

Министерство образования Республики Беларусь

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

Институт повышения квалификации
и переподготовки

Кафедра «Металлургия и технологии обработки материалов»

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

ПОСОБИЕ

**для слушателей специальности переподготовки
1-42 01 71 «Металлургическое производство
и материалобработка»
заочной формы обучения**

Гомель 2022

УДК 681.001.1(075.8)
ББК 34.5я73
Н83

*Рекомендовано кафедрой «Механика» ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 12.09.2022 г.)*

Составитель *А. И. Столяров*

Рецензент: декан механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

Н83 **Нормирование** точности и технические измерения : пособие для слушателей специальности переподготовки 1-42 01 71 «Металлургическое производство и материалобработка» заоч. формы обучения / сост. А. И. Столяров. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 163 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрены вопросы нормирования точности гладких цилиндрических соединений и типовых соединений деталей машин, отклонений формы и расположения поверхностей, шероховатости поверхности, а также методы расчета размерных цепей.

Для слушателей специальности переподготовки 1-42 01 71 «Металлургическое производство и материалобработка» ИПКиП.

УДК 681.001.1(075.8)
ББК 34.5я73

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2022

1. Нормирование точности размеров в машиностроении

1.1. Основные понятия о точности и взаимозаменяемости Понятия о точности и ее разновидностях. Показатели точности

Точность изделий машиностроения – это степень соответствия действительных параметров изделий их заранее установленным значениям.

Точность – комплексное понятие, характеризующее как геометрические параметры машин и их элементов, так и единообразие различных свойств изготавливаемых изделий, например упругости, электропроводности и др. Точность характеризует также единообразие технико-эксплуатационных показателей машин: напора, производительности, установленной мощности и др. Эти показатели тем точнее, чем уже поле их разброса.

Точность изделий машиностроения является важнейшей характеристикой их качества. Недостаточная точность изготовления современных машин не позволяет им функционировать при больших скоростях и удельных нагрузках, вызывающих вибрации и их разрушение.

Машина собирается из сборочных единиц и деталей.

Под точностью деталей понимают степень приближения детали к геометрически правильному прототипу, изображенному на чертеже и описанному техническими требованиями.

Действительное (полученное) значение геометрического параметра детали отличается от номинального (заданного) на величину абсолютной погрешности, возникающей в результате действия различных факторов в процессе обработки заготовки, а также эксплуатации и хранения машины.

Различают конструкторскую, технологическую и эксплуатационную точность.

При проектировании машин рассматривают конструкторскую точность. При этом определяют погрешности, заложенные в рабочем принципе машин, и их влияние на стоимость и качество функционирования машины. Эти погрешности можно устранить, выбрать другой принцип с допустимой погрешностью или уменьшить путем улучшения данного рабочего принципа.

На технологическую точность в производстве изделий можно воздействовать тремя способами:

- устранить причины погрешностей, но это будет сопровождаться большими производственными затратами;
- компенсировать погрешности путем ужесточения точности, например, введением конструкции с кратчайшей размерной цепью;
- учесть погрешности, так чтобы они не превышали допустимых значений, если их устранение связано с большими затратами.

На эксплуатационную точность с течением времени влияет износ (механический, коррозионный, эрозионный). Повышение точности деталей, сборочных единиц и механизмов увеличивает долговечность и надежность эксплуатации механизмов и машин. В общем случае точность изделий оценивается такими численными характеристиками параметров, как мера точности параметра, а также абсолютная и (или) относительная погрешности.

Мерой точности параметра является величина G , вычисляемая по формулам:

$$G = \frac{x_d}{x_n}, \text{ если } x_d < x_n \text{ и } V < T,$$

$$G = \frac{x_n}{x_d}, \text{ если } x_d > x_n \text{ и } V < T (G \leq 1),$$

где x_d – действительное значение параметра; x_n – номинальное значение; V – рассеяние действительных значений параметра; T – допуск отклонений параметра.

Абсолютная погрешность Δx выражается в единицах рассматриваемого параметра и рассчитывается по формуле:

$$\Delta x = |x_d - x_n|.$$

Относительная погрешность $\Delta_{отн}$, %, – это отношение абсолютной погрешности к номинальному заданному значению параметра:

Точность параметра элемента детали можно оценивать непосредственно по результатам его измерения, сравнивая погрешность с заданным предельно допустимым разбросом значений или с допуском. Если погрешность меньше или равна допустимому значению, то точность параметра элемента детали обеспечена.

Для оценки точности параметра в партии деталей используют методы теории вероятностей и статистического анализа. Определяют суммарную предельную погрешность геометрического параметра (размера, формы и т.д.), систематическую и (или) случайную погрешности.

Систематические погрешности постоянны по величине и направлению или изменяются по определенному закону. Влияние систематических погрешностей можно учесть или даже устранить.

Случайные погрешности – это погрешности, величину и направление которых нельзя заранее предусмотреть. На их появление оказывают влияние большое число независимых друг от друга случайных факторов.

Возможно также появление грубых погрешностей, явно не соответствующих процессу обработки или измерения. Они чаще вызваны просчетами или недосмотром и подлежат устранению.

Для оценки влияния случайных погрешностей на точность обработки используются методы теории вероятности или математической статистики.

Абсолютной точности деталей достичь нельзя из-за возникновения погрешностей обработки и измерения, можно лишь уменьшить погрешность, применяя более совершенные технологические методы обработки и контроля.

Под точностью размера или другого геометрического параметра детали понимается степень приближения действительного размера к заданному. Таким образом, точность размера определяется погрешностью: чем меньше погрешность, тем выше точность

Точность деталей характеризуется как действительной погрешностью (действительная точность), так и предельными отклонениями, ограничивающими погрешность (номинальная точность).

Допуском размера T или допустимой погрешностью называется погрешность размера (любого параметра), при которой сохраняется работоспособность изделия. Допуск размера - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами, которые задаются на чертеже и обеспечивают бесперебойное функционирование машин. Для нормального функционирования машины необходимо соблюдение условия $T > V$, где V - значение допустимого поля рассеивания.

Кроме точности деталей точность машин и механизмов обеспечивается точностью расположения деталей, сборочных единиц и механизмов. Зазоры, предельные размеры и другие параметры, координирующие взаимное положение собираемых объектов, устанавливаются с помощью расчетов, основанных на теории размерных цепей.

Точность параметров изделий обеспечивает их взаимозаменяемость.

1.1.1. Понятие о взаимозаменяемости и её видах. Функциональная взаимозаменяемость

В машиностроении различают два способа производства машин и приборов: способ индивидуальной пригонки и способ, основанный на применении принципов взаимозаменяемости. При первом из них окончательная сборка машин осуществляется после индивидуальной пригонки сопрягаемых поверхностей между собой, т.е. после опилования, шабрения и других методов окончательной обработки одной сопряженной детали по другой. Этот способ изготовления изделий требует большой затраты времени и использования труда высококвалифицированных рабочих. Качество выпускаемых машин в этом случае во многом зависит от индивидуальных условий изготовления: квалификации рабочего; тщательности произведенной пригонки и пр. Наибольшее распространение метод индивидуальной пригонки имел в прошлом, когда производство еще не было достаточно оснащено необходимым оборудованием и инструментами. В настоящее время этот метод сохранился лишь в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

На современных машиностроительных заводах серийного и массового производства процессы изготовления деталей и их сборки в отдельные сборочные единицы и машины осуществляются в разных цехах, они независимы один от другого. Кроме того, используются стандартные крепежные детали, подшипники качения, электротехнические, резиновые, пластмассовые изделия, получаемые по кооперации с других предприятий. Несмотря на это, сборка сборочных единиц и машин, удовлетворяющих предъявляемым требованиям, должна производиться без пригонки (доработки) деталей, что возможно лишь тогда, когда они выполняются взаимозаменяемыми.

Взаимозаменяемостью называется свойство независимо изготовленных деталей (сборочных единиц) обеспечивать у механизмов и машин в условиях беспригоночной сборки или при ремонте работоспособное состояние и надежность.

Взаимозаменяемыми могут быть детали, составные части (сборочные единицы) и изделия в целом. В первую очередь такими должны быть те детали и сборочные единицы, от которых зависят надежность, долговечность и другие эксплуатационные показатели изделий. Это требование, естественно, распространяется и на запасные части.

Взаимозаменяемость может быть полной и неполной (ограниченной). Полная взаимозаменяемость обеспечивается при выполнении геометрических, электрических и других параметров деталей с точностью, позволяющей производить сборку (или замену при ремонте) любых сопрягаемых деталей и составных частей (сборочных единиц) без какой бы то ни было дополнительной их обработки, подбора или регулирования и получать изделия требуемого качества. В этом случае точность сборки всех экземпляров одноименных соединений или сборочных единиц (блоков) будет находиться в допусках пределах.

Полная взаимозаменяемость обладает следующими достоинствами:

- упрощается процесс сборки, он сводится к простому соединению деталей рабочими невысокой квалификации;
- сборочный процесс точно нормируется во времени, легко укладывается в устанавливаемый темп работы и может быть, организован поточным методом; создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки деталей;
- возможны широкая специализация и кооперирование заводов (т.е. изготовление заводом-поставщиком ограниченной номенклатуры унифицированных изделий, сборочных единиц и деталей и поставка их заводу, выпускающему основные изделия);
- упрощается ремонт изделий, так как любая износившаяся или поломанная деталь или сборочная единица могут быть заменены новыми (запасными).

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей с точностью не выше 5-6 квалитетов и для составных частей изделий, имеющих небольшое число деталей, например две, образующих то или иное соединение, а также в тех случаях, когда несоблюдение заданных зазоров или натягов недопустимо даже у части изделий.

Иногда эксплуатационные требования к изделиям приводят к необходимости изготавливать детали и составные части с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудновыполнимыми допусками. В этих случаях применяют групповой подбор деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству составных частей и изделий в целом. Такую

взаимозаменяемость называют неполной (ограниченной), Она может осуществляться не по всем, а только по отдельным геометрическим, электрическим или другим параметрам.

Различают также внешнюю и внутреннюю взаимозаменяемость.

Внешняя взаимозаменяемость - это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и составных частей (сборочных единиц) по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей, т.е. таких, по которым взаимозаменяемые узлы основного изделия соединяют между собой и с покупными и кооперируемыми агрегатами. Например, в электродвигателях внешняя взаимозаменяемость осуществляется по числу оборотов вала и мощности, а также по размерам присоединительных поверхностей; в подшипниках качения - по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, составляющие отдельные сборочные единицы, или на составные части и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипниках качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

Значительному росту качества изделий и экономичности их производства способствует развивающееся в последнее время направление функциональной взаимозаменяемости. Эта взаимозаменяемость основана на эксплуатационных показателях изделий с определяющими их функциональными параметрами.

Функциональными являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели изделий или служебные функции их деталей и составных частей (сборочных единиц). Например, от величины зазора между поршнем и цилиндром (функционального параметра) зависит мощность двигателя (эксплуатационный показатель), а в поршневых компрессорах – весовая и объемная производительность. Эти параметры названы функциональными, чтобы подчеркнуть их связь со служебными функциями деталей, сборочных единиц (блоков) и изделий. Связь же их с эксплуатационными показателями может быть функциональной или стохастической (вероятностной).

Достигается функциональная взаимозаменяемость при помощи соответствующих методов расчета точности машин и выполнения ее при изготовлении деталей. Она обеспечивает необходимый запас ра-

ботоспособности машины и ее экономически оптимальные и стабильные (в заданных пределах) во времени эксплуатационные показатели.

1.1.2. Нормирование точности размеров в машиностроении

Основные требования по обеспечению взаимозаменяемости включают с себя требования к исходным материалам, деталям и сборочным единицам, а также требования к работам, выполняемым на различных стадиях от проектирования до производства. Одним из важнейших показателей, обеспечивающих взаимозаменяемость производства изделий является точность геометрических параметров деталей и сборочных единиц.

Обычно геометрическую точность изготовления изделия характеризуют четыре параметра:

- отклонение размера;
- отклонение формы поверхности;
- отклонение взаимного расположения поверхностей;
- шероховатость поверхности.

Следует отметить, что по мере совершенствования обрабатывающих станков (автоматов и полуавтоматов), применения более совершенного инструмента и специальных приспособлений затраты на изготовление точных деталей снижаются более интенсивно, чем затраты на изготовление деталей по широким допускам (менее точных). Трудоемкость и затраты на пригоночные работы, выполняемые чаще всего вручную, уменьшаются медленнее, так как их сложно механизировать. Следовательно, совершенствование техники и технологии производства деталей является основой расширения взаимозаменяемого производства, которое в свою очередь способствует совершенствованию методов организации и управления производством.

1.2. Понятие о размерах, отклонениях, допусках и посадках. Графическое изображение полей допусков и посадок. Обозначение предельных отклонений на машиностроительных чертежах

1.2.1. Понятие о номинальном, действительном и предельном размерах, предельных отклонениях, допусках

При конструировании и изготовлении деталей различают номинальный, действительный и предельный размеры.

Номинальный размер - размер, который указывают на чертеже на основании инженерных расчетов, опыта проектирования, обеспечения конструктивного совершенства или удобства изготовления детали (изделия). Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета отклонений.

Наиболее целесообразными рядами предпочтительных чисел являются ряды, построенные по арифметическим или геометрическим прогрессиям.

Для сужения сортамента материалов, сокращения числа типоразмеров заготовок и деталей, режущего и измерительного инструмента, штампов, приспособлений, а также для облегчения типизации технологических процессов размеры, полученные расчетом, нужно округлять (как правило, в большую сторону); они должны соответствовать значениям ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры" (этот стандарт соответствует рекомендациям ISO). Ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.) построены на базе рядов предпочтительных чисел, но с некоторым округлением их значений.

Наиболее целесообразными рядами предпочтительных чисел являются ряды, построенные по арифметическим или геометрическим прогрессиям.

Ряды, построенные по арифметическим прогрессиям, представляют собой последовательность чисел, в которых разность d между любыми соседними числами a и a_{i-1} остается постоянной, т.е.

$$d = a - a_{i-1} = \text{const} .$$

Ряды предпочтительных чисел, построенных по геометрическим прогрессиям, имеют не постоянную разность d , а постоянное отношение каждого последующего члена a_i к предыдущему a_{i-1} . Это отношение носит название знаменателя геометрической прогрессии:

$$\varphi = \frac{a_i}{a_{i-1}}$$

Установлено четыре ряда нормальных линейных размеров, построенных по геометрическим прогрессиям и обозначаемых соответственно: Ra5, Ra10, Ra20, Ra40. При выборе предпочтения нужно отдавать нормальным размерам из ряда с более крупной градацией (5 ряд следует предпочитать 10-му, 10 – 20-му, 20 – 40-му).

В производстве невозможно выполнить абсолютно точно требуемые размеры деталей. Некоторая погрешность вносится также при измерении, поэтому существует понятие действительный размер де-

тали. Таким называется размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Следует отметить, что действительный размер детали в работающей машине вследствие ее износа, упругой, остаточной, тепловой деформации и других причин отличается от размера, определенного в статическом состоянии при сборке. Это обстоятельство необходимо учитывать при точностном анализе механизма в целом

Для определения допускаемого диапазона требуемых размеров устанавливаются предельные размеры детали. Такими называются наибольшее и наименьшее допустимые значения размера, между которыми должен находиться действительный размер годной детали. Большой из них называется наибольшим предельным размером, меньший – наименьшим предельным размером. Обозначим D_{max} и D_{min} - предельные размеры для отверстия, d_{max} и d_{min} – для вала. Действительный размер годной детали должен находиться между предельными размерами или может быть равен им.

Для упрощения чертежей пользуются не предельными размерами, а введенными специально для этого предельными отклонениями от номинального размера, проставляемыми рядом с этим размером со знаком «+» или «-».

Верхним предельным отклонением ES , es называется алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Нижним предельным отклонением EI , ei называется алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Для отверстия:

верхнее отклонение $ES = D_{max} - D$,

нижнее отклонение $EI = D_{min} - D$;

для вала:

верхнее отклонение $es = d_{max} - d$,

нижнее отклонение $ei = d_{min} - d$.

Действительным отклонением называется алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. Отклонение является положительным, если предельный или действительный размеры больше номинального, и отрицательным, если указанные размеры меньше номинального.

На машиностроительных чертежах номинальные и предельные линейные размеры проставляют в миллиметрах без указания размерности.

Предельные отклонения в таблицах допусков проставляют в микрометрах, а на чертежах – в миллиметрах более мелким шрифтом (например, $42^{+0.005}_{-0.015}$). Верхнее отклонение ставят немного выше, а нижнее – несколько ниже номинального размера. При равенстве абсолютных величин отклонений их величину указывают один раз со знаком «±» рядом с номинальным размером и одинаковым с ним шрифтом (например, $70\pm 0,3$). Отклонение равное 0, на чертежах не ставят.

Допуском T – называется разность между наибольшим и наименьшим допустимыми значениями того или иного параметра.

Допуск T размера – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями. Допуск величина всегда положительная. Он представляет собой величину допустимого рассеяния действительных размеров годных деталей в партии, т.е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска качество изделий, как правило ухудшается, но стоимость изготовления уменьшается.

