаметра отверстия и буквой l - для наружного диаметра. Поле допуска образуется основным отклонением и рядом точности, который характеризует допуск на размер. Таким образом, для среднего диаметра отверстия подшипника (внутреннего кольца подшипника) установлены поля допусков $L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$. Для среднего диаметра вала (наружного кольца подшипника) установлены поля допусков $l0$, $l6$, $l5$, $l4$, $l2$. Наружное кольцо подшипника должно сопрягаться с отверстием в корпусе в системе вала, а внутреннее кольцо подшипника должно сопрягаться с поверхностью вала в системе

отверстия. Расположение поля допуска для среднего диаметра отверстия d_m внутреннего кольца отличается от расположения поля допуска для основного отверстия в системе допусков и посадок. Поле допуска для среднего диаметра наружного кольца, т.е. D_m , расположено, как и поле допуска основного вала в системе допусков и посадок. Поле допуска для внутреннего кольца подшипника d_m расположено в минус от номинального размера, т.е. «из тела» материала.

Таким образом, поле допуска отверстия внутреннего кольца подшипника расположили односторонне от номинала в «воздух», а не в «тело детали» (что принято для основного отверстия). В результате сочетание такого поля допуска отверстия подшипника с полями допусков типа $m6$ или $n6$ сопрягаемых валов дает посадки с натягом, в то время как с основным отверстием такие поля допусков дают переходные посадки. Для присоединительных размеров наружных колец подшипников качения оказалось вполне достаточным использование стандартных полей допусков отверстий корпусов в сочетании с традиционно расположенным, но более узким полем допуска вала (наружного кольца подшипника). Повышенные требования к точности присоединительных размеров подшипников и в этом случае привели к стандартизации допусков наружных колец подшипников, отличных от обычных допусков (по квалитетам) на гладкие валы.

Для образования посадок с подшипниками качения из общей системы допусков и посадок отобрана группа полей допусков, т.е. основных отклонений и квалитетов. Полный перечень этих полей допусков приведен в ГОСТ 3325-85. Допуски присоединительных поверхностей отверстий обычно на один квалитет грубее, чем для валов, т.е. точность отверстия на 60% меньше, чем у вала. Объясняется это тем, что изготавливать и измерять отверстие труднее и дороже, чем вал того же номинального значения, а характер посадки определяется не значениями размера одного из сопрягаемых размеров, а разностью их размеров. ГОСТ 3325-85 распространяется на посадочные поверхности валов и отверстий корпусов под подшипники качения, отвечающие следующим требованиям:

- 1- Валы стальные, сплошные или полые толстостенные, т.е. с отношением $d/d_o < 1,25$, где d — диаметр вала, d_o — диаметр отверстия в нем.
2. Материал корпусов — сталь или чугун.
3. Температура нагрева подшипников при работе — не выше 100°C .

Назначение полей допусков для вала и отверстия корпуса при установке подшипников качения. На выбор посадки подшипника качения влияет тип, класс точности и геометрические размеры подшипника, вид нагружения кольца подшипника качения, режим его работы. Рассмотрим типовые схемы механизмов и особенности работы подшипников в них (Рис. 2).

Первая типовая схема. Внутренние кольца подшипников вращаются вместе с валом, наружные кольца, установленные в корпусе, неподвижны. Радиальная нагрузка R постоянна по величине и не меняет своего положения относительно корпуса. В этом случае внутреннее кольцо воспринимает радиальную нагрузку R последовательно всей окружностью дорожки качения, такой вид нагружения кольца называется циркуляционным. Наружное кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку лишь ограниченным участком окружности дорожки качения, такой характер нагружения кольца называется местным. Дорожки качения внутренних колец подшипников изнашиваются равномерно, а наружных — только на ограниченном участке. При назначении посадок подшипников качения существует правило: кольца, имеющие местное нагружение, устанавливаются с возможностью их проворота с целью более равномерного износа дорожек качения. Если для кольца, которое испытывает местное нагружение, назначают посадку с зазором, то основная опасность для этого кольца — ускоренный износ дорожки качения в месте действия нагрузки. Однако если это кольцо не зажато в осевом направлении, то под действием вибрации и толчков оно постепенно проворачивается по посадочной поверхности, благодаря чему износ дорожки качения происходит более

равномерно по всей окружности кольца. Рекомендуемые посадки для подшипников классов точности 0 и 6 приведены в табл.1.

Вторая типовая схема. Наружные кольца подшипников вращаются вместе с зубчатым колесом. Внутренние кольца подшипников, посаженные на ось, остаются неподвижными относительно корпуса. Радиальная нагрузка P постоянна по величине и не меняет своего положения относительно корпуса. В этом случае наружное кольцо воспринимает радиальную нагрузку P последовательно всей окружностью дорожки качения, т.е. имеют циркуляционное нагружение. Внутреннее кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку лишь ограниченным участком окружности дорожки качения, т.е. имеют местное нагружение. Для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение, назначают посадку с натягом. Наличие зазора между циркуляционно нагруженным кольцом и посадочной поверхностью детали может привести к его проворачиванию с проскальзыванием поверхностей, а следовательно к развальцовыванию и истиранию металла детали, что недопустимо. Рекомендуемые посадки для подшипников 0 и 6 классов точности приведены в табл. 1.

Третья типовая схема. Внутренние кольца подшипников вращаются вместе с валом, наружные кольца, установленные в корпусе, – неподвижны. На кольца действуют две радиальные нагрузки, одна постоянна по величине и по направлению P , другая, центробежная, вращающаяся вместе с валом. Равнодействующая сил P и совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления действия силы P . На рис. 2 штриховыми линиями показано последовательное положение эпюры нагружения наружного кольца подшипника на ограниченном участке дорожки качения, которая смещается справа налево и меняется по величине, такой режим нагружения кольца называется колебательным. Внутреннее кольцо воспринимает суммарную радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения, т.е. имеет циркуляционное нагружение. Посадки следует выбирать так, чтобы колебательно нагруженное (как правило, вращающееся) кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность проскальзывания этого кольца по сопрягаемой поверхности вала или отверстия в корпусе. Другое кольцо того же подшипника, если оно нагружено местно, может быть посажено с зазором. При таком сочетании посадок колец одного подшипника устраняется опасность заклинивания шариков из-за чрезмерного уменьшения радиального зазора.

Таблица 1. Посадки шариковых и роликовых радиальных и упорно-радиальных подшипников классов 0 и 6.

вид кольца	вид нагружения	рекомендуемые посадки
внутреннее кольцо, посадка на вал	циркулярное	L0 / n6, L0 / m6, L0 / k6, L0 / js6 L6 / n6, L6 / m6, L6 / k6, L6 / js6
	местное	L0 / js6, L0 / k6, L0 / g6, L0 / f6 L6 / js6, L6 / k6, L6 / g6, L6 / f6
	колебательное	L0 / js6, L6 / js6
наружное кольцо, посадка в корпус	циркулярное	N7 / 10, M7 / 10, K7 / 10, P7 / 10 N7 / 16, M7 / 16, K7 / 16, P7 / 16
	местное	H7 / 10, H7 / 16
	колебательное	Js7 / 10, Js7 / 16

примечания:

- рекомендуются при осевой регулировке колец радиально-упорных подшипников
- при регулируемом наружном кольце с циркуляционным нагружением радиально-упорных подшипников рекомендуются посадки Js7/10 и Js7/16
- таблица дана в сокращении