Для упрощения допуски можно изображать графически в виде полей допусков. При этом ось изделия всегда располагают под схемой.

Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Нулевая линия - линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладывают отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. Будем ее обозначать $0-0$. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладывают вверх от нее, а отрицательные вниз.

На рисунке 1.1 приведены номинальный и предельные размеры, предельные отклонения и допуски для отверстия и вала в посадке с зазором.

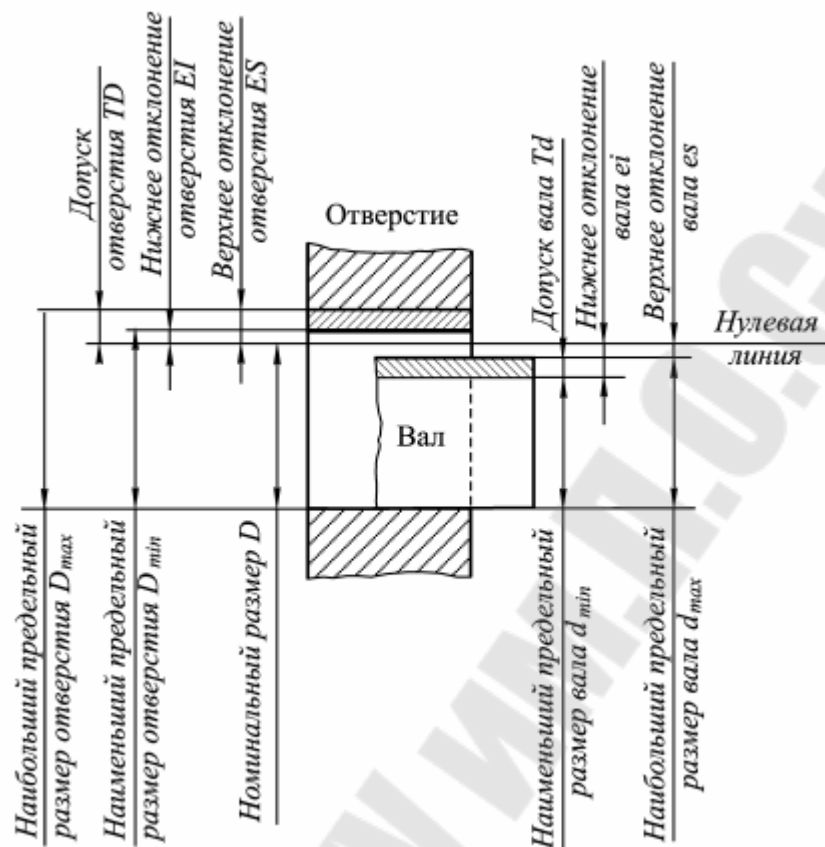


Рис. 1.1. Номинальный размер, предельные размеры, предельные отклонения и допуски для отверстия и вала в посадке с зазором

1.2.2. Поверхности свободные и сопрягаемые, охватывающие и охватываемые. Классификация соединений по форме сопрягаемых поверхностей деталей и по степени свободы относительного перемещения

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называются сопрягаемыми.

Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называются сопрягаемыми поверхностями. Остальные поверхности называются несопрягаемыми или свободными. В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых и несопрягаемых (свободных) поверхностей.

В соединении деталей, входящих одна в другую, есть охватывающие и охватываемые поверхности. Для гладких цилиндрических и конических деталей охватывающая поверхность называется отверстием, охватываемая – валом, а соответствующие размеры – диаметром

отверстия и диаметром вала. Допускается условно применять термины «отверстие» и «вал» также и к другим охватывающим и охватываемым поверхностям, например к плоским (паз и шпонка).

Допуски размеров охватывающей и охватываемой поверхностей принято сокращенно называть соответственно допуском отверстия (TD) и допуском вала (Td).

Разнообразные виды соединений деталей, применяемые в машиностроении, целесообразно для удобства рассмотрения классифицировать как группы:

- по форме сопрягаемых поверхностей деталей различают:

а) гладкие цилиндрические и конические соединения;

б) плоские соединения;

в) резьбовые и винтовые соединения (цилиндрические, конические);

г) зубчатые цилиндрические, конические, волновые, винтовые и гипоидные передачи;

д) шлицевые соединения;

е) сферические соединения,

- по степени свободы взаимного перемещения деталей различают:

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 разборке не подвергаются, а четвертое 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.

В зависимости от эксплуатационных требований сборку соединений осуществляют с различными посадками.

1.2.3. Понятие о посадках. Три группы посадок, взаимное расположение полей допусков. Предельные, средние зазоры и натяги. Допуск посадки

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения или степень сопротивления взаимному смещению соединяемых деталей. Тип посадки определяется величиной и взаимным расположением полей допусков отверстия и вала.

Посадки разделяются на три группы: с зазором, с натягом и переходные посадки.

Зазор – разность между размером отверстия и вала до сборки $S = D - d$, если размер отверстия больше размера вала $D > d$. **Зазор** характеризует большую или меньшую свободу относительного перемещения деталей в соединении. Посадки с зазором применяются в подвижных соединениях, в которых детали в процессе работы перемещаются в продольном (осевом) направлении или вращаются относительно друг друга. Для посадок с зазором поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 1.2,а).

Натяг – разность размеров вала и отверстия до сборки $N = d - D$, если действительный размер вала больше действительного размера отверстия $d > D$. **Натяг** характеризует степень сопротивления взаимному смещению деталей в соединении. Посадки с натягом предназначены для получения неразъемных соединений, в которых неподвижность деталей обеспечивается за счет сил трения на контактных поверхностях. Посадки с натягом преимущественно выполняются тепловым способом (нагрев втулки или охлаждение вала), а при малых натягах используется силовой способ (сборка под прессом). Для посадок с натягом поле допуска вала расположено над полем допуска отверстия (рис. 1.2,б).

В **переходных посадках** может получиться или зазор или натяг в зависимости от действительных размеров отверстия и вал. Они обеспечивают точное центрирование (соосность) втулки относительно вала, применяются для неподвижных (вдоль оси) соединений с допол-

нительным креплением. Для этих посадок поля допусков отверстия и вала частично или полностью перекрываются (рис. 1.2, в)

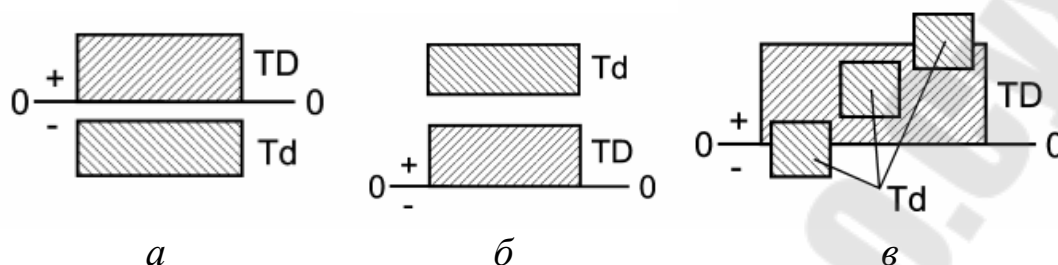


Рис. 1.2. Схема расположения полей допусков в посадках с зазором (а), натягом (б) и переходной посадке (в)

В переходных посадках при наибольшем предельном размере вала и наименьшем предельном размере отверстия получается наибольший натяг, а при наибольшем предельном размере отверстия и наименьшем предельном размере вала – наибольший зазор. При положительном значении разности средних размеров отверстия и вала для большинства годных соединений получим посадку с зазором, при отрицательном – с натягом.

Различают предельные наибольшие и наименьшие зазоры и натяги, а также средние зазоры и натяги. Определяются они по следующим формулам:

для посадок с зазором

$$\begin{aligned} S_{\min} &= D_{\min} - d_{\max} = |EI - es|, \\ S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = |ES - ei|, \\ S_c &= (S_{\max} + S_{\min})/2 = D_c - d_c. \end{aligned}$$

для посадок с натягом

$$\begin{aligned} N_{\min} &= d_{\min} - D_{\max} = |ei - ES|, \\ N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = |es - EI|, \\ N_c &= (N_{\max} + N_{\min})/2 = d_c - D_c. \end{aligned}$$

для переходных посадок

Переходные посадки характеризуются наибольшими значениями натяга и зазора:

$$\begin{aligned} N_{\max} &= d_{\max} - D_{\min} = |es - EI|, \\ S_{\max} &= D_{\max} - d_{\min} = |ES - ei|. \end{aligned}$$

Наибольший зазор переходной посадки часто представляют в виде отрицательного наименьшего натяга, т.е.

$$S_{\max} = -N_{\min} = -(ei - ES).$$

Предельные, средние зазоры и натяги у различных типов посадок приведены на рисунке 1.3.

Существует еще понятие допуск посадки.

Допуск посадки – это разность между наибольшим и наименьшим зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазорами) или наибольшим и наименьшим допустимыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягами):

$$\begin{aligned} TS &= S_{\max} - S_{\min} = TD + Td \\ TN &= N_{\max} - N_{\min} = Td + TD \end{aligned}$$

Переходные посадки характеризуются наибольшими значениями натяга N_{\max} и зазора S_{\max} .

$$TS(TN) = TD + Td = N_{\max} + S_{\max}.$$

Для любой посадки, допуск посадки всегда равен сумме допусков отверстия и вала.

В переходной посадке средний натяг (зазор) рассчитывается по формуле:

$$N_c(S_c) = d_c(D_c) - D_c(d_c) = (N_{\max} - S_{\max})/2.$$

Результат со знаком минус будет означать, что среднее значение для посадки соответствует S_c .

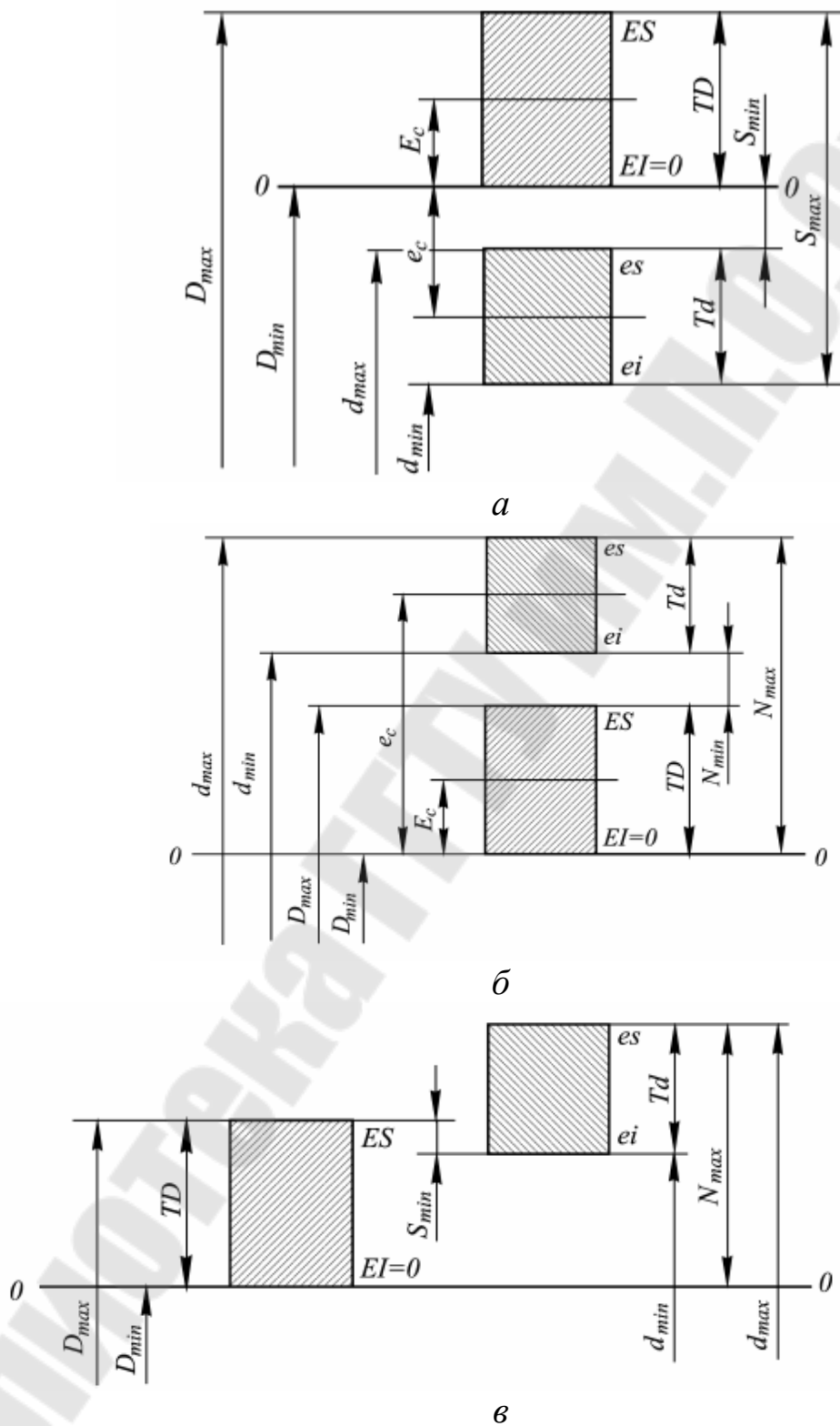


Рис. 1.3. Предельные, средние зазоры и натяги у посадок с зазором (а), с натягом (б) и переходных (в)

1.3 Единая система допусков и посадок (ЕСДП) для гладких цилиндрических соединений

1.3.1. Посадки в системе отверстия и в системе вала. Расположение полей допусков основных деталей. Экономическая целесообразность выбора системы. Единица допуска. Квалитеты точности. Ряды допусков и интервалы размеров

Системой допусков и посадок называется 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. Она создает возможность стандартизации режущих инструментов и калибров, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также повышает их качество.

ЕСДП распространяется на сопрягаемые и несопрягаемые цилиндрические, плоские и другие элементы деталей. Переход на ЕСДП осуществлялся в 1977-1980 г.г. Переход на основные нормы точности резьбовых соединений, конусов, формы и расположения поверхностей, шероховатости и т.п. осуществлялся по мере их разработки.

Поля допусков и рекомендуемые посадки регламентированы ГОСТ 25347-82, а общие положения, ряды допусков и основных отклонений изложены в ГОСТ 25346-89.

Согласно ГОСТ 25346-89 предусмотрены посадки в системе отверстия и в системе вала.

1.3.2. Посадки в системе отверстия и системе вала

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных валов с основным отверстием, обозначаемым буквой *H*. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе отверстия приведены на рисунке 1.4.

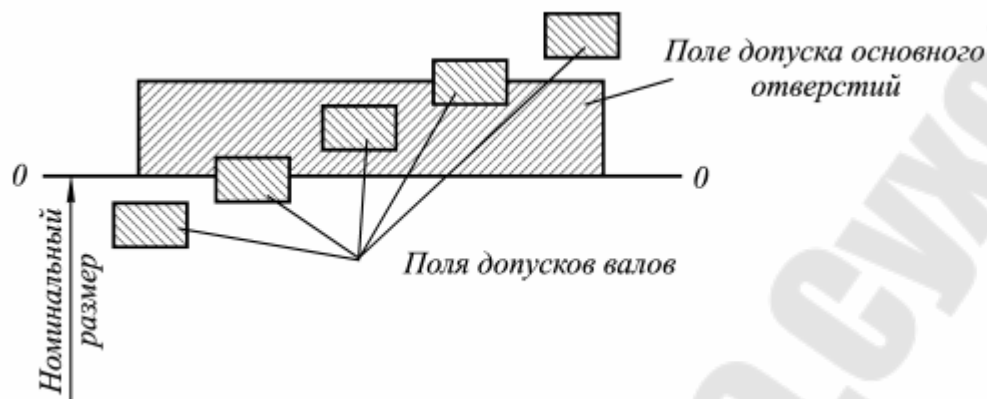


Рис. 1.4. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе отверстия

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получают соединением различных отверстий с основным валом, обозначаемым буквой *h*. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе вала представлены на рисунке 1.5.