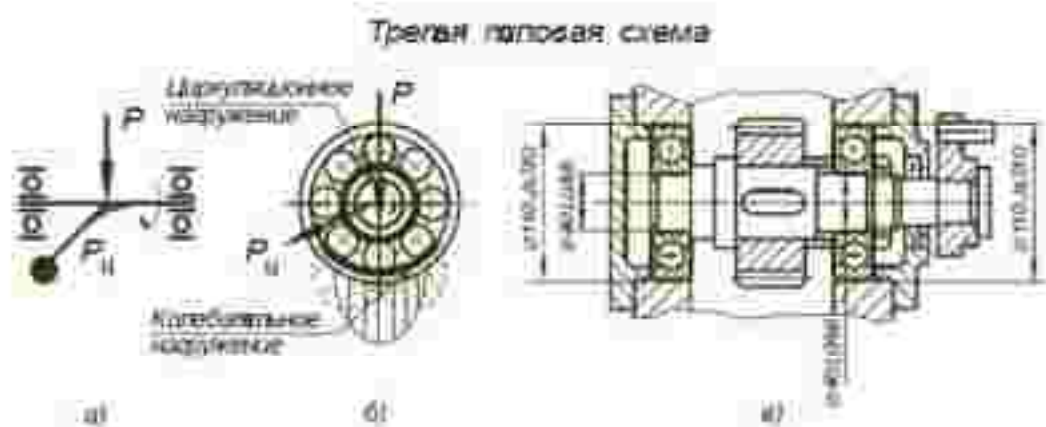
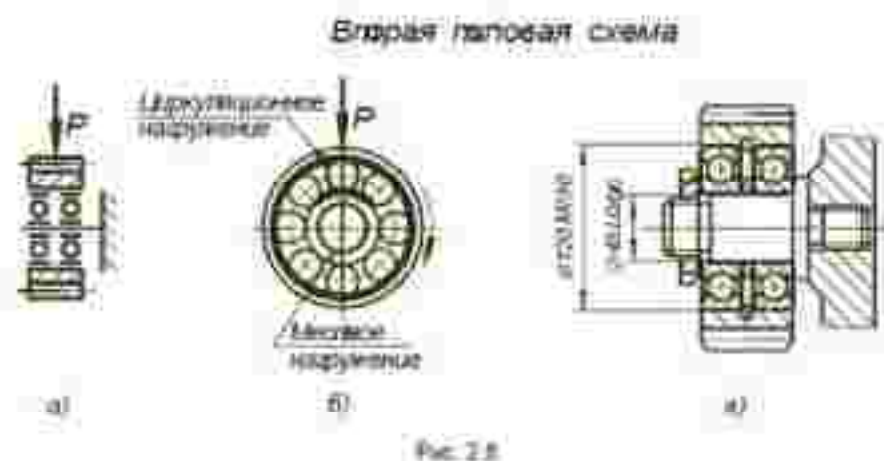
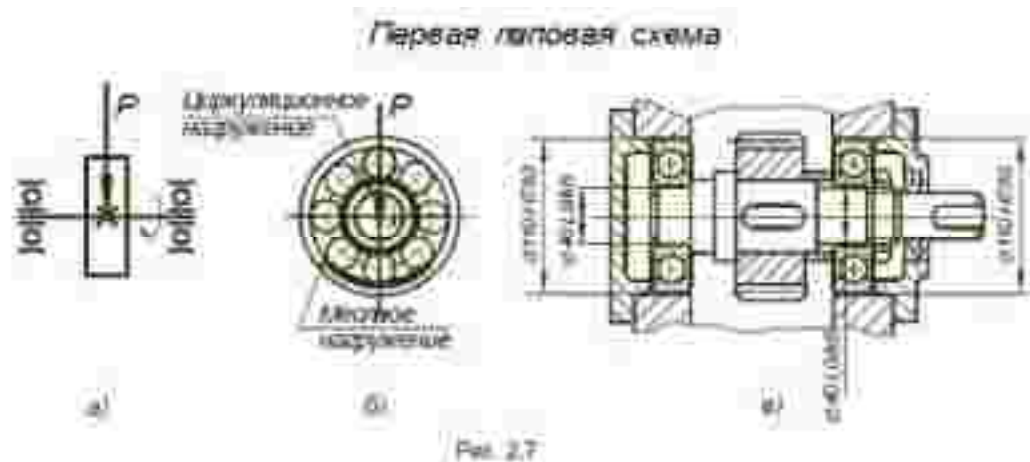


Рисунок 2.

Уточненный выбор посадок с учетом режима работы и размеров подшипника производится в соответствии с рекомендациями, приведенными в ГОСТ 3325-85. Режим работы подшипника качения по ГОСТ 3325-85 характеризуется расчетной долговечностью и отношением P/C , где P —эквивалентная нагрузка (условная постоянная нагрузка, обеспечивающая тот же срок службы подшипника, какой должен быть в действительных условиях); C — динамическая грузоподъемность (постоянная радиальная нагрузка, соответствующая расчетному сроку службы):

легкий режим работы — $P/C < 0,07$;

нормальный режим работы — $0,07 < P/C < 0,15$;

тяжелый режим работы — $P/C > 0,15$.

Расчетная долговечность, соответствующая режимам работы:

тяжелый — от 2500 до 5000 ч.

нормальный — от 5000 до — 10000 ч;

легкий — более 10000 ч.

Для подшипников наибольшую опасность представляют такие погрешности формы, как конусообразность и овальность, поскольку именно эти погрешности приводят к значительному перераспределению радиального зазора (уменьшению его вплоть до полного исчезновения в «неблагоприятных» сечениях). Чем выше требования к точности опор на подшипниках качения и выше класс точности подшипников, тем жестче требования к точности формы сопрягаемых с подшипником поверхностей. Так для поверхностей, сопрягаемых с подшипниками классов точности N, 0 и 6, допуск формы (допуск цилиндричности или заменяющие его допуски круглости и профиля продольного сечения) должен составлять не более 1/4 части допуска размера, для поверхностей, сопрягаемых с подшипниками классов точности 5 и 4, — не более 1/8 части допуска размера, а для поверхностей, сопрягаемых с подшипниками класса точности 2, — не более 1/16 допуска размера соответствующей поверхности. Следует отметить, что ограничения, наложенные стандартом на форму поверхностей, сопрягаемых с подшипниками, могут не совпадать со стандартными допусками формы по ГОСТ 24642-81. Однако можно согласовать эти требования за счет ужесточения «расчетных» допусков до ближайших стандартных значений, установленных в общетехнических стандартах.

Еще одна особенность подшипниковых посадок заключается в том, что стандарт предъявляет определенные требования не только к цилиндрическим поверхностям, сопрягаемым с подшипниками, но и к привалочным плоскостям (буртики валов и заплечики корпусов), в которые упираются торцы наружного и внутреннего колец подшипников. На эти поверхности в соответствии со стандартом назначаются допуски торцового биения и высотные параметры шероховатости поверхностей.

Шероховатость посадочных поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипника деталей, зависит от диаметра и класса точности подшипника. Соответствующие значения параметров Ra для посадочных поверхностей валов, отверстий и торцов заплечиков валов и корпусов представлены в табл. 2.

Таблица 2

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Номинальные диаметры	
		до 80 мм	80...500 мм
		Ra, мкм	
Валов	0	1,25	2,5
	6,5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6,5,4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6,5,4	1,25	2,5

Стандарт нормирует также торцовое биение заплечиков валов и отверстий корпусов и отклонения от соосности посадочных поверхностей подшипников относительно их общей оси. Допуски соосности можно заменить допусками радиального биения тех же поверхностей относительно их общей оси, с учетом того, что на те же поверхности обязательно задаются допуски цилиндричности, которые вместе с допусками радиального биения ограничивают такие же отклонения, какие ограничивают допуски соосности.

Условное обозначение подшипника является очень громоздким и содержит большой объем информации о многих свойствах подшипника. Это обозначение состоит из знаков основного условного обозначения и знаков, обозначающих дополнительные требования к

подшипнику. Основное условное обозначение подшипника в общем случае содержит следующие параметры подшипника: размерную серию (серию диаметров и ширины) по ГОСТ 3378; тип и конструктивное исполнение по ГОСТ 3395; диаметр отверстия. Основное условное обозначение подшипника характеризует его основное исполнение. Дополнительные данные о подшипнике содержат сведения об отличии его от основного исполнения и располагаются справа и слева от основного условного обозначения. Основное условное обозначение состоит из семи знаков, хотя в отдельных случаях в нем может быть два, три или четыре знака.

Тема 4. Нормирование точности внутридетальных размерных связей.

4.1 Угловые размеры

Для угловых размеров, так же как и линейных, существуют ряды нормальных углов. Однако в отношении углов это понятие используется значительно реже, поскольку при разработке элементов деталей с угловыми размерами значение угла часто получается либо расчетным путем для обеспечения определенных функций разрабатываемой конструкции механизма, либо определяется необходимым расположением функциональных узлов. Поэтому для угловых размеров реже приходится пользоваться понятием нормального угла. В отношении угловых размеров также используется понятие допуска, аналогичное допуску на линейный размер. Допуском угла называется разность между наибольшим и наименьшим предельными допускаемыми углами. Допуск угла обозначается АТ (сокращение от английского выражения Angle tolerance - угловой допуск).

При нормировании точности угловых размеров не применяется понятие «отклонение», а предусматривается, что допуск может быть расположен по-разному относительно номинального значения угла. Допуск может быть расположен в плюсовую сторону от номинального угла (+АТ), или в минусовую (-АТ), или же симметрично относительно него ($\pm АТ/2$). Естественно, что в первом случае нижнее, а во втором случае верхнее отклонения равны нулю, т.е. соответствуют случаям отклонений как для основного отверстия и основного вала при нормировании точности линейных размеров.

Особенность изготовления и измерения угловых размеров заключается в том, что точность угла в значительной мере зависит от длины сторон, образующих этот угол. И в процессе изготовления деталей и при их измерении чем меньше длина стороны угла, тем труднее выполнить точный угол и тем труднее его точно измерить. При очень длинных сторонах углов появляется искажение (отклонение от прямой) линий, образующих угол. Исходя из этих особенностей угловых размеров, при нормировании требований к точности значение допуска угла задается в зависимости от длины меньшей стороны, образующей угол, а не от значения номинального угла.

Значение угла можно выразить разными способами, поэтому при нормировании требований к точности значения допуска выражается по-разному (ГОСТ 2908-81) и используется соответствующее обозначение угла:

α - номинальный угол

- АТ α - допуск, выраженный в радианной мере, и соответствующее ему точное значение в градусной мере;
- АТ ' α - допуск, выраженный в градусной мере, но с округленным значением по сравнению с радианным выражением;
- АТh - допуск, выраженный в линейной мере длиной отрезка на перпендикуляре к концу меньшей стороны угла.

Связь между допусками в угловых и линейных единицах выражается зависимостью $АТh = АТ\alpha Li \cdot 10^3$, где АТh измеряется в мкм, АТ α - в мкрад; Li – длина.

ГОСТ 8908-81 установлены 17 рядов точности, названных степенями точности (с 1 по 17). Понятие «степень точности» идентично понятию «калитет», «класс точности».

Обозначение точности производится указанием условного обозначения допуска на угол и степени точности, например АТ5, АТ7. Ряды допусков, т.е. разность между допусками соседних степеней, образованы с помощью коэффициента 1,6, т.е. если необходимо получить допуски угла для 18-го квалитета, которого нет в стандарте, надо допуски АТ17 умножить на 1,6, а для получения АТ0 надо допуски АТ1 разделить на 1,6.

Наибольшая длина стороны угла принята 2500 мм, а первый интервал длин сторон дается для размеров до 10 мм без указания нижнего предела.

Нормирование точности конических поверхностей. Размеры конусов могут задаваться различными способами. Конические поверхности характеризуются четырьмя основными параметрами D , d , L и α . Три из них независимые, а четвертый можно вычислить. Линейные размеры задаются диаметром большого основания D , диаметром малого основания d и длиной конуса L , под которой обычно понимается расстояние между основаниями усеченного конуса.

Угловые размеры конуса могут указываться несколькими вариантами. Угол конуса α - угол между образующими конуса в сечении конуса плоскостью, проходящей через ось конуса. Часто вместо угла конуса указывается угол наклона $\alpha/2$, т.е. угол между образующей и осью конуса. Углы конуса и уклона задаются в градусной мере. Допуск угла конуса это разность между наибольшим и наименьшим предельными (допускаемыми) углами конуса. Допуск угла конуса может быть выражен в угловых единицах $AT\alpha$ или линейных единицах Td . При этом Td - допуск, относящийся только к углу конуса и выраженный в линейной мере как разность диаметров на заданном расстоянии между сечениями конуса плоскостями, перпендикулярными к оси конуса.

Для конусов допуск задается чаще всего в зависимости от длины образующей. Когда угол конуса небольшой (конусность не более 1:3, допуск задается в зависимости от длины конуса.

Для стандартизованных конических соединений размеры конуса указывают чаще всего через понятие «конусность». Конусность C - отношение разности диаметров большого и малого основания к длине конуса, т.е. $C = (D - d) / L = 2 \operatorname{tg} (\alpha/2)$. Конусность может быть задана и как отношение разности диаметров любых двух поперечных сечений к расстоянию между этими сечениями.

Размеры конических поверхностей деталей должны соответствовать одному из рядов нормальных конусностей общего назначения по ГОСТ 8593-81. Помимо конусностей общего назначения допускается применение конусностей специального назначения. К ним, например, относятся конусы инструментов:

- 1) инструментальные конусы Морзе 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6;
- 2) конусы инструментов при размерах меньше Морзе 1 с конусностью 1:24;
- 3) метрические конусы 4; 6; 80; 100; 120; 160; 200;
- 4) инструментальные укороченные В7; В10; В12; В16; В18; В22; В24; В32; В45;
- 5) конусы шпинделей и оправок фрезерных станков (конусность 7:24).

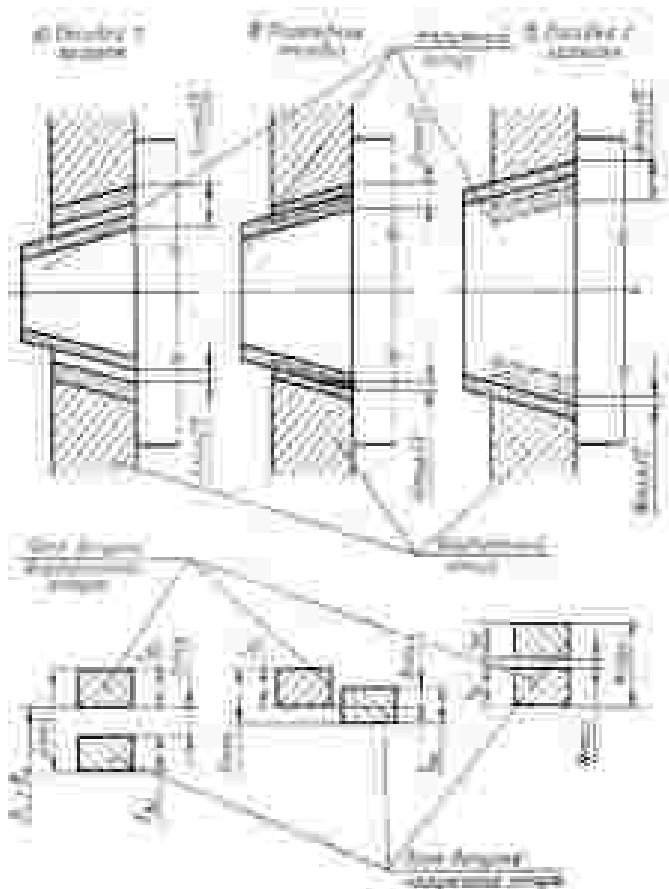
Как видно, конусность может указываться в виде отношения типа 1:Х, где Х - расстояние между поперечными сечениями конуса, разность диаметров которых равна 1 мм. Это сделано для того, чтобы выражать конусность отношением целых чисел, а также для удобства измерения. Например, для метрических конусов, у которых угол конуса равен $2^\circ 51,1'$, конусность выражается как 1:20, т.е. два сечения с разностью диаметров 1 мм отстоят друг от друга на 20 мм.

В машиностроении широко применяются конусы под названием «конус Морзе» с номерами от 0 (нуль) до 6. Наибольшие диаметры у этих конусов приблизительно от 9 мм (Морзе 0) до 60 мм (Морзе 6), а углы конуса, хотя и не одинаковы у всех номеров конусов, но близки к углу 3° .