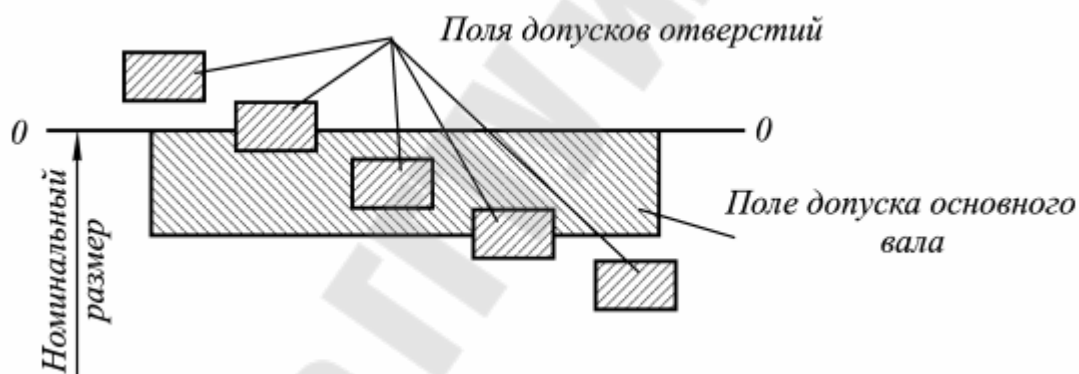


Рис. 1.5. Схемы расположения полей допусков для посадок в системе вала

Для всех посадок в системе отверстия нижнее отклонение отверстия $EI = 0$, т.е. нижняя граница поля допуска отверстия, называемого основным отверстием, всегда совпадает с нулевой линией. Для всех посадок в системе вала верхнее отклонение вала $es = 0$, т.е. верхняя граница поля допуска вала, называемого основным, всегда совпадает нулевой линией. Поле допуска основного отверстия откладывают вверх, а основного вала – вниз от нулевой линии, т.е. в материал детали. Такую систему допусков называют односторонней (асимметричной). Характер одноименных посадок (т.е. предельные величины зазоров и натягов) в системе отверстия и в системе вала примерно одинаков. Выбор систем отверстия или вала для той или иной посад-

ки определяется конструктивными, технологическими и экономическими соображениями.

1.3.3. Единица допуска. Квалитеты точности

Для построения системы допусков устанавливают единицу допуска $i(I)$, которая выражает зависимость допуска от номинального размера и является мерой точности. На основе исследований и систематизации опыта механической обработки цилиндрических деталей из металлов с размерами от 1 до 500 мм было установлено, что погрешность их изготовления Δ в одинаковых технологических условиях меняется в зависимости от диаметра D деталей следующим образом:

$$\Delta = c\sqrt[3]{D}$$

где c - коэффициент, зависящий от вида обработки; $2,5 \leq c \leq 3,5$. На основании указанных исследований для систем ISO и ЕСДП установлены следующие единицы допуска: - для размеров до 500 мм

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

- для размеров свыше 500 до 10000 мм

$$i = 0,004D + 2,1.$$

где D - среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, мм; $i(I)$ - единица допуска, мкм.

Зная $i(I)$, допуск для любого квалитета (степени точности) можно определить по формуле

$$T = ai.$$

где a - коэффициент, равный числу единиц допуска, зависящий от квалитета и независящий от номинального размера.

В каждом изделии детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены квалитеты (степени точности) изготовления деталей и изделий. Под квалитетом понимают совокупность допусков, характеризующих постоянную относительную точностью (определяемой коэффициентом a) для номинальных размеров данного диапазона. Точность в пределах одного квалитета изменяется только в зависимости от номинального размера.

В каждом изделии детали разного назначения изготавливают с различной точностью. Для нормирования требуемых уровней точности установлены квалитеты (степени точности) изготовления деталей и изделий. Под квалитетом понимают совокупность допусков, харак-

теризуемых постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом a) для номинальных размеров данного диапазона. Точность в пределах одного квалитета изменяется только в зависимости от номинального размера.

В ЕСДП предусмотрено 20 квалитетов: 01; 0; 1; 2; 3; ...; 18. Точность убывает от $IT01$ к $IT18$. Квалитеты $IT01$; $IT0$ и $IT1$ предназначены для оценки точности плоскопараллельных концевых мер длины, $IT2$, $IT3$ и $IT4$ – для гладких калибров пробок и скоб; $IT5$ $IT17$ – производственные квалитеты для металлических деталей. Для высокоточных деталей используются $IT4$... $IT6$; для деталей ответственных соединений в машиностроении и приборостроении применяются $IT7$, $IT8$, а $IT9$, $IT10$ – для деталей неответственных соединений (сельскохозяйственное машиностроение, грузовой автомобиль, подъемно-транспортное оборудование и т.д.). Квалитеты $IT11$, $IT12$ используются также для неответственных соединений, в которых требуются большие зазоры (при значительных температурных перепадах, при работе в запыленных условиях). Квалитеты $IT12$... $IT17$ назначаются для размеров металлических деталей с неуказанными допусками (общими допусками), т.е. для размеров, не образующих соединения; $IT18$ используется для деталей из пластмасс.

Для каждого квалитета построены ряды допусков, в каждом из которых различные размеры имеют одинаковую относительную точность.

Таблица 1.1

Зависимость единиц допуска от номера квалитета

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

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре, которая во всех странах принята равной $+ 20^{\circ} \text{C}$ (ГОСТ 9249 – 59). Градуировку и аттестацию всех линейных и угловых мер и измерительных средств, а также точные измерения необходимо выполнять при нормальной температуре, отступления от нее не должны превышать допустимых значений принятых по ГОСТ 8.050 – 73. Температура детали и измерительного средства должна быть одинаковой, что достигается совместной их выдержкой в одинаковых условиях.

1.3.4. Ряды допусков диапазоны и интервалы размеров

Для каждого качества построены ряды допусков, в каждом из которых различные размеры имеют одну и ту же относительную точность, определяемую соответствующим значением коэффициента a . В системе ISO допуски установлены для размеров до 500 мм и свыше 500 до 3150 мм, а в ЕСДП, кроме того, для размеров свыше 3150 до 10000 мм (ГОСТ 25348-82).

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь, разбит на ряд интервалов и величины допусков приняты одинаковыми для всех номинальных размеров, объединенных в один интервал. Это сделано потому, что назначать допуск для каждого номинального размера нецелесообразно, так как таблицы допусков в этом случае получились бы громоздкими, а допуски смежных размеров отличались бы один от другого незначительно.

Полученную единицу допуска принимают постоянной для всех размеров, относящихся к данному интервалу.

Размеры по интервалам распределены таким образом, чтобы допуски, подсчитанные по крайним значениям размеров в каждом интервале, отличались от допусков, подсчитанных по среднему значению размера в том же интервале, не более чем на 5...7 %.

Весь диапазон номинальных размеров до 500 мм разбит на 13 интервалов, а диапазоны размеров свыше 500 до 3150 мм и свыше 3150 до 10000 мм – на восемь интервалов. Для полей допусков, образующих посадки с большими зазорами и натягами, введены дополнительные промежуточные интервалы. Увеличение числа интервалов для указанных посадок уменьшает колебания зазоров и натягов и делает посадки более определенными.

1.4. Основные отклонения валов и отверстий. Поля допусков. Посадки. Методика построения посадок. Отклонения размеров с неуказанными допусками, имеющие общие допуски. Обозначение полей допусков и посадок на чертежах

Каждое поле допуска представлено сочетанием двух независимых характеристик – величины допуска и его положения относительно номинального размера (основного отклонения). Под основным отклонением понимается одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относи-

тельно нулевой линии. В системах ISO и ЕСДП таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии. Для всех полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, основным (ближайшим) является верхнее отклонение (es или ES), для полей допусков, расположенных выше нулевой линии, основным (ближайшим) – нижнее отклонение (ei или EI). Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными. Основное отверстие обозначают буквой H , а основной вал – буквой h .

Для образования посадок с различными зазорами и натягами в системах ISO и ЕСДП для размеров до 500 мм предусмотрено 28 вариантов основных отклонений валов и отверстий. Основные отклонения отверстий и валов, принятые в системах ISO и ЕСДП приведены на рисунке 1.6. Основные отклонения, как правило, стандартизованы, как правило, независимо от допусков. В некоторых случаях, как видно из рисунка 1.6, основные отклонения в разных квалитетах различаются. Буквенные обозначения основных отклонений приняты в алфавитном порядке, начиная от отклонений, позволяющих получить наибольшие зазоры в соединении (отклонения a, A). Основные отклонения, введенные в систему ISO в качестве дополнения к системе ISA, обозначены двумя буквами. Это либо отклонения, занимающие промежуточное положение между двумя соседними отклонениями (обозначаются сочетанием букв соседних отклонений, например, отклонение cd располагается между отклонениями c и d), либо отклонения, располагающиеся за отклонением z и обозначаемые сочетанием буквы z с одной из начальных букв алфавита (последовательно a, b, c , например, za).

Буквой h обозначается верхнее отклонение вала равное нулю (основной вал), буквой H – нижнее отклонение отверстия равное нулю (основное отверстие). В системе отверстия основные отклонения от a до h предназначены для образования полей допусков валов в посадках с зазором, от p до zc – в посадках с натягом, переходные посадки получают при основных отклонениях js – n . Аналогично в системе вала основные отклонения от A до H предназначены для образования полей допусков отверстий в посадках с зазором, от P до ZC – в посадках с натягом, переходные посадки получают при основных отклонениях Js – N .

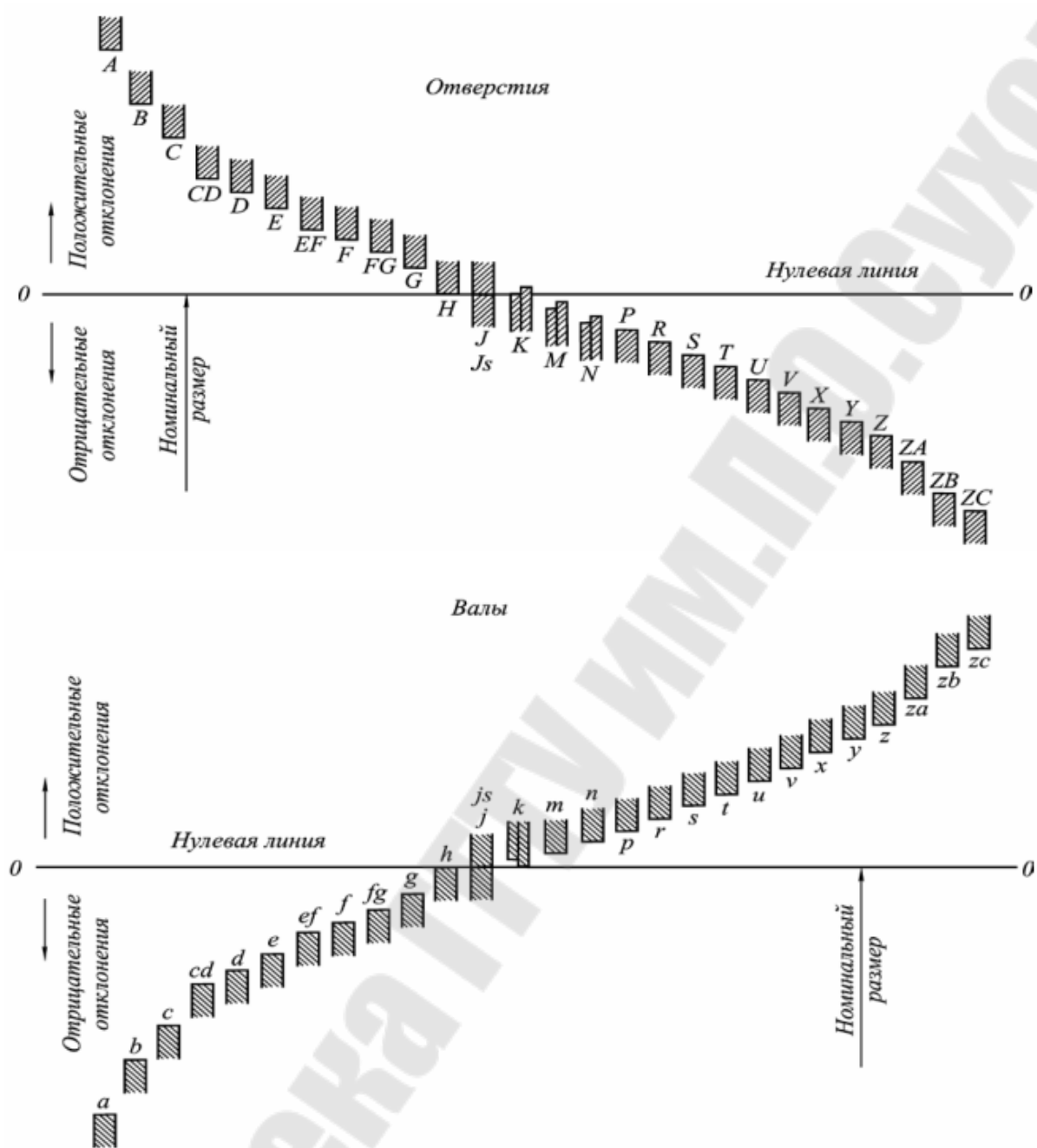


Рис. 1.6. Основные отклонения валов и отверстий

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

Исходными при построении системы были приняты основные отклонения валов. Основные отклонения отверстий построены таким образом, чтобы обеспечить образование посадок в системе вала, аналогичных посадкам в системе отверстия. Они равны по величине и противоположны знаку основным отклонениям валов, обозначаемых той же буквой:

$EI = -es$ для отверстий от A до H и валов от a до h ;

$ES = -ei$ для отверстий от J до ZC и валов от j до zc .

Это правило формулируется следующим образом – основное отклонение отверстия должно быть симметрично относительно нулевой линии основному отклонению вала, обозначенного той же буквой. Из этого правила сделано исключение для отверстий размеров свыше 3 мм с отклонениями J , K , M и N до $IT8$ и с отклонениями $P - ZC$ до $IT7$ включительно. Для них установлено специальное правило

$$ES = -ei + \Delta,$$

где Δ - поправочный коэффициент, который выбирается из таблиц ГОСТ 25346-89.

При образовании посадок из стандартных полей допусков используют отклонения, указанные в ГОСТ 25347-82, в которых поправка Δ уже внесена.

Значения основных отклонений валов и отверстий для размеров до 500 мм и основных отклонений валов и отверстий для размеров свыше 500 до 3150 мм приведены в ГОСТ 25346-89.

1.4.1. Поля допусков

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

Например.

Поля допусков валов: $h6; d10; js5$.

Для вала $\varnothing 40h8$ – вал с номинальным размером диаметра 40 мм, полем допуска $h8$ (основным отклонением h ($es=0$), качество – 8);

Поля допусков отверстий: $H6; D10; Js5$.

Для отверстия $\varnothing 50S7$ – отверстие с номинальным размером диаметра 50 мм, полем допуска $S7$ (основное отклонение – S , квалитет – 7).

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

Но не все поля допусков имеют технический смысл. Кроме того, применение всех полей допусков экономически неприемлемо, так как привело к чрезмерному усложнению инструментального хозяйства. Поэтому система ИСО и ЕСДП базируется на применении ограниченного отбора полей допусков.

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

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

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

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

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

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

1.4.2. Посадки. Методика построения посадок

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

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

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

Конструктор назначает посадки в виде определенного сочетания полей допусков отверстия и вала, причем номинальный размер отверстия и вала является общим (одинаковым) $D=d$ и называется номинальным размером соединения. Посадки могут быть назначены в системе отверстия (CH) или в системе вала (Ch). Выбор системы диктуется конструктивными, технологическими или экономическими соображениями.

В **системе отверстия** посадки производятся между отверстием с основным отклонением H ($H6$; $H7$; $H8$ и т.д.) и валами с различными основными отклонениями от a до z ($f7$; $m6$; $n5$; $p6$; $u7$ и другие).

В **системе вала** посадки осуществляются между валом с основным отклонением h ($h6$; $h7$; $h8$ и т.д.) и отверстиями с различными основными отклонениями от A до Z ($F8$; $M7$; $N6$; $P6$; $U5$ и другие).

Из двух систем предпочтительной является CH , поскольку стоимость обработки точного отверстия выше, чем точного вала, так как для производства разных по точности отверстий в системе Ch требуется множество мерных режущих инструментов (сверл, зенкеров, разверток, протяжек и т.д.) и средств контроля.

Система вала применяется реже, только в экономически обоснованных случаях:

- на валах, изготовленных из калиброванного холоднотянутого прутка без обработки резанием посадочных поверхностей;
- в соединении длинного участка вала одного номинального размера с отверстиями в разных деталях с различными характеристиками посадки;
- в соединениях стандартных деталей и узлов, выполненных в системе вала (наружное кольцо подшипника, шпонка по ширине и др.).

Посадки могут быть основными и комбинированными (внесистемными).

Признаки основной посадки:

- 1) поля допусков отверстия и вала принадлежат одной системе;
- 2) экономическая точность отверстия и вала должна быть одинаковой (номера квалитетов одинаковы или квалитет отверстия на

единицу больше, чем квалитет вала для посадок с натягом и переходных).

Комбинированной будет называться посадка, в которой не выполняются оба признака основной посадки или один из них. Назначаться комбинированные посадки могут в случае, если поле допуска одной из сопрягаемых деталей определяется соединением с третьей, чаще всего стандартной деталью или узлом. Например, в соединении гладкого вала с распорной втулкой, поле допуска вала ($k6$) зависит от характера его соединения с подшипником ($L0/k6$). Тогда для образования зазора, обеспечивающего легкость сборки в соединении вал – распорная втулка, на отверстие во втулке требуется назначить, например, поле допуска $F8$. Таким образом, получится посадка $F8/k6$ – внесистемная (основное отклонение отверстия – F из системы вала, основное отклонение вала – k из системы отверстия) и комбинированная по квалитетам – $IT8$ для отверстия, $IT6$ – для вала.

1.4.3. Отклонения размеров с неуказанными допусками, имеющие общие допуски

Предельные отклонения, не указанные непосредственно после номинальных размеров на чертеже, а оговоренные общей записью в технических требованиях чертежа, называются неуказанными предельными отклонениями.

Такие отклонения используются для размеров низкой точности, то есть размеров несопрягаемых поверхностей в неответственных соединениях. До 01.01.04 использовался ГОСТ 25670, замененный межгосударственным стандартом ГОСТ 30893.1-2002 “ОНВ. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками”.

Общий допуск размера определяется предельными отклонениями линейных или угловых размеров, указанными на чертеже общей записью, то есть когда предельные отклонения (допуски) не указаны индивидуально у соответствующих номинальных размеров.

Стандарт при новом проектировании отдает предпочтение **симметричным отклонениям**, однако, учитывая опыт обработки деталей в машиностроении и ранее используемые принципы задания предельных отклонений, в приложении к стандарту даны дополнительные варианты задания предельных отклонений «в тело» детали. Неуказанные предельные отклонения допускается назначать односто-

ронными «в тело» материала: для валов от нуля в минус $-t$, (h); для отверстий – от нуля в плюс $+t$, (H).

Для длин, глубин, межосевых расстояний, радиусов общие допуски – симметричные $\pm t/2$, ($\pm IT/2$).

Классификация конструктивных элементов деталей по трем группам показана на рисунке 1.7.

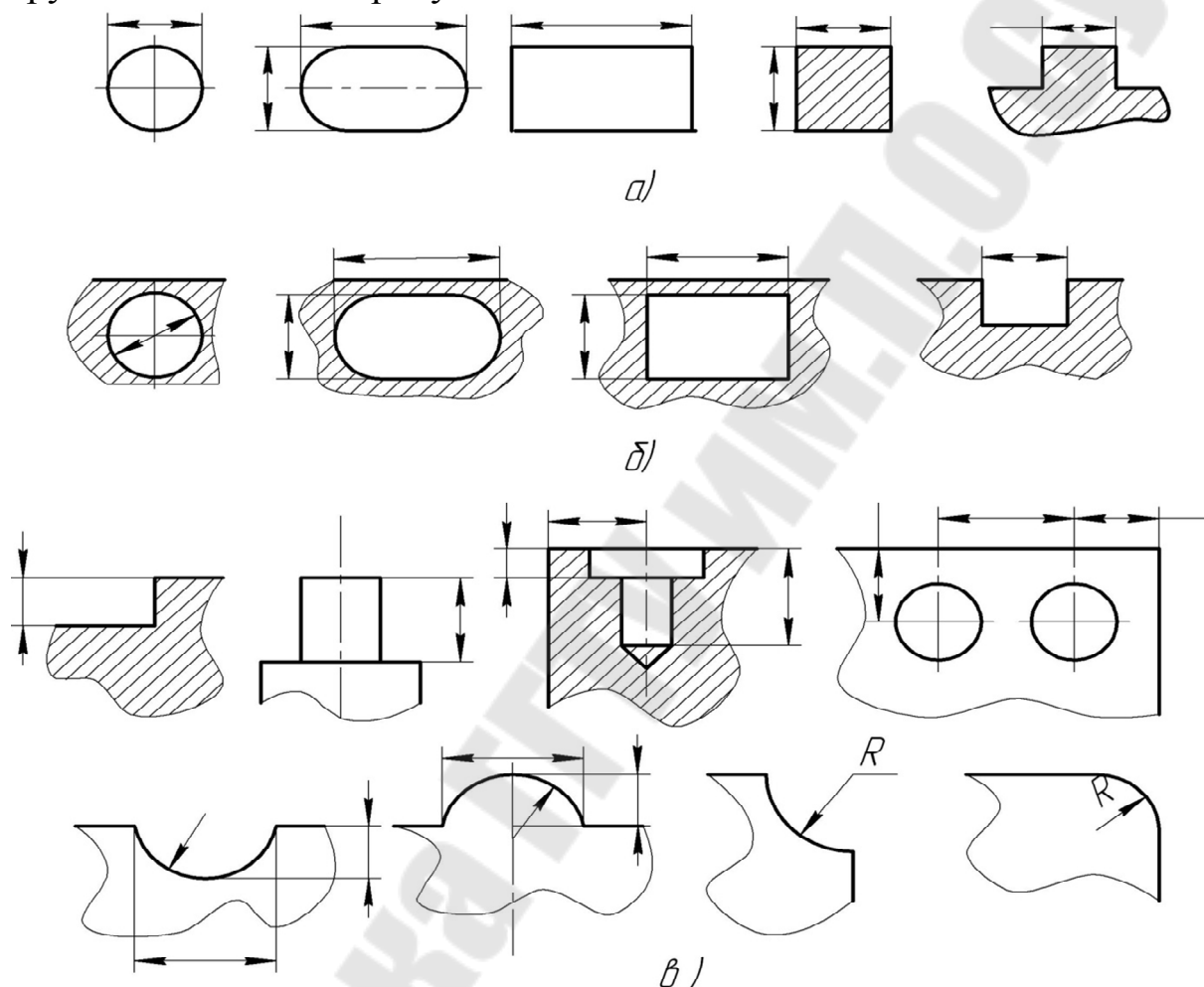


Рис. 1.7. Классификация конструктивных элементов деталей:
а – валы; *б* – отверстия; *в* – элементы деталей,
 не относящиеся к отверстиям и валам

Общие допуски применяются:

- для линейных размеров (наружных, внутренних, межосевых расстояний,
- уступов, наружных радиусов закруглений, размеров фасок);

- угловых размеров, включая прямые углы 90° ;
- линейных и угловых размеров, получаемых при обработке деталей в сборе.

Общие допуски не применяются для:

- для справочных размеров;
- номинальных (теоретически точных) размеров, заключенных в прямоугольные рамки.

Общие допуски установлены по четырем классам точности: точный (*f*), средний (*m*), грубый (*c*), очень грубый (*v*). При выборе класса точности следует учитывать обычную (экономическую) точность соответствующего производства и функциональные требования к детали.

В машиностроении получил широкое применение средний класс (*m* или 14 квалитет); в приборостроении и авиации – точный (*f* или 12 квалитет), для крупногабаритных изделий – грубый (*c* или 16 квалитет), а также очень грубый (*v* или 17 квалитет).

Ссылка на общие допуски должна содержать номер настоящего стандарта и буквенное обозначение класса точности по данному стандарту.

Варианты задания общих допусков по среднему классу точности:

Основные варианты:

1. Общие допуски по ГОСТ 30893.1-*m*;
2. ГОСТ 30893.1-*m*.

Дополнительные варианты:

3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14; h14; \pm t_2/2$;
4. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $H14; h14; \pm IT14/2$;
5. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: $+ t_2; - t_2; \pm t_2/2$.

Предпочтение следует отдавать основным вариантам 1 и 2, следующие варианты приближены к ранее применяемым.

Применение односторонних предельных отклонений для размеров отверстий и валов по квалитетам ГОСТ 25346 или классам точности ГОСТ 25670 должны соответствовать рекомендациям (приложение А ГОСТ 30893.1).

С 01.01.2004 г. принят ГОСТ 30893.2-02 “ОНВ. Общие допуски. Допуски формы и расположение поверхностей, неуказанные индивидуально”.

Преимущества применения общих допусков:

- легче читаются чертежи;
- сокращается время работы конструктора;
- облегчается управление качеством, так как размеры с общими допусками контролируются только выборочно;
- упрощается работа служб снабжения и субподрядчиков по заключению договоров; так как видна обычная производственная точность.

При внедрении данного стандарта предприятию рекомендуется:

- определить путем измерений, какова для него производственная точность;
- контролировать выборочно размеры с общими допусками, чтобы убедиться, что производственная точность не отклоняется от первоначальной.

Выход размеров деталей за общий допуск не должен вести к их забракованию, если не нарушены функциональные требования к детали. Если для отдельных размеров необходимы меньшие или большие допуски, то соответствующие предельные отклонения необходимо указывать непосредственно у размера.

1.4.4. Назначение и расчет посадок с зазором, переходных и натягом для гладких цилиндрических соединений

Посадка с зазором может быть образована сопряжением отверстий и валов как одного, так и разных квалитетов. Кроме основных посадок с зазором подбором различных сочетаний полей допусков отверстий и валов можно образовать большое число комбинированных посадок с зазором.

Посадки с зазором применяются в механизмах, сопряженные детали которых имеют относительное перемещение. Условия работы подвижных соединений чрезвычайно разнообразны, они определяются характером взаимного перемещения сопрягаемых деталей, величиной и направлением действующей нагрузки, способом подачи смазки, температурным режимом и т.д.

Рассмотрим расчет посадки с зазором на примере посадки $\text{Ø}45\text{H}7/\text{g}6$.

1. По табл. ГОСТ 25347 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($\text{H}7$) и для поля допуска вала ($\text{g}6$): $EI = 0$; $ES = 25$ мкм; $es = -9$ мкм; $ei = -25$ мкм.

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 45 + 0,025 = 45,025 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 45 + 0 = 45 \text{ мм},$$

$$d_{\max} = d + es = 45 + (-0,009) = 44,991 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 45 + (-0,025) = 44,975 \text{ мм}.$$

3. Рассчитаем наибольший и наименьший зазоры в сопряжении:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 45,025 - 44,975 = 0,050 \text{ мм},$$

$$S_{\max} = ES - ei = 25 - (-25) = 50 \text{ мкм} = 0,050 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 45 - 44,991 = 0,009 \text{ мм},$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-9) = 9 \text{ мкм} = 0,009 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,050 - 0,009 = 0,041 \text{ мм}.$$

Проверка

$$TS = TD + Td = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = -9 - (-25) = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}.$$

Переходные посадки применяются в неподвижных разъемных соединениях деталей, когда требуется обеспечить центрирование и возможность сборки и разборки соединения в процессе эксплуатации и ремонта. Неподвижность деталей в соединении обеспечивается дополнительными средствами крепления: шпонками, штифтами, стопорными винтами и кольцами и другими крепежными деталями. Сочетание высокой точности центрирования с относительной легкостью сборки и разборки соединения возможно лишь при небольших зазорах и натягах.

Поэтому рекомендуемые переходные посадки предусмотрены только в 4-8 квалитетах.

Рассмотрим расчет переходной посадки $\text{Ø}35\text{H}7/\text{k}6$. Порядок расчета в принципе аналогичен предыдущему.

1. По табл. ГОСТ 25347-82 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($\text{H}7$) и для поля допуска вала ($\text{k}6$):

$$EI = 0; ES = 25 \text{ мкм}; es = 18 \text{ мкм}; ei = 2 \text{ мкм}.$$

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max} = D + ES = 35 + 0,025 = 35,025 \text{ мм},$$

$$D_{\min} = D + EI = 35 + 0 = 35 \text{ мм},$$

$$d_{\max} = d + es = 35 + 0,018 = 35,018 \text{ мм},$$

$$d_{\min} = d + ei = 35 + 0,002 = 35,002 \text{ мм}$$

3. Рассчитаем наибольший зазор и наибольший натяг в сопряжении:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 35,025 - 35,002 = 0,023 \text{ мм},$$

$$S_{max} = ES - ei = 25 - 2 = 23 \text{ мкм} = 0,023 \text{ мм},$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 35,018 - 35 = 0,018 \text{ мм},$$

$$N_{max} = es - EI = 18 - 0 = 18 \text{ мкм} = 0,018 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки:

$$TS(TN) = S_{max} + N_{max} = 0,023 + 0,018 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$\text{Проверка: } TS(TN) = TD + Td = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei = 18 - 2 = 16 \text{ мкм} = 0,016 \text{ мм}.$$

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных или редко разбираемых соединений. Неподвижность соединений при этих посадках достигается, как правило, лишь за счет сил трения, возникающих на сопрягаемых поверхностях деталей вследствие их деформации при сборке. В ряде случаев при передаче очень больших нагрузок в соединениях с натягом дополнительно могут использоваться крепежные детали: винты, штифты, шпонки и т.п.

Сборка деталей в зависимости от конструкции, размеров и величины требуемого натяга может осуществляться под прессом при нормальной температуре (продольная запрессовка), а также с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой деталей (способ термических деформаций, или поперечной запрессовки).

Рассмотрим расчет посадки с натягом $\text{Ø}60H7/t6$.

1. По табл. ГОСТ 25347 определим предельные отклонения для поля допуска отверстия ($H7$) и для поля допуска вала ($t6$):

$$EI = 0; ES = 30 \text{ мкм}; es = 85 \text{ мкм}; ei = 66 \text{ мкм}.$$

2. Определим предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{max} = D + ES = 60 + 0,030 = 60,030 \text{ мм},$$

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

$$d_{max} = d + es = 60 + 0,085 = 60,085 \text{ мм},$$

$$d_{min} = d + ei = 60 + 0,066 = 60,066 \text{ мм}.$$

3. Рассчитаем наибольший и наименьший натяги в сопряжении:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 60,085 - 60 = 0,085 \text{ мм},$$

$$N_{max} = es - EI = 85 - 0 = 85 \text{ мкм} = 0,085 \text{ мм}.$$

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 60,066 - 60,030 = 0,036 \text{ мм}.$$

$$N_{min} = ei - ES = 66 - 30 = 36 \text{ мкм} = 0,036 \text{ мкм}.$$

4. Рассчитаем допуск посадки

$$TN = N_{max} - N_{min} = 0,085 - 0,036 = 0,049 \text{ мм} .$$

Проверка: $TN = TD + Td = 0,030 + 0,019 = 0,049 \text{ мм}.$

$$TD = D_{max} - D_{min} = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм} = 0,030 \text{ мм}.$$

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei = 85 - 66 = 19 \text{ мкм} = 0,019 \text{ мм}.$$

2. Методы и средства контроля гладких цилиндрических деталей

2.1. Контроль калибрами, их назначение, классификация и правила пользования. Конструкции калибров

Для выполнения операций технического контроля, особенно в массовом и крупносерийном производстве, рабочие и контролеры отделов технического контроля (ОТК) широко используют калибры.

Калибр – средство контроля, воспроизводящее геометрические параметры элементов изделия, определяемые заданными предельными линиями или угловыми размерами, и контактирующее с элементами изделия по поверхностям, линиям или точкам. Под элементом изделия понимается конструктивно-законченная часть изделия. Например: вал, отверстие, паз, выступ, резьба и т.д.

Калибры – это специальная технологическая оснастка, предназначенная для оценки годности деталей и изделий машиностроения (допусковый контроль).

Контроль калибрами ведет к определенному ужесточению допуска на изготовление детали по сравнению с табличной величиной. Контроль калибрами имеет выше производительность, чем измерение действительных размеров деталей измерительными средствами. Однако проектирование и изготовление калибров экономически выгодно в крупносерийном и массовом производстве.

С помощью калибров ведется рассортировка деталей на годные и негодные (брак). Калибры не определяют числовое значение (действительный размер) контролируемого параметра, а лишь устанавливают, входит ли элемент изделия в границы предельных размеров. Различают исправимый брак, когда валы выполнены с завышенными размерами, а отверстия – с заниженными, и неисправимый брак, когда размеры валов занижены, а размеры отверстия – завышены.

Применяются калибры для контроля гладких цилиндрических поверхностей, для конусных, резьбовых, шпоночных и шлицевых поверхностей, а также для контроля расположения поверхностей.

Различают калибры нормальные и предельные.

Нормальный калибр – калибр, воспроизводящий заданный линейный или угловой размер и форму сопрягаемой с ним поверхности контролируемого элемента изделия, т.е. калибр имеет только проходную сторону.

Нормальные калибры (шаблоны, калибры расположения) используют для контроля деталей со сложным профилем поверхностей. О годности детали судят по величине зазора между ее контуром и нормальным калибром на равномерность просвета или под щуп.

Предельный калибр – калибр, воспроизводящий проходной и непроходной пределы геометрических параметров изделия, т.е. эти калибры имеют проходную (ПР) и непроходную (НЕ) стороны (рис.2.1).