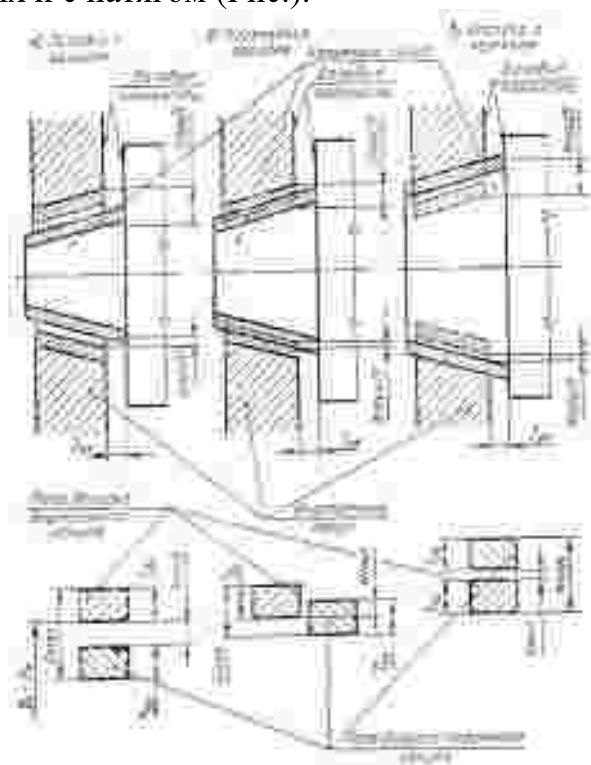
В соответствии с ГОСТ 25307-82 Система допусков и посадок для конических соединений.

Коническое соединение характеризуется конической посадкой и базорасстоянием соединения. В зависимости от способа фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов посадки подразделяются на:

- Посадки с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов: при этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором, переходных и с натягом (Рис.).

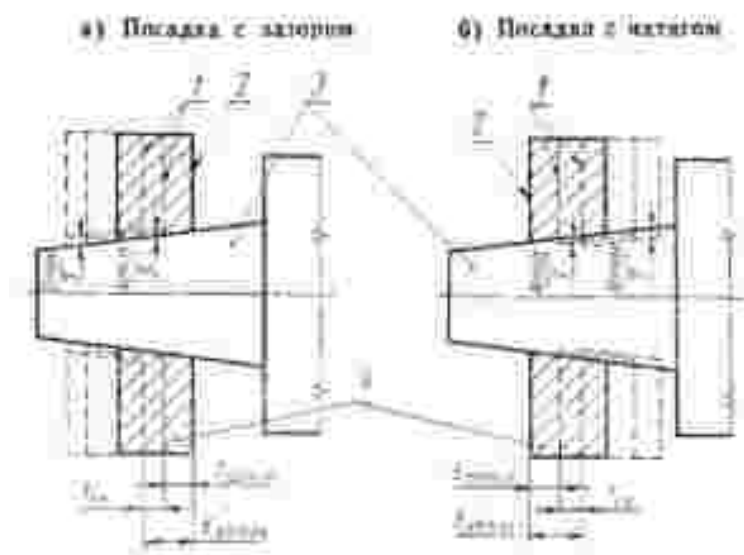


- Посадки с фиксацией по заданному осевому расстоянию Z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов; при этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором, переходных и с натягом (Рис.).



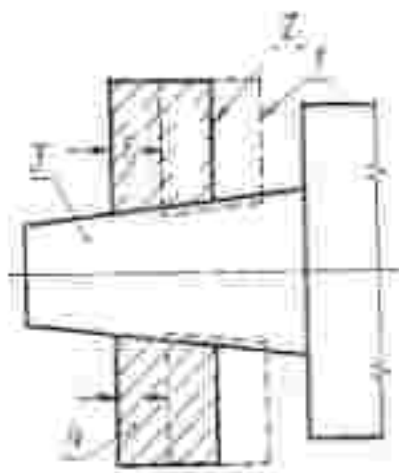
- Посадки с фиксацией по заданному осевому смещению E_a , сопрягаемых конусов

от их начального положения; при этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором и натягом (Рис.).



1 - конечное положение; 2 - начальное положение; 3 - наружный конус; 4 - внутренний конус

- Посадки с фиксацией по заданному усилию запрессовки F_s , прикладываемому в начальном положении сопрягаемых конусов; при этом способе фиксации возможно получение посадок с натягом (Рис.).



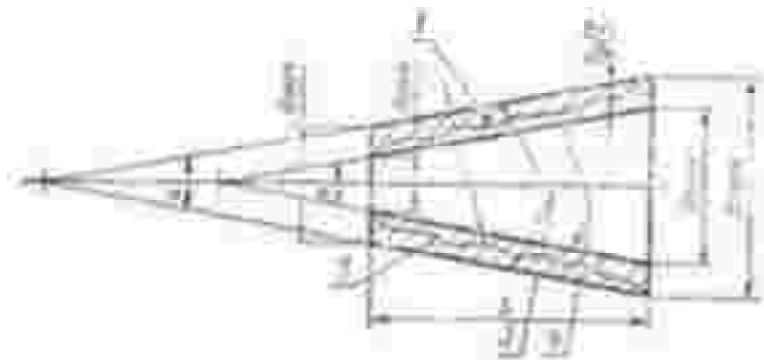
1 - конечное положение; 2 - начальное положение; 3 - наружный конус; 4 - внутренний конус

Для конусов устанавливаются следующие виды допусков:

- допуск диаметра конуса;
- допуск угла конуса;
- допуски формы конуса;
- допуск круглости и допуск прямолинейности образующей.

Устанавливаются два способа нормирования допусков конусов.

Способ 1 - совместное нормирование всех видов допусков допуском T_D диаметра конуса в любом сечении. Допуск t_d определяет поле допуска конуса, ограниченное двумя предельными конусами, между которыми должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает не только отклонения диаметра, но и отклонения угла и формы конуса (Рис.).



1 - реальная поверхность; 2 - поле допуска конуса; 3 - наибольший предельный конус; 4 - наименьший предельный конус

При необходимости допуск T_D может быть дополнен более узкими допусками угла и формы конуса; при этом все точки реальной поверхности конуса также должны находиться в поле допуска ограниченном двумя предельными конусами.

Способ 2 - раздельное нормирование каждого вида допусков; допуска T_{DS} диаметра конуса в заданном сечении, допуска АТ угла конуса, допуска T_{FR} круглости и допуска T_{FL} прямолинейности образующей конуса.

В посадках с фиксацией по конструктивным элементам и по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов допуски конусов предпочтительно нормировать способом 1. В этих посадках величины зазоров или натягов зависят от предельных отклонений диаметров сопрягаемых конусов. Отклонения угла и формы конуса влияют на неравномерность зазоров или натягов, а также на длину контакта и при необходимости смогут ограничиваться дополнительными допусками угла конуса АТ и формы конуса T_{FR} и T_{FL} более узкими, чем допуск T_D .

В посадках с фиксацией по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения или по заданному усилию запрессовки допуски конусов предпочтительно нормировать способом 2. В этих посадках величины зазоров или натягов определяются, в основном, условиями сборки. На неравномерность зазоров или натягов и на длину контакта оказывают влияние только допуски угла и формы конуса, а допуски диаметра влияют на базорасстояние соединения.

Допуски несопрягаемых конусов предпочтительно нормировать способом 2.

Таблица

Квалитет допуска T_D или T_{DS}	Наружные конусы																Внутренние конусы		
	Основные отклонения																		
	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	x	z	H	J _s	N
	Поля допусков																		
01					h01*	js01*											H01*	J _s 01*	
0					h0*	js0*											H0*	J _s 0*	
1					h1*	js1*											H1*	J _s 1*	
2					h2*	js2*											H2*	J _s 2*	
3					h3*	js3*											H3*	J _s 3*	
4				g4	h4	js4	k4	m4	n4								H4	J _s 4*	
5				g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5					H5	J _s 5*	
6			f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6				H6	J _s 6*	
7		e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7			s7		u7			H7	J _s 7*	
8	d8	e8	f8		h8	js8**	k8**							u8	x8	z8	H8	J _s 8*	
9	d9	e9	f9		h9	js9**	k9**										H9	J _s 9**	N9**

10					h10**	js10**	k10**									H10**	J _s 10**	N10**
11					h11**	js11**	k11**									H11**	J _s 11*	N11**
12					h12**	js12**	k12**									H12**	J _s 12*	N12**
13					h13*	js13*										H13*	J _s 13*	
14					h14*	js14*										H14*	J _s 14*	
15					h15*	js15										H15*	J _s 15*	
16					h16*	js16										H16*	J _s 16*	
17					h17*	js17										H17*	J _s 17*	

* - поля допусков, не предназначенные для посадок.