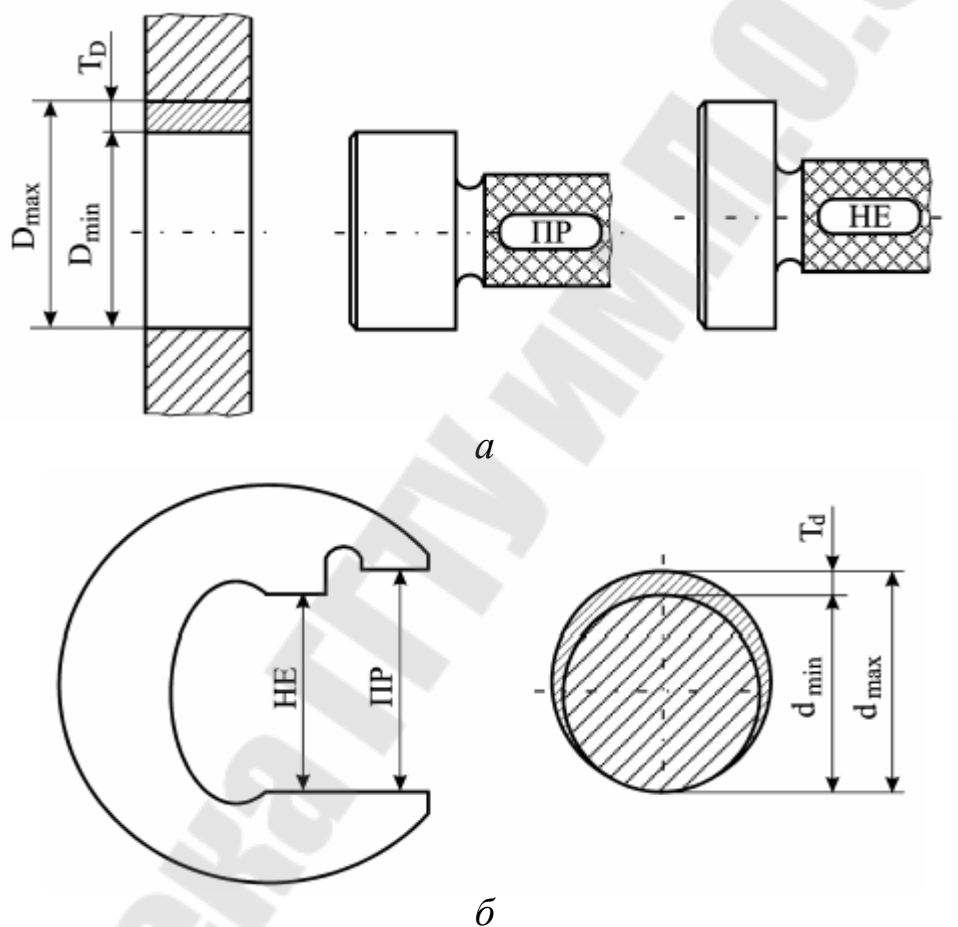


Рис. 2.1. Схемы контроля гладкими предельными калибрами отверстия (а) и вала (б)

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

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

Проверяемое изделие считают годным, если проходной калибр проходит, а непроходной калибр не проходит в проверяемое изделие.

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

К предельным калибрам относятся гладкие калибры для контроля валов и отверстий, резьбовые калибры и другие.

По назначению калибры разделяют:

- на **рабочие**, предназначенные для проверки размеров деталей рабочими и контролерами ОТК;

- **приемочные** – обычно это изношенные рабочие калибры (их размеры в пределах допуска на износ), используют их представители заказчика;

- **контрольные** (контркалибры), использующиеся для проверки размеров рабочих и приемочных калибров и для установки размера регулируемой скобы.

Для контроля наружных (охватываемых) поверхностей валов применяют калибры-скобы, а для контроля внутренних (охватывающих) поверхностей отверстий – калибры-пробки.

Калибры-скобы могут быть регулируемые и нерегулируемые. Регулируемые калибры-скобы допускают переналадку на другой размер (за счет подвижной вставки) или восстановление размера проходной стороны по мере ее износа. Нерегулируемые скобы применяют более широко, так как они имеют жесткую конструкцию, дешевле и проще в производстве.

2.2. Конструкции и технические требования к калибрам

В конструкции калибров соблюдается принцип подобия (принцип **Тейлора**), согласно которому по своей форме калибры являются прототипом сопрягаемой детали. Это обеспечивает собираемость деталей, входящих в соединение. Проходная сторона калибра контролирует в комплексе все погрешности элемента изделия, а непроходная сторона проверяет отдельно, не нарушен ли непроходной предел (не чрезмерно ли удален при обработке металл).

Калибры для контроля валов обычно выполняют в виде скоб, так как кольца неудобны для использования и сложны в изготовлении. Рекомендуется проверять валы в нескольких сечениях по длине и не менее чем в двух взаимно перпендикулярных направлениях каждо-

го сечения, чтобы оценить погрешность формы контролируемой детали.

Проходная пробка выполняется большей длины (равной длине отверстия), чем непроходная и должна свободно проходить под действием силы тяжести в годное отверстие. Непроходная пробка не должна входить в отверстие. Конструкция калибров должна быть удобной в эксплуатации, жесткой, обеспечивать высокую точность и износоустойчивость. Технические требования на калибры оговариваются в ГОСТ 2015. Обеспечиваются необходимые требования выбором материала калибра (сталь *ШХ* и, *ШХ15*; *У10А*; *У12А* и др.), термообработкой – закалкой до *HRC 57...63*, применением износостойких покрытий (хромирование) или вставок из твердого сплава.

На каждом калибре должна быть маркировка, включающая следующие требования:

- номинальный размер контролируемого отверстия (вала),
- условное обозначение поля допуска заданного размера,
- числовые величины предельных отклонений контролируемого отверстия (вала) в мм,
- обозначение типа калибра: **ПР** или **НЕ**;
- товарный знак предприятия-изготовителя (на калибрах для собственных нужд не указывается).

Маркировка производится на лыске ручки пробки или на переднем торце вставки, у скобы – на лицевой стороне.

Примеры оформления чертежей представлены: на рисунке 2.2 калибра-пробки, а на рисунке 2.3 – калибра-скобы.

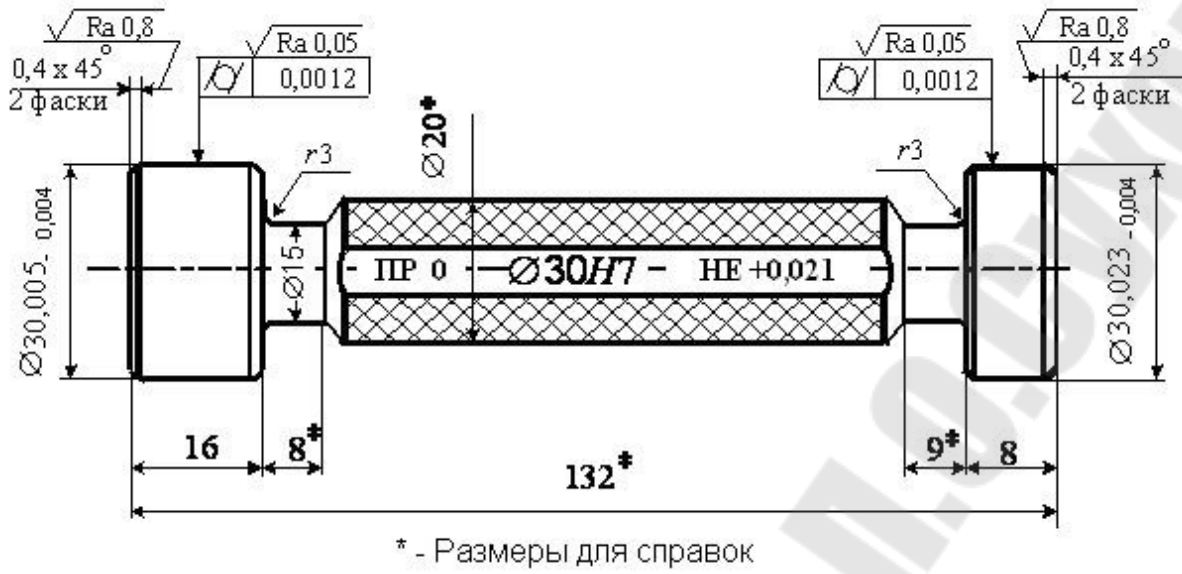


Рис. 2.2. Пробка 8133 – 0994 H7, ГОСТ 14810–69

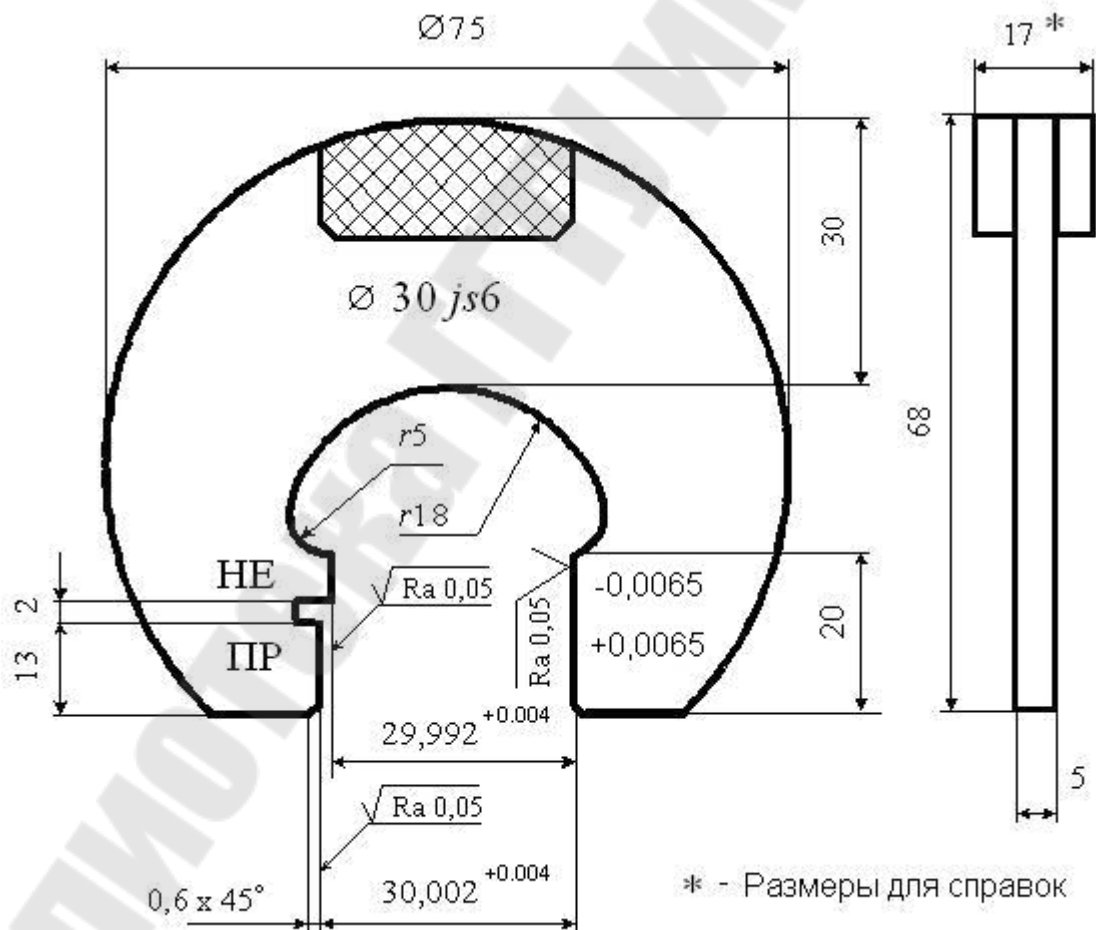


Рис. 2.3. Скоба 8133–0122 js6, ГОСТ 18360–93

2.3. Схемы расположения полей допусков калибров. Расчет предельных и исполнительных размеров калибров

Исполнительным размером калибра является размер, по которому изготавливается новый калибр. Допуски на изготовление калибра задаются «в тело» калибра в виде одностороннего отклонения: положительного для скобы и отрицательного для пробки. Номинальными размерами проходных калибров **ПР** и непроходных **НЕ** служат соответственно предельные размеры детали.

Номинальный размер проходного калибра **ПР** соответствует максимуму материала проверяемого объекта, т.е. для вала – наибольшему предельному размеру, а для отверстия – наименьшему предельному размеру.

Номинальный размер непроходного калибра **НЕ** соответствует минимуму материала проверяемого объекта, т.е. для вала – наименьшему предельному размеру, а для отверстия – наибольшему предельному размеру.

Допуски на изготовление и износ гладких калибров заданы в ГОСТ 24853 «Калибры гладкие для размеров до 500мм. Допуски». Приняты условные обозначения полей допусков **H** – для пробок и **H₁** – для скоб. Значение допуска калибра зависит от номинального размера детали и качества контролируемого размера.

У всех проходных калибров поля допусков (**H** и **H₁**) сдвинуты внутрь поля допуска детали: на величину **Z** – для калибров-пробок и **Z₁** – для калибров-скоб. Для номинальных размеров свыше 180 мм поле допуска непроходного калибра также смещается внутрь поля допуска детали на величину **α** – для пробок и **α₁** – для скоб. Для размеров до 180 мм **α = α₁ = 0**. Это связано с тем, что с увеличением размеров деталей погрешность контроля калибрами увеличивается за счет появления значительных упругих деформаций контрольных инструментов.

Для проходных калибров предусматривается допуск на износ, который отражает средневероятный износ калибра. Для калибров до 8-го качества допуск на износ выходит за границу поля допуска детали на величину **Y** – для пробок и **Y₁** – для скоб. Для калибров более грубых качеств (9...17) износ ограничивается проходным пределом, т.е. **Y = Y₁ = 0**. Эксплуатация калибра возможна в пределах гра-

ницы износа. Этими калибрами пользуются представители заказчика и их называют **приемочными калибрами**.

При эксплуатации калибров-скоб контроль их годности осуществляется с помощью контркалибров, по форме соответствующих валу. Контркалибры имеют допуски на изготовление H_p , которые располагаются симметрично относительно середины полей допусков калибров на изготовление и границы износа. Схемы расположения полей допусков калибров показаны на рисунках 2.4 и 2.5. Контркалибры изготавливаются в виде шайб в комплекте из 3-х штук, так как проверяют проходную сторону рабочего калибра (**К-ПР**), износ проходной стороны (**К-И**) и непроходную сторону (**К-НЕ**).

Контрольные калибры целесообразно изготавливать только на специализированных предприятиях, выпускающих скобы большими партиями. В остальных случаях контроль скоб выполняется блоками из концевых мер длины.

Исполнительные размеры калибров, согласно соответствующей схеме расположения полей допусков, подсчитываются по формулам таблицы 2.1.

Пример. Определить предельные и исполнительные размеры калибров для контроля вала $\varnothing 90k6$.

По ГОСТ 25347 находим предельные отклонения вала:

$$es = +25 \text{ мкм}, ei = +3 \text{ мкм}.$$

Наибольший и наименьший предельные размеры вала:

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

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

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

$$H_1 = 6 \text{ мкм},$$

$$Z_1 = 5 \text{ мкм},$$

$$Y_1 = 4 \text{ мкм},$$

$$H_p = 2,5 \text{ мкм},$$

$$\alpha_1 = 0.$$

Наименьший размер проходного нового калибра – скобы:

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

Наибольший размер изношенного проходного калибра – скобы:

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

Наименьший размер непроходного калибра – скобы:

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

Исполнительные размеры для простановки на чертеже:

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

Размеры контрольных калибров:

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

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

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

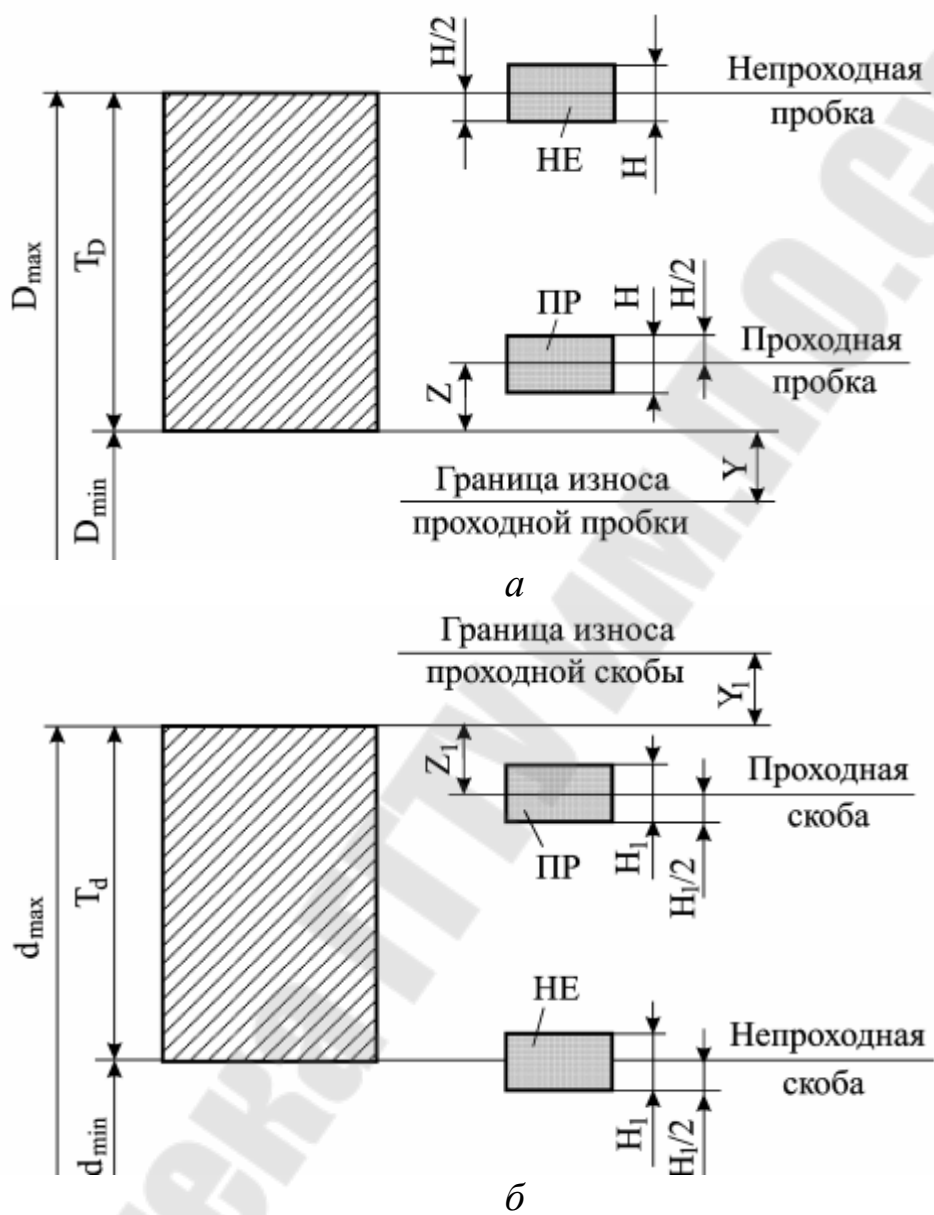


Рис. 2.4. Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по $IT6-IT8$

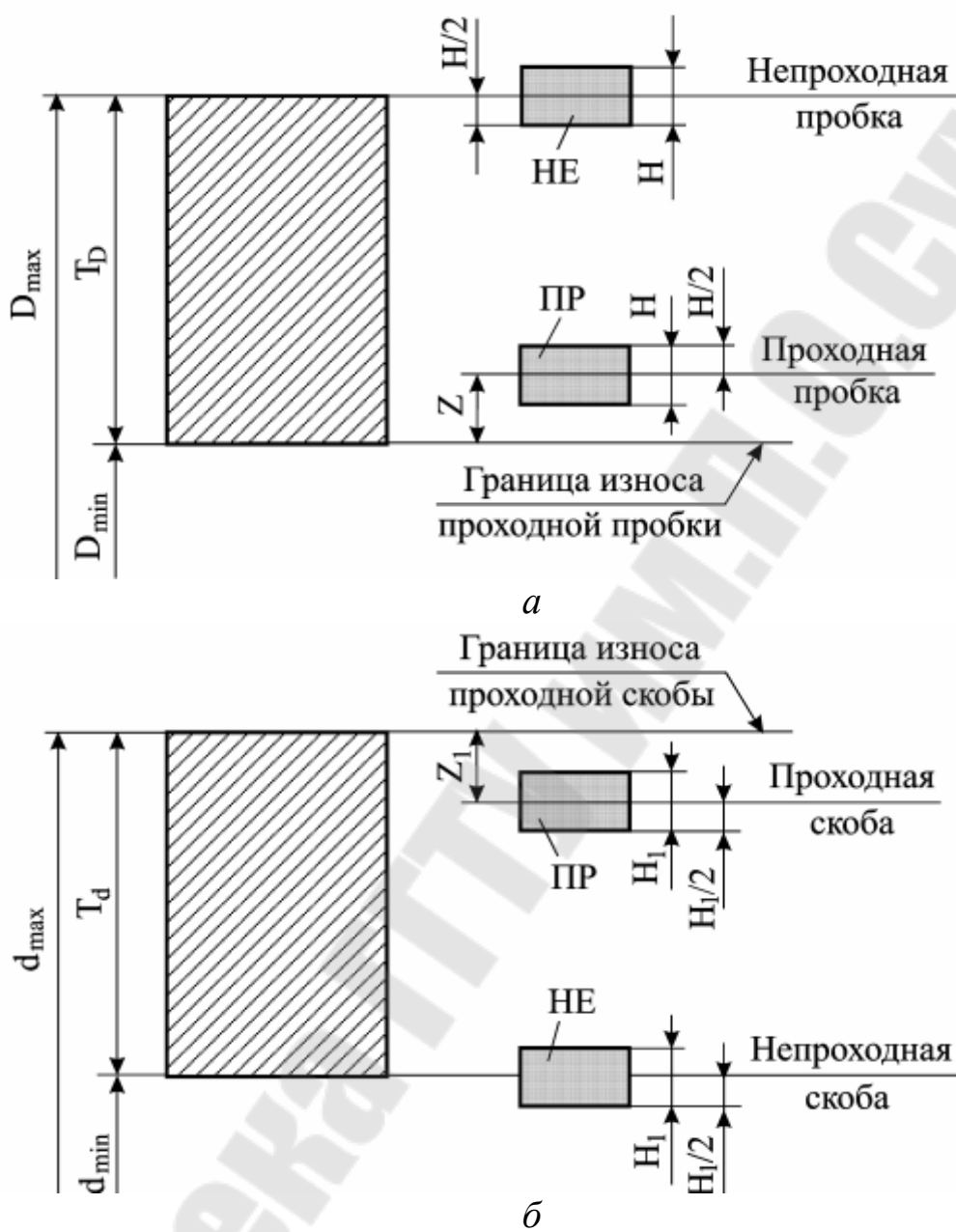


Рис. б2.5. Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по IT9-IT17

Таблица 2.1

**Формулы для расчета предельных и исполнительных
размеров калибров**

Вид калибра	Контролируемый размер	
	до 180 мм	свыше 180 мм
Пробки	<p>предельные размеры</p> $ПР_{\max} = (D_{\min} + Z + H/2)$ $ПР_{\min} = (D_{\min} + Z - H/2)$ $ПР_{\text{изн}} = (D_{\min} - Y)$ $НЕ_{\max} = (D_{\max} + H/2)$ $НЕ_{\min} = (D_{\max} - H/2)$ <p>исполнительные размеры (d)*</p> $ПР = (D_{\min} + Z + H/2)_{-H}$ $НЕ = (D_{\max} + H/2)_{-H}$	<p>предельные размеры</p> $ПР_{\max} = (D_{\min} + Z + H/2)$ $ПР_{\min} = (D_{\min} + Z - H/2)$ $ПР_{\text{изн}} = (D_{\min} - Y + \alpha)$ $НЕ_{\max} = (D_{\max} - \alpha + H/2)$ $НЕ_{\min} = (D_{\max} - \alpha - H/2)$ <p>исполнительные размеры (d)*</p> $ПР = (D_{\min} + Z + H/2)_{-H}$ $НЕ = (D_{\max} - \alpha + H/2)_{-H}$
Скобы	<p>предельные размеры</p> $ПР_{\max} = (d_{\max} - Z_1 + H_1/2)$ $ПР_{\min} = (d_{\max} - Z_1 - H_1/2)$ $ПР_{\text{изн}} = (d_{\max} + Y_1)$ $НЕ_{\max} = (d_{\min} + H_1/2)$ $НЕ_{\min} = (d_{\min} - H_1/2)$ <p>исполнительные размеры (D)*</p> $ПР = (d_{\max} - Z_1 - H_1/2)^{+H_1}$ $НЕ = (d_{\min} - H_1/2)^{+H_1}$	<p>предельные размеры</p> $ПР_{\max} = (d_{\max} - Z_1 + H_1/2)$ $ПР_{\min} = (d_{\max} - Z_1 - H_1/2)$ $ПР_{\text{изн}} = (d_{\max} + Y_1 - \alpha_1)$ $НЕ_{\max} = (d_{\min} + \alpha_1 + H_1/2)$ $НЕ_{\min} = (d_{\min} + \alpha_1 - H_1/2)$ <p>исполнительные размеры (D)*</p> $ПР = (d_{\max} - Z_1 - H_1/2)^{+H_1}$ $НЕ = (d_{\min} + \alpha_1 - H_1/2)^{+H_1}$
Контр-калибры	<p>исполнительные размеры (d)</p> $К-И = (d_{\max} + Y_1 + H_P/2)_{-H_P}$ $К-ПР = (d_{\max} - Z_1 + H_P/2)_{-H_P}$ $К-НЕ = (d_{\min} + H_P/2)_{-H_P}$	<p>исполнительные размеры (d)</p> $К-И = (d_{\max} + Y_1 - \alpha_1 + H_P/2)_{-H_P}$ $К-ПР = (d_{\max} - Z_1 + H_P/2)_{-H_P}$ $К-НЕ = (d_{\min} + \alpha_1 + H_P/2)_{-H_P}$

3. Нормирование точности формы и расположения поверхностей элементов деталей

Поверхности изделий, полученные после окончательной обработки, всегда отличаются от номинальных поверхностей, заданных чертежом и технической документацией, как по форме, так и расположению и, кроме того, имеют шероховатость или ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров. Например, вместо цилиндрического вала получается вал конусообразный или бочкообразной формы, торцовые поверхности которого не перпендикулярны оси вала.

Отклонения формы и расположения поверхностей деталей машин и механизмов снижают точность взаимного расположения составных частей, точность их относительного перемещения при работе, повышают износ из-за нарушения целостности смазочного слоя и местного возрастания контактных напряжений, отрицательно влияют на прочность соединений с натягом. Поэтому все отклонения формы и расположения поверхностей ограничиваются допусками. Нормирована также и шероховатость поверхности. Отклонения формы и расположения поверхностей принято обозначать буквой Δ , а допуск формы и расположения поверхностей – T . Участок поверхности или линии, к которому относится допуск или отклонения формы или расположения поверхностей называют нормированным участком. Нормированный участок обозначают буквой L .

3.1. Виды нормируемых отклонений формы поверхностей и знаки, используемые при указании на чертеже допускаемых отклонений

Под отклонением формы поверхности (или профиля) понимают отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). Реальная поверхность – поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды. Реальный профиль – профиль, получаемый при сечении реальной поверхности плоскостью. Номинальная поверхность – идеальная поверхность, номинальная форма которой задана чертежом или другой технической документацией. Номинальный профиль – это профиль сечения номинальной поверхности плоско-

стью. Шероховатость поверхности не включается в отклонение формы, а волнистость включается и нормируется дополнительно, если допуск волнистости меньше допуска формы. Отсчет отклонений формы поверхности осуществляется от прилегающей поверхности, имеющей форму номинальной поверхности, соприкасающейся с реальной поверхностью и расположенной вне материала детали так, что отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение, Аналогично оценивается отклонение формы профиля.

Для нормирования отклонения формы устанавливаются как дифференцированные (элементарные), так и комплексные (суммарные) показатели. Параметром для количественной оценки отклонения формы по ГОСТ 24642 является наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей поверхности по нормам и последней в пределах нормируемого участка L .

Допуском формы называется наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

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

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

3.1.1. Отклонения формы плоских поверхностей

Точность изготовления плоских поверхностей определяется комплексными показателями – отклонением от прямолинейности в плоскости (сечении) и отклонением от плоскостности. Отклонение от прямолинейности в плоскости – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой (рис.3.1). Примеры обозначения допуска на отклонение от прямолинейности приведены на рисунке 3.2.

Отклонение от плоскостности – наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости (рис.3.3).

Примеры обозначения допуска на отклонение от плоскостности приведены на рисунке 3.4.

Частными видами отклонения от прямолинейности в плоскости и отклонения от плоскостности являются выпуклость и вогнутость.

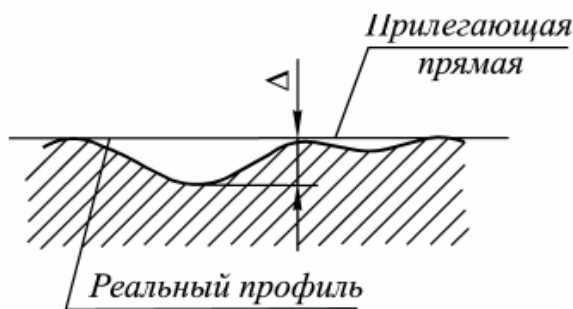
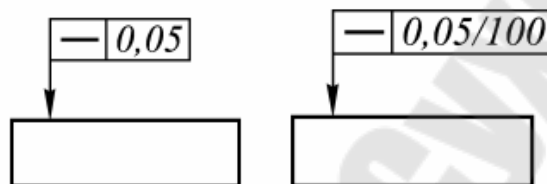


Рис. 3.1. Отклонение от прямолинейности в плоскости



а б

Рис. 3.2. Обозначение допуска на отклонение от прямолинейности: а – на всей длине; б – на 100 мм

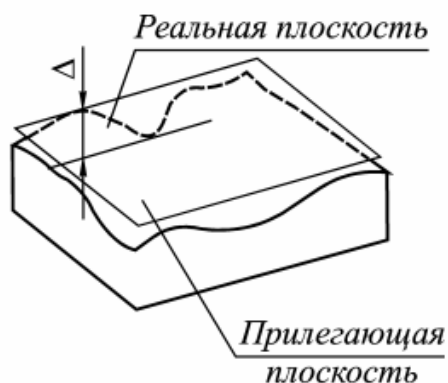
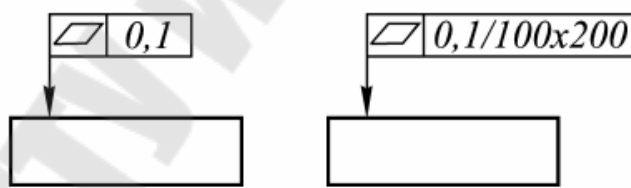


Рис. 3.3. Отклонение от плоскостности



а б

Рис. 3.4. Обозначение допуска на отклонение от плоскостности: а – на всей длине; б – на 100x200 мм

3.1.2. Отклонения формы цилиндрических поверхностей

Точность формы цилиндрических поверхностей определяется отклонением контура в поперечном сечении и отклонением образующей цилиндра в продольном сечении.

Комплексным показателем отклонения формы в поперечном сечении является отклонение от круглости, определяемое как наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис.3.5). Частными видами отклонения от круглости являются овальность (рис. 3.5,б) и огранка (рис. 3.5,в). На рисунке 3.6 представлено обозначение допуска на отклонение от круглости.

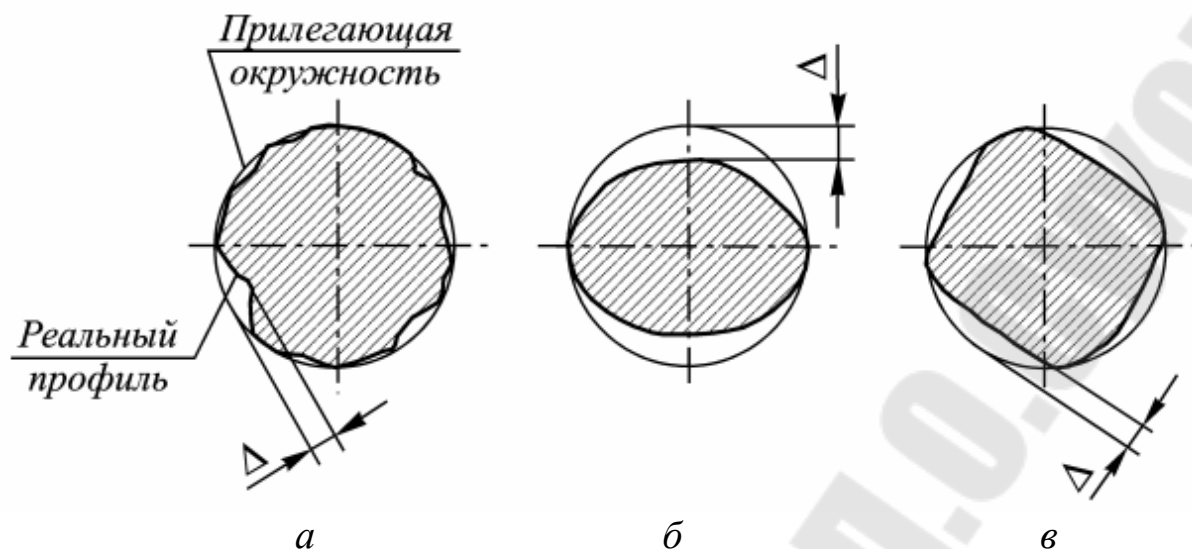


Рис. 3.5. Отклонение от круглости и ее частые виды:
a – общий случай; частные виды: *б* – овальность; *в* – огранка

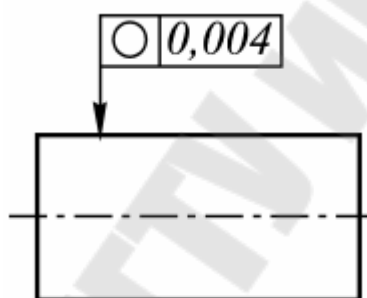


Рис. 3.6. Обозначение допуска на отклонение от круглости

Комплексным показателем отклонения формы в продольном сечении является отклонение профиля продольного сечения, определяемое как наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности, лежащих в плоскости продольного сечения, до соответствующей стороны прилегающего профиля (рис.3.7).

Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность (рис. 3.7, *б*), бочкообразность (рис. 3.7,*в*) и седлообразность (рис. 3.7,*г*). На рисунке 3.8 показано обозначение допуска на отклонение профиля продольного сечения.