** - поля допусков, предназначенные, как правило, только для конических посадок с фиксацией по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения или по заданному усилию запрессовки.

Примечания:

1. Ряды полей допусков, приведенные в табл. 1, являются ограничением рядов полей допусков из ГОСТ 25347-82 и дополнительно к нему содержат поля допусков K8, K12 и N10, N12.

2. Для внутренних конусов с номинальными диаметрами до 3 мм вместо полей допусков N9 ? N12 должны применяться соответственно поля допусков K9, K12.

Таблица Интервал диаметров D или D_s , мм	Поля допусков								
	наружных конусов					внутренних конусов			
	k8	k9	k10	k11	k12	K9	N10	N11	N12
	Предельные отклонения, мкм								
До 3	+14	+25	+40	+60	+100	0	0*	0*	0*
Св. 3	0	0	0	0	0	-25	-40	-60	-100
до 6	+18	+30	+48	+75	+120	-	0	0	0
Св. 6	0	0	0	0	0	-	-48	-75	-120
до 10	+22	+36	+58	+90	+150	-	0	0	0
Св. 10	0	0	0	0	0	-	-58	-90	-150
до 18	+27	+43	+70	+110	+180	-	0	0	0
Св. 18	0	0	0	0	0	-	-70	-110	-180
до 30	+33	+52	+84	+130	+210	-	0	0	0
Св. 30	0	0	0	0	0	-	-84	-130	-210
до 50	+39	+62	+100	+160	+250	-	0	0	0
Св. 50	0	0	0	0	0	-	-100	-160	-250
до 80	+46	+74	+120	+190	+300	-	0	0	0
Св. 80	0	0	0	0	0	-	-120	-190	-300
до 120	+54	+87	+140	+220	+350	-	0	0	0
Св. 120	0	0	0	0	0	-	-140	-220	-350
до 180	+63	+100	+160	+250	+400	-	0	0	0
Св. 180	0	0	0	0	0	-	-160	-250	-400
до 250	+72	+115	+185	+290	+460	-	0	0	0
Св. 250	0	0	0	0	0	-	-185	-290	-460
до 315	+81	+130	+210	+320	+520	-	0	0	0

Св. 315	0	0	0	0	0	-	-210	-320	-520
до 400	+89	+140	+230	+360	+570	-	0	0	0
Св. 400	0	0	0	0	0	-	-230	-360	-570
до 500	+97	+155	+250	+400	+630	-	0	0	0
	0	0	0	0	0	-	-250	-400	-630

* Предельные отклонения приведены для полей допусков соответственно K10, K11, K12.

4.2 Точность формы отдельных поверхностей детали [6.7.2, 6.1.5, гл. 4.4, 4.7]

Влияние отклонений формы и расположения поверхностей на качество изделий

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только точностью размеров ее элементов, но и точностью формы и взаимного расположения поверхностей. Отклонения формы и расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей из-за неточности и деформации станка, инструмента и приспособления; деформации обрабатываемого изделия; неравномерности припуска на обработку; неоднородности материала заготовки и т.п.

В подвижных соединениях эти отклонения приводят к уменьшению износостойкости деталей вследствие повышенного удельного давления на выступах неровностей, к нарушению плавности хода, шуму и т.д. В неподвижных соединениях отклонения формы и расположения поверхностей вызывают неравномерность натяга, вследствие чего снижаются прочность соединения, герметичность и точность центрирования. В сборках эти погрешности приводят к погрешностям базирования деталей друг относительно друга, деформациям, неравномерным зазорам, что вызывает нарушения нормальной работы отдельных узлов и механизма в целом; например, подшипники качения весьма чувствительны к отклонениям формы и взаимного расположения посадочных поверхностей.

Отклонения формы и расположения поверхностей снижают технологические показатели изделий. Так, они существенно влияют на точность и трудоемкость сборки и повышают объем пригоночных операций, снижают точность измерения размеров, влияют на точность базирования детали при изготовлении и контроле.

Допуски формы и расположения поверхностей регламентируются следующими стандартами.

ГОСТ 24642-81. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

ГОСТ 24643-81. Числовые значения отклонений формы и взаимного положения.

ГОСТ 25069-81. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 2.308-79. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

Основные понятия

При анализе точности формы и относительного расположения элементов деталей оперируют следующими понятиями (ГОСТ 24642-81).

Номинальная поверхность - идеальная поверхность, размеры и форма которой соответствуют заданным номинальным размерам и номинальной форме.

Реальная поверхность - поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Профиль - линия пересечения поверхности с плоскостью или с заданной поверхностью (существуют понятия реального и номинального профилей, аналогичные понятиям номинальной и реальной поверхностей).

Нормируемый участок **L** - участок поверхности или линии, к которому относится допуск формы, допуск расположения или соответствующее отклонение. Если нормируемый

участок не задан, то допуск или отклонение относится ко всей рассматриваемой поверхности или длине рассматриваемого элемента. Если расположение нормируемого участка не задано, то он может занимать любое расположение в пределах всего элемента.

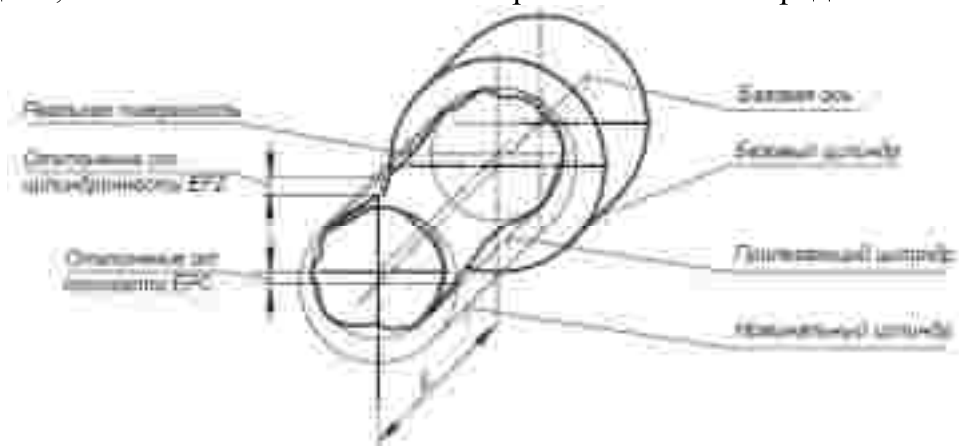


Рисунок 1

Прилегающая поверхность - поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Прилегающая поверхность применяется в качестве базовой при определении отклонений формы и расположения. Вместо прилегающего элемента для оценки отклонений формы или расположения допускается использовать в качестве базового элемента средний элемент, имеющий номинальную форму и проведенный методом наименьших квадратов по отношению к реальному. База - элемент детали (или выполняющее ту же функцию сочетание элементов), по отношению к которым задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента, а также определяются соответствующие отклонения.

Отклонения и допуски формы

Отклонением формы **EF** называется отклонение формы реального элемента от номинальной формы, оцениваемое наибольшим расстоянием от точек реального элемента по нормали к прилегающему элементу. Неровности, относящиеся к шероховатости поверхности, в отклонения формы не включаются. При измерении формы влияние шероховатости, как правило, устраняется за счет применения достаточно большого радиуса измерительного наконечника. Допуском формы **TF** называется наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

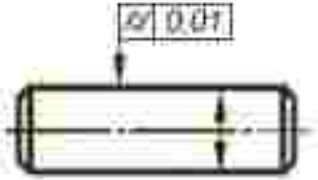
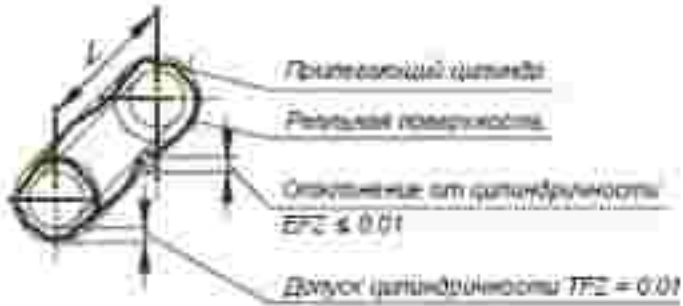
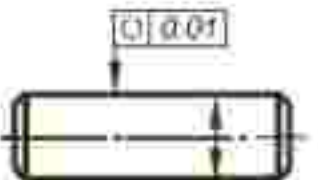
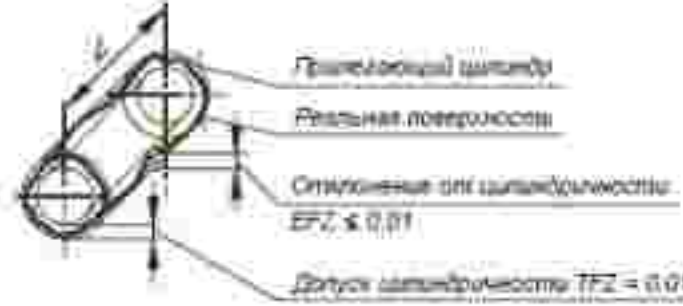

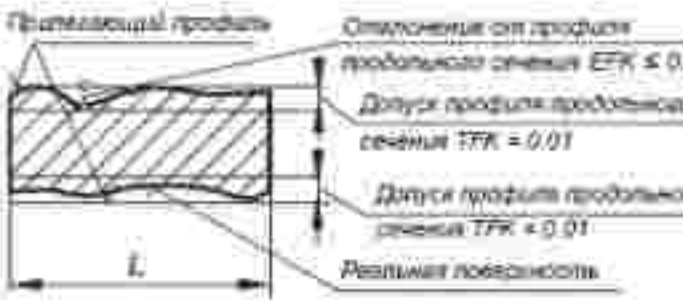
Виды допусков формы

Таблица 1. Виды допусков, их обозначение и изображение на чертежах

№	вид допуска и его обозначение по <u>ГОСТ 24642-81</u>	изображение на чертеже
1	допуск цилиндричности TFZ	
2	допуск круглости TFK	
3	допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности TFP	
4	допуск плоскостности TFE	
5	допуск прямолинейности TFL	

Числовые значения допусков в зависимости от степени точности приведены в ГОСТ 24643-81. Выбор допусков зависит от конструктивных и технологических требований и, кроме того, связан с допуском размера. Поле допуска размера для сопрягаемых поверхностей ограничивает также и любые отклонения формы на длине соединения. Ни одно из отклонений формы не может превысить допуска размера. Допуски формы назначают только в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера.

Таблица 3. Примеры нанесения допусков формы и расположения на чертеже по ГОСТ 2.308 - 79

пример нанесения допуска на чертеже по ГОСТ 2.308 - 79	изображение допуска и отклонения
<p>допуск и отклонение от цилиндричности</p> 	 <p>Идеальный цилиндр</p> <p>Реальная поверхность</p> <p>Отклонение от цилиндричности $EFZ \leq 0.01$</p> <p>Допуск цилиндричности $TFZ = 0.01$</p>
<p>допуск и отклонение от круглости</p> 	 <p>Идеальный цилиндр</p> <p>Реальная поверхность</p> <p>Отклонение от цилиндричности $EFZ \leq 0.01$</p> <p>Допуск цилиндричности $TFZ = 0.01$</p>
<p>допуск и отклонение профиля продольного сечения</p> 	 <p>Идеальный профиль</p> <p>Реальная поверхность</p> <p>Отклонение от профиля продольного сечения $EFK \leq 0.01$</p> <p>Допуск профиля продольного сечения $TFK = 0.01$</p> <p>Допуск профиля продольного сечения $TFK \leq 0.01$</p>
<p>допуск и отклонение от плоскостности</p>	



допуск и отклонение от прямолинейности

Примеры назначения допусков формы, рекомендуемые степени точности и соответствующие им способы обработки указаны в таблице .

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Отклонением расположения EP называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Под номинальным понимается расположение, определяемое номинальными линейными и угловыми размерами. Для оценки точности расположения поверхностей, как правило, назначают базы. Допуском расположения называется предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения поверхностей.

Поле допуска расположения TP - область в пространстве или заданной плоскости, внутри которой должен находиться прилегающий элемент или ось, центр, плоскость симметрии в пределах нормируемого участка, ширина или диаметр которой определяется значением допуска, а расположение относительно баз – номинальным расположением рассматриваемого элемента.

Виды допусков расположения

В таблице приведены допуски, ограничивающие отклонения расположения между цилиндрическими и плоскими поверхностями. Оценка величины отклонения расположения производится по расположению прилегающей поверхности, проведенной к реальной поверхности; таким образом исключаются из рассмотрения отклонения формы. В графе Примечания (см. табл.) указаны допуски, которые могут назначаться либо в радиусном, либо в диаметральных выражениях. При нанесении этих допусков на чертежах следует указывать соответствующий знак перед числовым значением допуска. Числовые значения допусков в зависимости от степени точности даны в таблице .

Таблица 4. Виды допусков, их обозначение и изображение на чертежах

плоскость				цилиндр			
вид	допуска	изображение	прим.	вид	допуска	изображение	прим.
расположения, 24642-81	ГОСТ			расположения, 24642-81	ГОСТ		
п	параллельности TPA	//					

Л О С К О С Т Ь	перпендикулярности TPR					
	наклона TPN					
	симметричности TPS		T, T/2			
Ц И Л И Н Д Р	параллельности TPA			параллельности осей TPAx		
	перпендикулярности TPR			перекоса осей TPAy		
	наклона TPN			перпендикулярности TPR		
	симметричности TPS		T, T/2	наклона TPN		
	позиционный TPP		∅, R	соосности TPC		∅, R
				позиционный TPP		∅, R
				пересечения TPX		T, T/2

Таблица 5. Уровни относительной геометрической точности и соответствующие им степени точности формы цилиндрических поверхностей 2

Квалитеты размера	допуска	Уровни точности	геометрической	Степени точности по табл. ГОСТ 24643-81
4		A B C		3 2 1
5		A B C		4 3 2
6		A B C		5 4 3
7		A B C		6 5 4
8		A B C		7 6 5
9		A B C		8 7 6
10		A B C		9 8 7
11		A B C		10 9 8
12		A		11

	В	10
	С	9

Суммарные допуски и отклонения формы и расположения поверхностей.

Суммарным отклонением формы и расположения **ЕС** называется отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонения формы и отклонения расположения рассматриваемой поверхности или рассматриваемого профиля относительно баз. Поле суммарного допуска формы и расположения **ТС** - это область в пространстве или на заданной поверхности, внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности или реального профиля в пределах нормируемого участка. Это поле имеет заданное номинальное положение относительно баз.

Таблица 6. Виды суммарных допусков, их обозначение и изображение на чертежах

№	вид допуска и его обозначение по <u>ГОСТ 24642-81</u>	изображение на чертеже
1	допуск торцевого биения TCA	
2	допуск полного торцевого биения TCTA	
3	допуск радиального биения TCR	
4	допуск полного радиального биения TCTR	
5	допуск биения в заданном направлении TCD	
6	допуск формы заданного профиля TCL	
7	допуск формы заданной поверхности TCE	

Числовые значения допусков формы, допусков расположения и суммарных допусков формы и расположения поверхностей должны соответствовать указанным в табл.7.