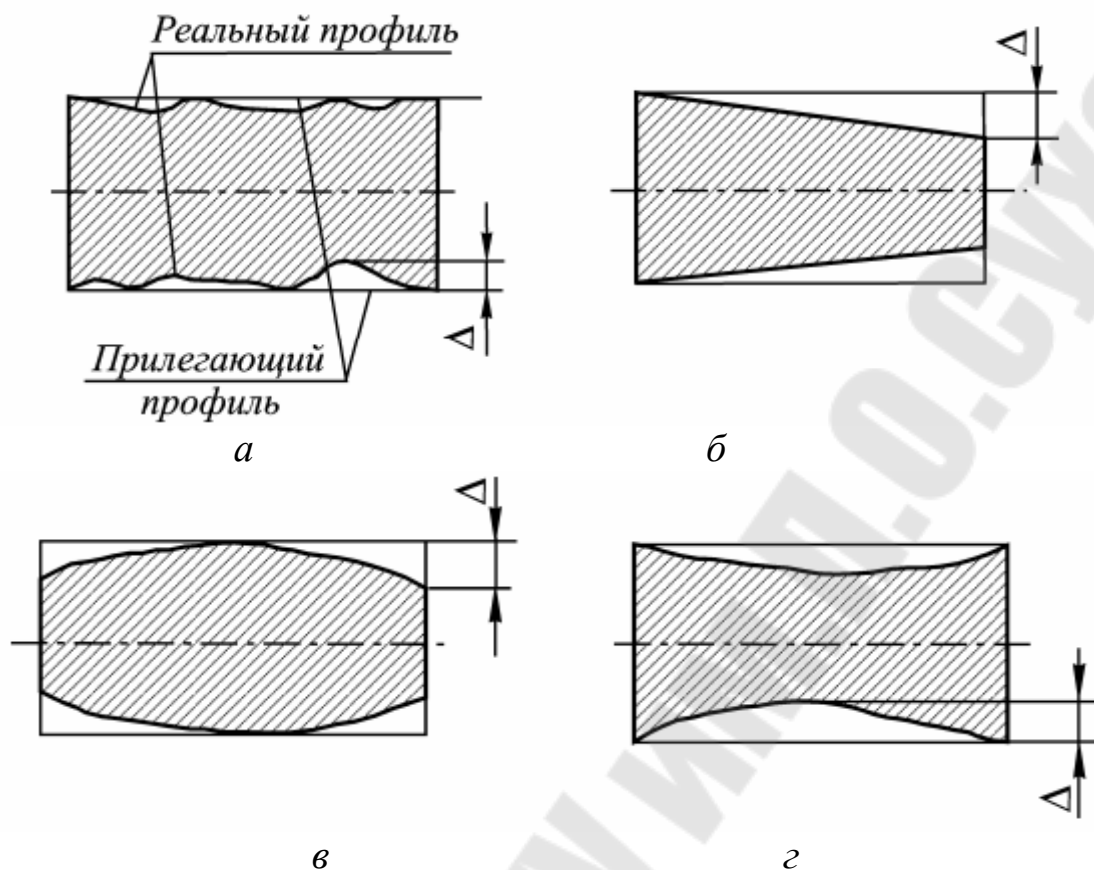


Рис. 3.7. Отклонение профиля продольного сечения и его частные виды: *a* – общий случай; частные виды: *б* – конусообразность; *в* – бочкообразность; *г* – седлообразность

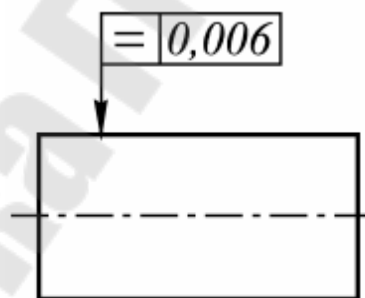


Рис. 3.8. Обозначение допуска на отклонение профиля продольного сечения

Наиболее полно отклонения формы цилиндрической поверхности от прямого круглого цилиндра определяются комплексным показателем – отклонением от цилиндричности, включающим все виды отклонений в поперечном и продольном сечениях и определяющимся как наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до при-

легающего цилиндра (рис.3.9). На рисунке 3.10 показано обозначение допуска на отклонение от цилиндричности.

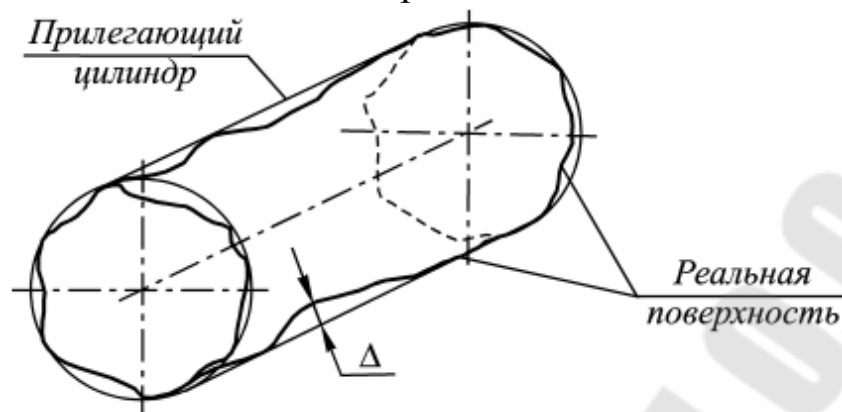


Рис. 3.9. Отклонение от цилиндричности

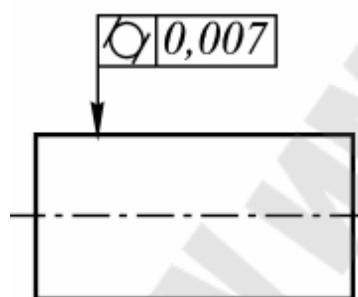


Рис. 3.10. Допуск на отклонение от цилиндричности

3.1.3. Определение числовых значений допусков формы поверхности

Для каждого вида допуска установлено 16 степеней точности в порядке возрастания величины допуска по ГОСТ 24643. Для плоских деталей длина поверхности детали принята за номинальный размер, так как допуск формы зависит от длины поверхности детали.

При установлении соотношения между допуском размера и допуском формы для цилиндрических деталей принят диаметр рассматриваемой поверхности, а для плоских деталей – допуск на толщину детали, так как наибольшая погрешность равна этому допуску (100 %).

Для цилиндрических деталей допуск формы задан в радиусном выражении, поэтому наибольшая погрешность формы принята равной 50 % от допуска на диаметр.

Числовые значения допусков формы поверхности могут быть определены расчетным методом и методом подобия.

Расчетный метод основан на соотношении допусков размеров с допусками формы и шероховатостью поверхности.

Для деталей жесткой конструкции ($L \leq 2d$) по соотношению допусков размера (T) и формы (T_{ϕ}) установлены три уровня относительной геометрической точности:

A – нормальный, используемый для поверхностей без особых требований к точности формы при низкой скорости вращения или перемещения; нормальная относительная геометрическая точность применяется наиболее часто в машиностроении;

B – повышенный, используемый для поверхностей, работающих при средних нагрузках и скоростях до 1500 об/мин, при оговоренных требованиях к плавности хода и герметичности уплотнений. Примеры применения: коренные шейки коленчатого вала и шейки распределительного вала, в подшипниках автомобильных двигателей; поверхности, образующие соединения с натягом или по переходным посадкам при воздействии больших скоростей и нагрузок, при наличии ударов и вибраций;

C – высокий, рекомендуемый для поверхностей в подвижных соединениях при высоких нагрузках и скоростях свыше 1500 об/мин, при высоких требованиях к плавности хода, герметичности уплотнения и при необходимости трения малой величины. Примеры применения: приводной вал в подшипниках круглошлифовальных станков, впускные клапаны в направляющих автомобильного двигателя; поверхности в соединениях с натягом и при переходных посадках при высоких требованиях к точности центрирования, прочности соединения в условиях воздействия больших нагрузок, ударов и вибраций.

Допуски формы и расположения по особо высокой геометрической точности могут назначаться для рабочих поверхностей измерительных инструментов и приборов (например, поверхности наконечников микрометров, плоскости концевых мер длины; поверхностей деталей, сортируемых на размерные группы, в этом случае суммарный допуск формы и расположения поверхностей может быть равен или меньше допуска размерной группы).

3.2. Отклонения и допуски расположения поверхностей деталей. Обозначение допусков расположения на чертежах

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

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

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

Полем допуска расположения называется область в пространстве или на заданной плоскости, внутри которой должны находиться прилегающая поверхность нормируемого элемента или ось, центр, плоскость симметрии нормируемого элемента.

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

Базы подразделяются на конструкторские, определяющие расположение детали в сборочной единице или механизме, технологические, определяющие расположение заготовки на станке в процессе обработки, и измерительные, определяющие расположение детали при измерении. Для повышения точности изготовления деталей необходимо стремиться к принципу совмещения баз.

Отклонение от параллельности – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями (рис. 3.11,*а*), между плоскостью и осью (рис. 3.11,*б*) или между осями в одной плоскости (рис. 3.11,*в*).

Пример обозначения допуска на отклонение от параллельности приведен на рисунке 3.12.

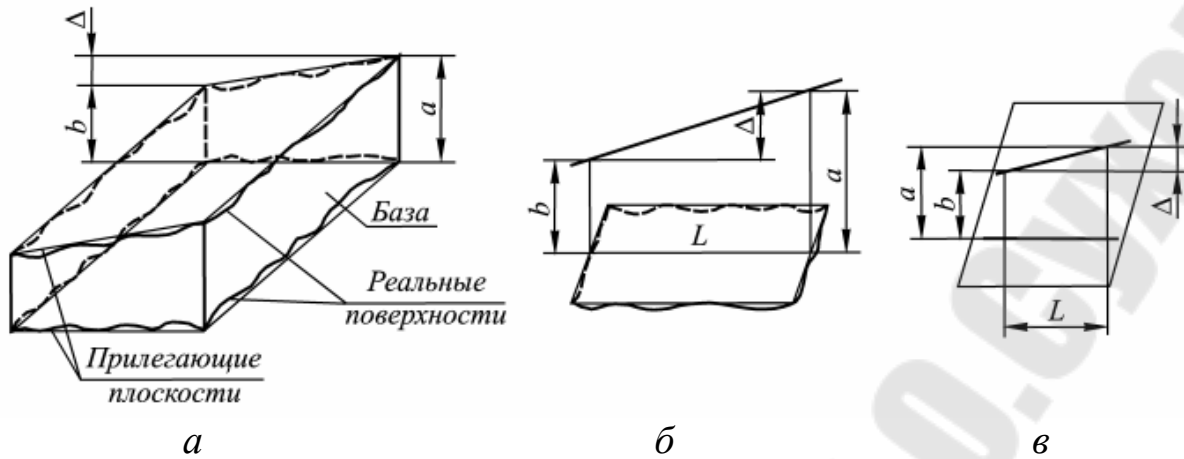


Рис. 3.11. Отклонение от параллельности: *a* – между плоскостями, *б* – между плоскостью и осью, *в* – между осями в одной плоскости

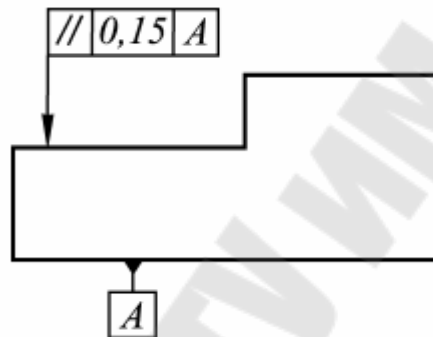


Рис. 3.12. Допуск на отклонение от параллельности

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных величинах Δ на длине нормируемого участка L (рис.3.13) .



Рис. 3.13. Отклонение от перпендикулярности

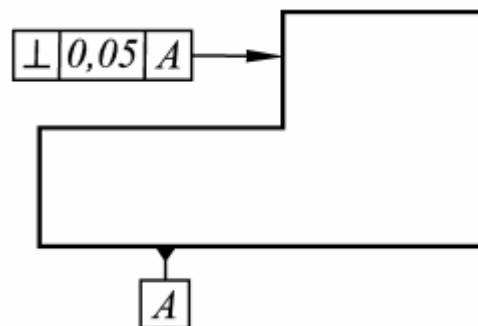


Рис. 3.14. Допуск на отклонение от перпендикулярности

На рисунке 3.14 представлено обозначение допуска на отклонение от перпендикулярности.

Отклонение от симметричности – наибольшее расстояние Δ между базовой плоскостью симметрии и плоскостью симметрии рассматриваемого элемента (рис.3.15). Пример обозначения допуска на отклонение от симметричности приведен на рисунке 3.16.

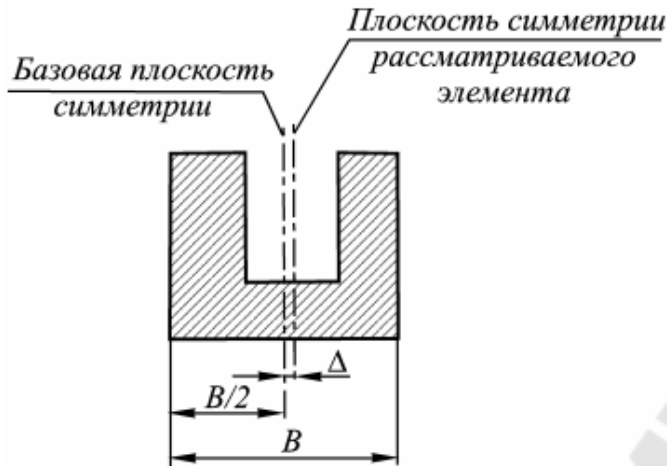


Рис. 3.15. Отклонение от симметричности

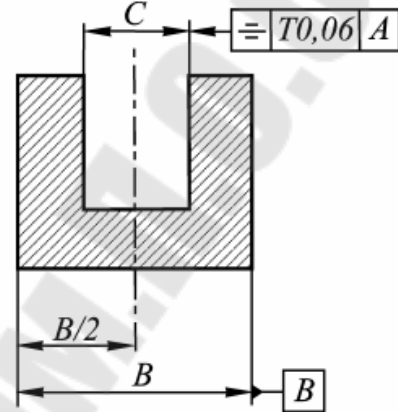


Рис. 3.16. Допуск на отклонение от симметричности

Отклонение от соосности – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности вращения или между общей осью и осями двух или нескольких поверхностей вращения (рис.3.17).

На рисунке 3.18 представлено обозначение допуска на отклонение от соосности.

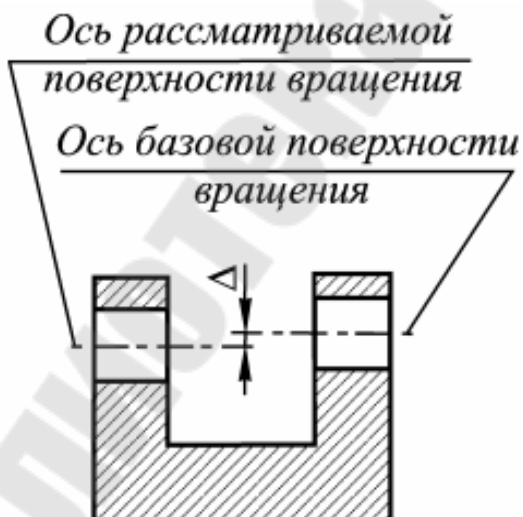


Рис. 3.17. Отклонение от соосности

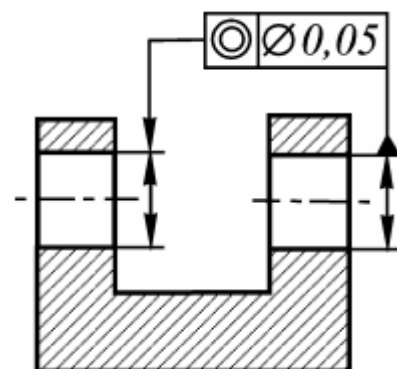


Рис. 3.18. Допуск на отклонение от соосности

Отклонение от пересечения осей – наименьшее расстояние Δ между рассматриваемой и базовой осями (рис.3.19). Пример обозначения допуска на отклонение от пересечения осей приведен на рисунке 3.20.