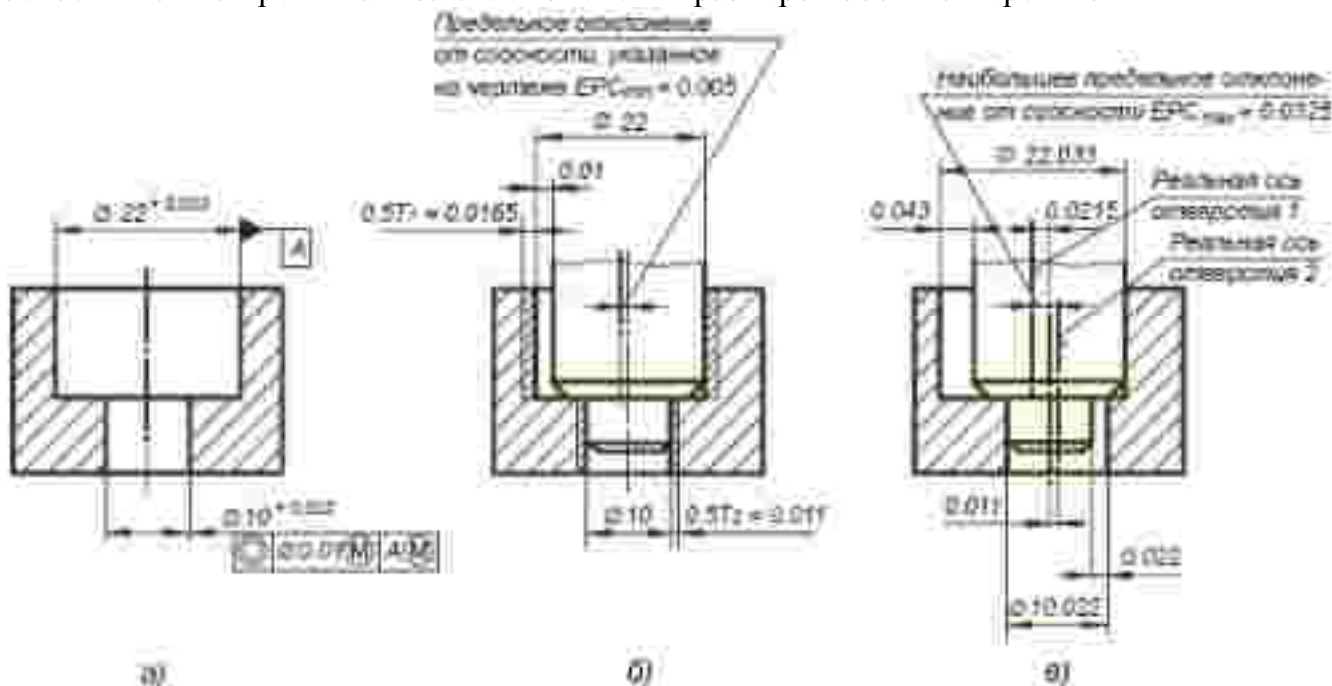
Таблица 7

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

Зависимые и независимые допуски

Допуски расположения или формы могут быть зависимыми или независимыми. *Зависимый допуск* — это допуск расположения или формы, указываемый на чертеже в виде значения, которое допускается превышать на величину, зависящую от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента от максимума материала. Зависимый допуск - переменный допуск, его минимальное значение указывается в чертеже и допускается превышать за счет изменения размеров рассматриваемых элементов, но так, чтобы их линейные размеры не выходили за пределы предписанных допусков. Зависимые допуски расположения, как правило, назначают в тех случаях, когда необходимо обеспечить собираемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям. В отдельных случаях при зависимых допусках имеется возможность перевести деталь из брака в годные путем дополнительной обработки, например, развертыванием отверстий. Как правило, зависимые допуски рекомендуется назначать для тех элементов деталей, к которым предъявляются только требования собираемости. Зависимые допуски обычно контролируют комплексными калибрами, которые являются

прототипами сопрягаемых деталей. Эти калибры только проходные, они гарантируют беспригоночную сборку изделий. Пример назначения зависимого допуска приведен на рис. 2. Буква **М** показывает, что допуск зависимый, а способ указания - что значение допуска соосности можно превышать за счет изменения размеров обоих отверстий.



Из рисунка видно, что при выполнении отверстий с минимальными размерами предельное отклонение от соосности может быть не более. При выполнении отверстий с максимально допустимыми размерами значение предельного отклонения соосности может быть увеличено. Наибольшее предельное отклонение рассчитывается по формуле:

$$EPC_{\max} = EPC_{\min} + 0.5 D (T1 + T2); EPC_{\max} = 0.005 + 0.5 D (0.033 + 0.022) = 0.0325 \text{ мм}$$

Для зависимых допусков возможно назначение в чертежах их нулевых значений. Такой способ указания допусков означает, что отклонения допустимы только за счет использования части допуска на размер элементов.

Независимый допуск - это допуск расположения или формы, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей и не зависит от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.

Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах

1. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями. Указание допусков формы и расположения текстом в технических требованиях допустимо лишь в тех случаях, когда отсутствует знак вида допуска.

2. При условном обозначении данные о допусках формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на части (рис. 1):

- в первой части – знак допуска
- во второй части – числовое значение допуска, а при необходимости и длину нормируемого участка

- в третьей и последующих частях – буквенное обозначение баз;

4. Рамку рекомендуется выполнять в горизонтальном положении. Пересекать рамку допуска какими-либо линиями не допускается.

5. Если допуск относится к оси или к плоскости симметрии, то соединительная линия должна быть продолжением размерной линии (рис. 2, а). Если же отклонение или база относятся к поверхности, то соединительная линия не должна совпадать с размерной.

6. Если размер элемента уже указан, размерная линия должна быть без размера, и ее рассматривают как составную часть условного обозначения допуска.

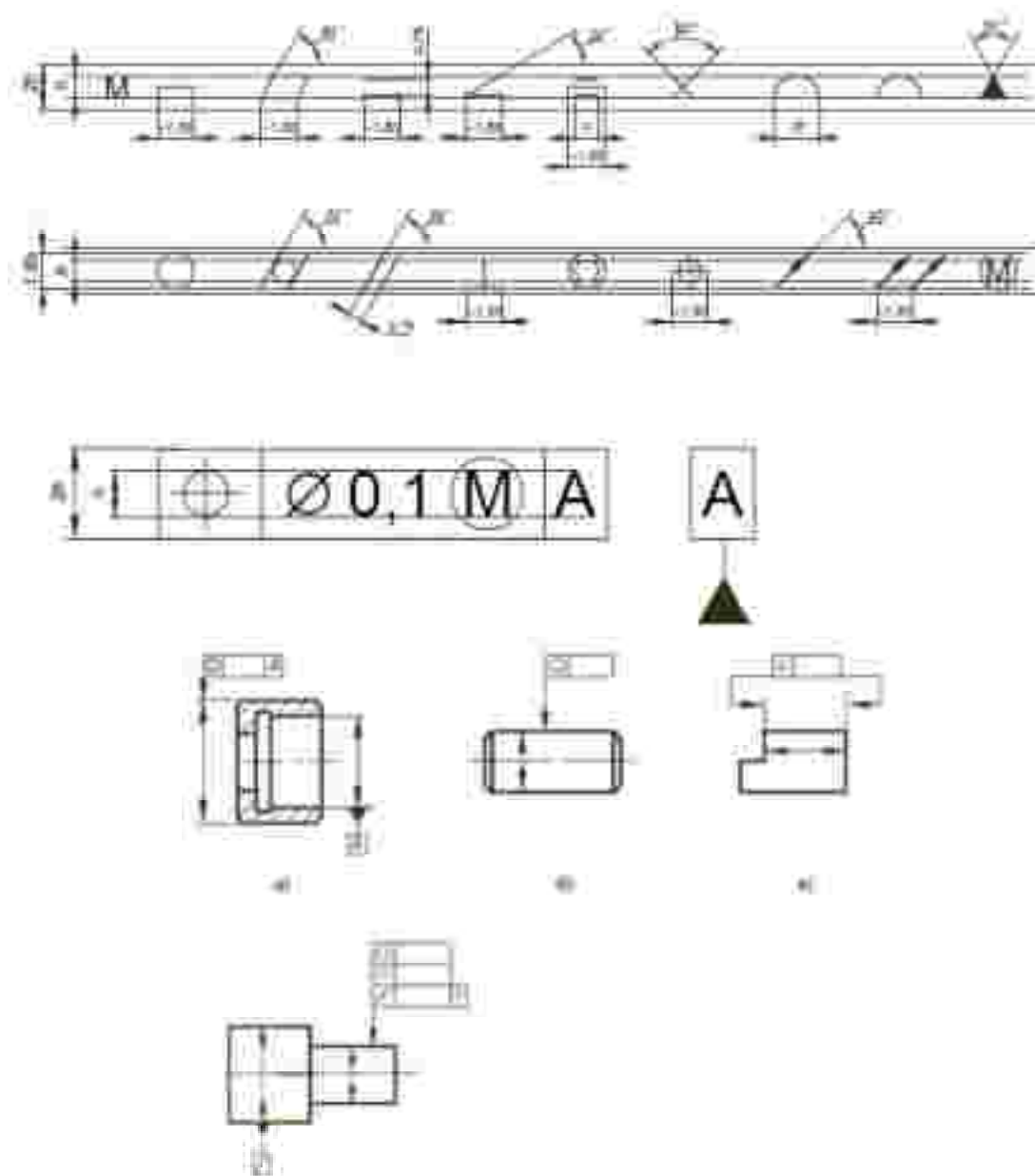
7. Числовое значение допуска действительно для всей поверхности или длины элемента, если не задан нормируемый участок.

8. Если для одного элемента необходимо задать два разных вида допуска, то рамки допуска можно объединять и располагать их так, как показано на рис 2. Базы обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой допуска или рамкой, в которой указывают буквенное обозначение базы.

10. Если нет необходимости выделять как базу ни одну из поверхностей, то треугольник заменяют стрелкой.

11. Линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение элементов, ограничиваемых допуском расположения, указывают на чертежах в прямоугольных рамках.

12. Если допуск расположения или формы не указан как зависимый, то его считают независимым.



Знак **М** помещают:

- после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента;
- после буквенного обозначения базы или без буквенного обозначения в третьей части рамки, если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;
- после числового значения допуска и буквенного обозначения базы или без буквенного обозначения, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов.

Допуски формы и расположения поверхностей деталей под подшипники качения.

В настоящее время подшипники качения являются основным видом опор в машинах. В этой связи особое значение приобретает оптимальный выбор допусков расположения поверхностей, предназначенных для установки подшипников качения. Взаимный перекося внутренних и наружных колец подшипников вызывает появление дополнительного сопротивления вращению вала. Чем больше этот перекося, тем больше потери энергии и меньше срок службы подшипников. Суммарный угол взаимного перекося колец подшипника (рис.3) в общем случае состоит из ряда углов, вызванных отклонениями расположения базовых элементов деталей:

$$\theta_{\Sigma} = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5$$

где θ_{Σ} – суммарный допустимый угол взаимного перекося колец подшипников качения, рекомендуемые значения угла, установленные ГОСТ 3325-85.

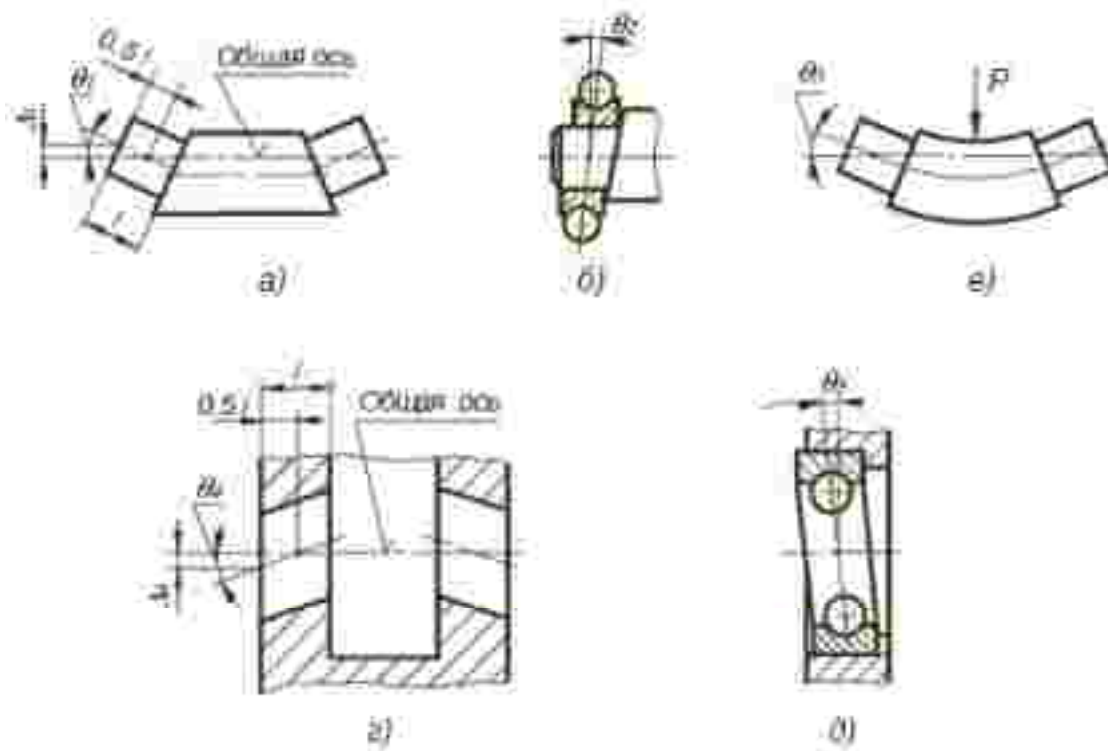
θ_1 – угол, вызванный отклонением от соосности посадочной поверхности вала относительно общей оси;

θ_2 – угол, вызванный отклонением от перпендикулярности базового торца вала или деталей, установленных на нем, относительно общей оси посадочных поверхностей вала; допустимые значения угла и соответствующие ему торцовые биения, установленные ГОСТ 3325-85

θ_3 – угол прогиба линии вала под действием нагрузки); значение угла рассчитывается по соответствующим формулам;

θ_4 – угол, вызванный отклонением от соосности посадочной поверхности отверстия относительно общей оси отверстий;

θ_5 – угол, вызванный отклонением от перпендикулярности базового торца корпуса относительно общей оси; допускаемые значения угла и соответствующие ему торцовые биения, установленные ГОСТ 3325-85



В общем случае синтез погрешностей должен проводиться, безусловно, с учетом вероятности возникновения причин, вызывающих перекося у колец подшипника качения. Но сложение всех углов вероятностным методом не оправдано, так как при вращении вала перекося внутреннего кольца подшипника в результате отклонения от соосности шеек вала в каждый момент времени может как складываться с остальными погрешностями, так и вычитаться.

Между углами перекося колец подшипника и соответствующими предельными отклонениями у деталей существует определенная зависимость. Например, отклонения от

доосности рассчитывают на основании геометрических построений. Связь между торцовыми биениями и вызываемыми ими углами перекоса θ_2 и θ_5 более сложная, поэтому эти значения рассчитаны по рекомендациям.

Таблица 8. Связь между торцовыми биениями и вызываемыми ими углами перекоса

допуск номинальных диаметров валов d, мм	допуск торцевого биения, не более			
	класс точности подшипника			
	0		6	
	биение ΔΣ, мкм	угол Θ2	биение ΔΣ, мкм	угол Θ2
свыше 18 до 30	21	1.50'	13	1.10'
свыше 30 до 50	25		16	
свыше 50 до 80	30	0.75'	19	0.40'
свыше 80 до 120	35		22	
допуск номинальных диаметров валов d, мм	допуск торцевого биения, не более			
	класс точности подшипника			
	0		6	
	биение ΔΣ, мкм	угол Θ5	биение ΔΣ, мкм	угол Θ5
свыше 30 до 50	39	1.50'	25	1.10'
свыше 50 до 80	46		30	
свыше 80 до 120	54	1.10'	35	0.50'
свыше 120 до 180	63	0.90'	40	0.45'
свыше 180 до 250	72	0.85'	46	0.40'

На качестве работы подшипников сказываются отклонения формы дорожек качения колец, которые копируют неровности посадочных поверхностей вала и корпуса. С целью ограничения этого влияния стандартом устанавливаются жесткие требования к цилиндричности посадочных поверхностей вала и корпуса. Для подшипников классов точности 0 и 6 допуск круглости и допуск профиля продольного сечения не должен превышать $IT/4$, где IT - допуск размера посадочной поверхности вала или отверстия.