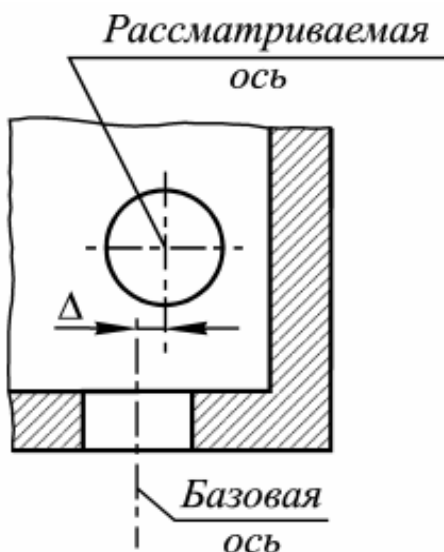


Рис. 3.19. Отклонение от пересечения осей

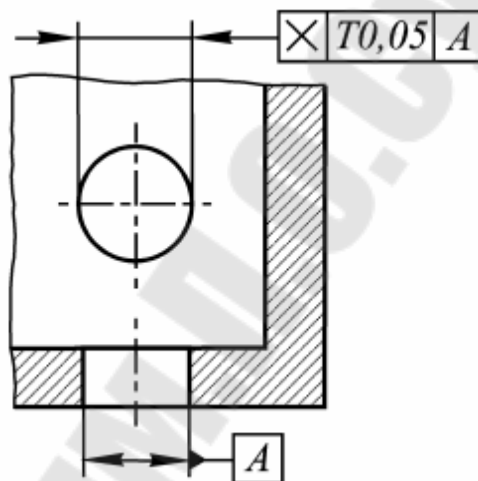


Рис. 3.20. Допуск на отклонение от пересечения осей

Позиционное отклонение – наибольшее отклонение Δ реального расположения элемента (его центра оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис.3.21). На рисунке 3.22 представлено обозначение допуска на позиционное отклонение

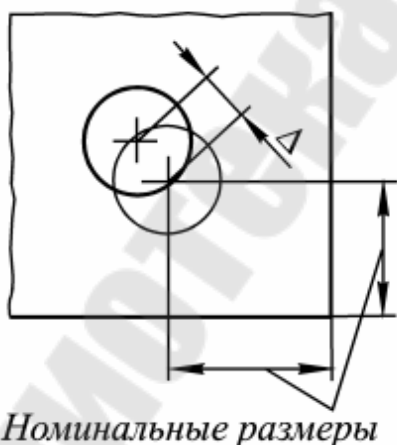


Рис. 3.21. Позиционное отклонение

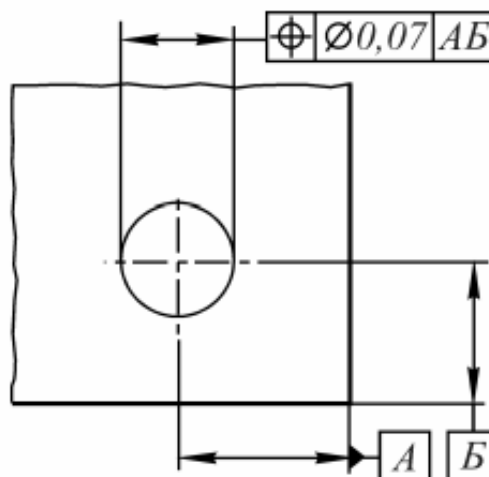


Рис. 3.22. Допуск на позиционное отклонение

3.3. Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей деталей

Суммарным отклонением формы и расположения называется отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонений формы и расположения рассматриваемой поверхности или рассматриваемого профиля относительно заданных баз.

Радиальное биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис.3.23). Оно является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси и не включает в себя отклонений формы и расположения образующей поверхности вращения. Радиальное биение выявляется при повороте изделия вокруг базовой оси на 360° .

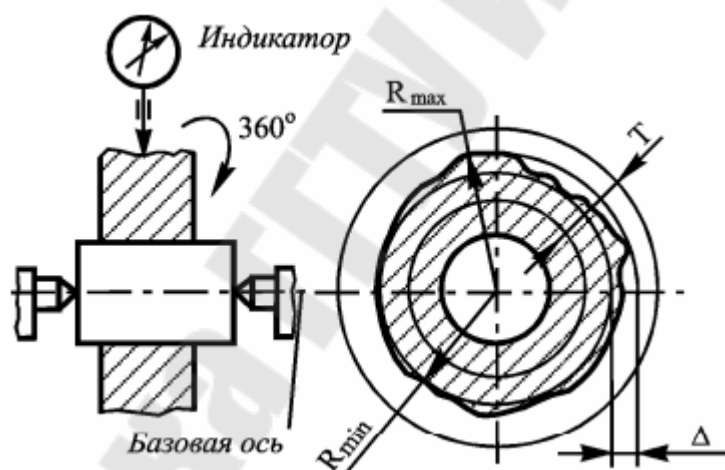


Рис. 3.23. Радиальное биение

Торцовое биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис.3.24). Профиль расположен в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра d , соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении наибольшего диаметра. Это биение при плоской форме торца является результатом совместного проявления отклонения от общей плоскости точек, лежащих на линии пересечения торцевой поверхности с секущим цилиндром, и отклонения от перпендикулярности торца относи-

тельно базовой оси на длине, равной диаметру рассматриваемого сечения. Торцовое биение не включает в себя всего отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности. Данное биение выявляется при повороте изделия на 360° .

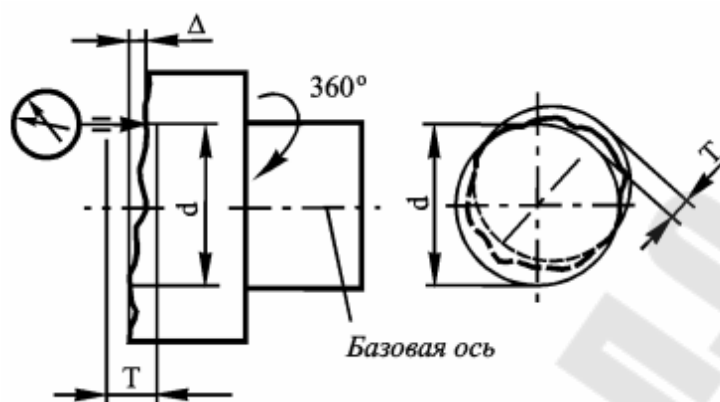


Рис. 3.24. Торцовое биение

Примеры обозначения допусков радиального и торцового биений на чертежах показаны на рисунке 3.25.

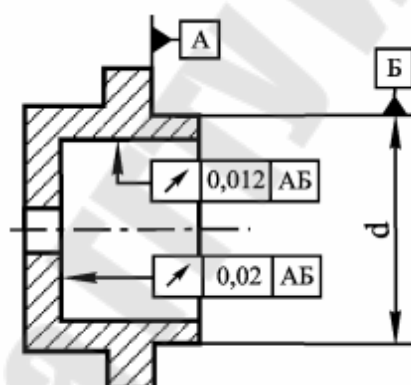


Рис. 3.25. Примеры обозначения радиального и торцового биений

Полное радиальное биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

Полное торцовое биение – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой

мой поверхности и отклонения от перпендикулярности относительно базовой оси.

На рисунке 3.26 представлены примеры обозначения полного радиального и полного торцевого биений на чертежах

Биение в заданном направлении – разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса (рис.3.27).

Биение в заданном направлении является результатом совместного проявления в заданном направлении отклонений формы профиля рассматриваемого сечения и отклонений расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси. Направление рекомендуется задавать по нормали к рассматриваемой поверхности.

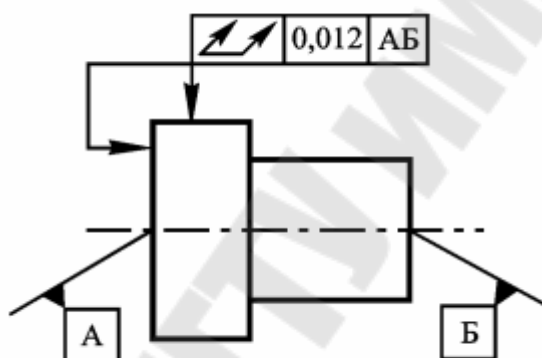


Рис. 3.26. Примеры обозначения полного радиального и полного торцевого биений

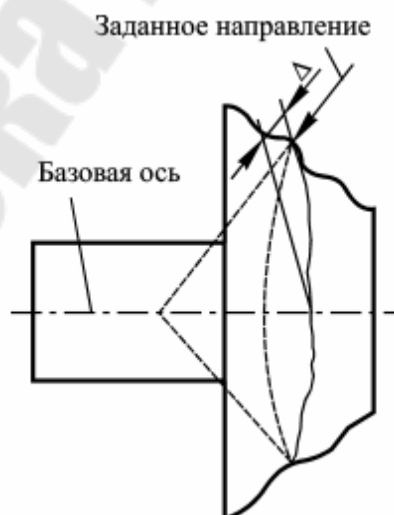


Рис. 3.27. Биение в заданном направлении

3.4. Независимые и зависимые допуски отклонений расположения и формы элементов деталей

Стандартами установлены два вида допусков расположения: зависимые и независимые.

Зависимый допуск имеет переменное значение и зависит от действительных размеров базового и рассматриваемого элементов. Зависимый допуск более технологичный.

Зависимыми могут быть следующие допуски расположения поверхностей: позиционные допуски, допуски соосности, симметричности, перпендикулярности, пересечение осей.

Зависимыми могут быть допуски формы: допуск прямолинейности оси и допуск плоскостности для плоскости симметрии.

Зависимые допуски устанавливаются для деталей, сопрягаемых одновременно по двум или более поверхностям, для которых взаимозаменяемость сводится к обеспечению собираемости по всем сопрягаемым поверхностям (соединение фланцев с помощью болтов).

Зависимые допуски должны быть обозначены символом \textcircled{M} или оговорены текстом в технических требованиях.

Символ \textcircled{M} помещают:

- после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента (рис. 3.28, а);

- после буквенного обозначения базы (рис. 3.28, б) и без буквенного обозначения базы (рис. 3.28, в, в третьем поле рамки), если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;

- после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (рис. 3.28, г) или без буквенного обозначения базы (рис. 3.28, д), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элемента.

Независимый допуск имеет постоянное числовое значение для всех деталей и не зависит от их действительных размеров.

Допуск параллельности и наклона может быть только независимый.

Независимые допуски используются для ответственных соединений, когда их величина определяется функциональным назначением детали.

Независимые допуски также используются в мелкосерийном и единичном производстве, а их контроль производится универсальными измерительными средствами.

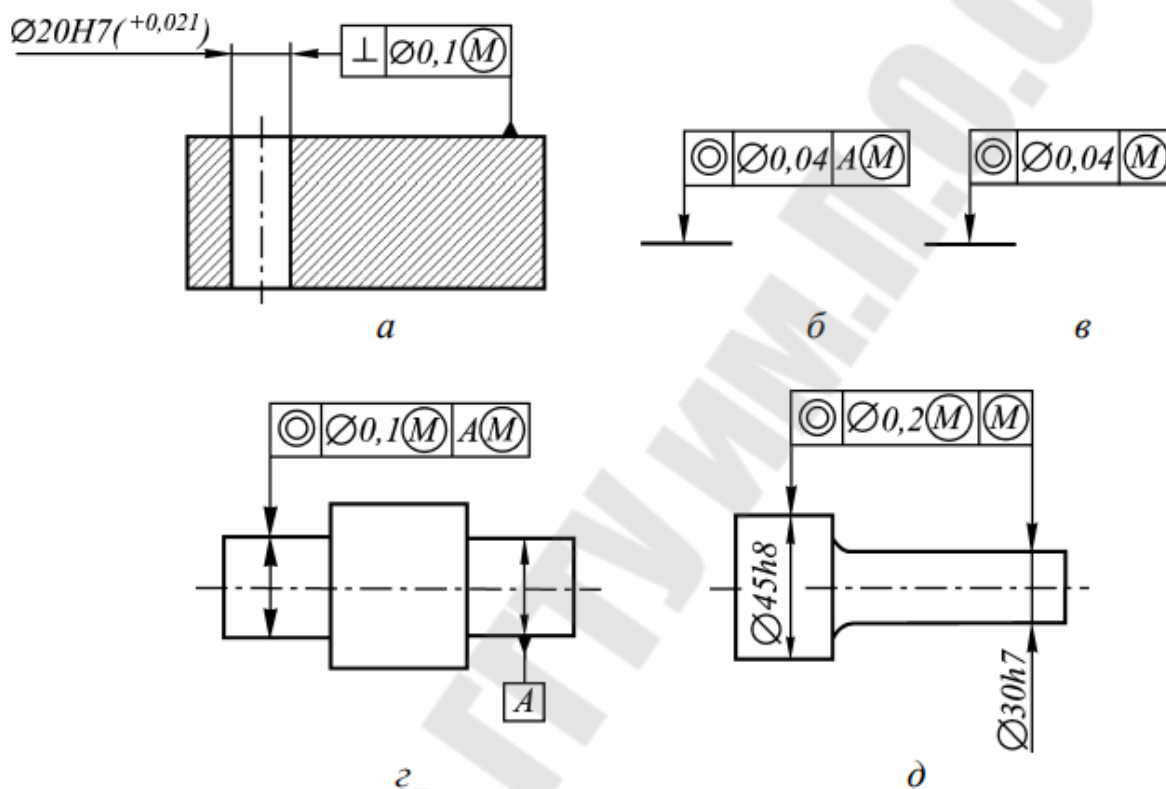


Рис. 3.28. Обозначение на чертежах зависимых допусков формы и расположения поверхностей

3.5. Выбор вида допуска, базы и определение числовых значений допусков расположения

Выбор вида допуска расположения зависит от конструктивных особенностей детали (ее геометрической формы) и от функционального назначения. Указанные на чертеже допуски расположения подлежат обязательному контролю, поэтому для неответственных поверхностей допуск расположения может быть отнесен к разряду общих (неуказанных) допусков.

У корпусных деталей (станина, плита, корпус и т. д.) необходимо обратить внимание на расположение плоских поверхностей и отверстий.

Для плоских поверхностей с номинальным углом между ними 90° задается допуск перпендикулярности, если номинальный угол 180° , то - допуск параллельности, при других значениях угла - допуск наклона. Допуск симметричности используется для поверхностей, имеющих симметричное расположение элементов (отверстий, плоскостей, пазов и т. д.) относительно общей оси.

Для отверстий под крепеж задается допуск позиционный или предельные отклонения межосевых расстояний. Позиционное отклонение - это комплексное указание положения элементов детали (смещение центра отверстия в различных направлениях).

Для отверстий в разных плоскостях задается допуск параллельности или пересечения осей. Для отверстий на общей оси (смежное или разнесенное расположение) задается допуск соосности.

Для деталей типа тела вращения (валы, втулки, зубчатые колеса, диски, гильзы, цилиндры и т. д.) назначаются следующие виды допусков: допуск соосности поверхностей вращения, который учитывает параллельное и угловое смещение осей рассматриваемых поверхностей; допуск радиального биения, который может быть задан в виде полного радиального биения или в виде радиального биения в заданном направлении.

Допуски соосности могут быть вписанными (для втулок, цилиндров), смежными (для ступенчатых валов и отверстий) и разнесенными (шейки вала под подшипники, отверстия в разных стенках корпуса).

Для деталей, не имеющих вращательного движения (корпуса, стойки и т. д.), целесообразно задавать допуск соосности, что обеспечивается технологией изготовления (одновременная обработка наружных и внутренних поверхностей, расточка смежных или разнесенных отверстий резцами, расположенными на общей борштанге). Для деталей, имеющих вращательное движение (валы, гильзы, зубчатые колеса и т.д.) целесообразно задавать суммарные допуски радиального или торцового биения, которые наиболее полно характеризуют эксплуатационные свойства деталей. Допуск радиального биения будет влиять на величину зазора в соединении.

Выбор базовой поверхности (базы) определяется назначением детали и ее геометрической формой. Различают следующие виды баз: эксплуатационные (определяющие положение детали в машине, ме-

ханизме); конструкторские (заданные на чертеже); технологические (используемые для установки деталей в процессе обработки); измерительные (используемые для установки детали в операциях контроля, измерения). С целью уменьшения погрешности установки (базирования) целесообразно соблюдать принцип единства баз, т.е. эксплуатационную базу принимать как конструкторскую, технологическую и измерительную. Например, отверстие в зубчатом колесе является эксплуатационной базой, его необходимо принять за конструкторскую, технологическую и измерительную базы. В корпусных деталях используется комплект баз: установочная (лишает деталь 3-х степеней свободы), направляющая (2-х степеней), опорная (1-й степени).

При выборе реальной поверхности в качестве базовой необходимо учитывать следующее:

- поверхность должна быть достаточной протяженности, позволяющей разнести точки установочной базы для удобства установки на нее;

- точность обработки должна быть выше (или равна) точности обработки контролируемой поверхности (более точный kvalitet, меньше шероховатость поверхности, оговорены требования к допуску формы поверхности).

При задании допусков наклона, параллельности, перпендикулярности за базу целесообразно принимать поверхность основания корпусной детали.

При выборе конструкторской базы для допусков симметричности и радиального биения могут быть следующие варианты в зависимости от эксплуатационной базы:

- для вписанного или смежного расположения поверхностей за базу принимается поверхность (или ее ось), по которой выполняется более точное центрирование (посадка с натягом, переходная посадка или с наименьшим зазором);

- общая ось двух или более поверхностей при разнесенном их расположении, когда обе они определяют центрирование детали (отверстия в стенках корпуса и шейки вала под подшипники);

- общая ось центровых отверстий, когда они служат эксплуатационной базой (оправки для установки втулки при обработке и контроле).

Центровые отверстия обычно являются технологической базой, а не эксплуатационной. Однако они могут использоваться, как измерительные базы, тогда их целесообразно принять за конструкторские ба-

зы, хотя и нарушается принцип единства баз. Базирование валов в центрах упрощает конструкции станочных и контрольных приспособлений. Погрешность базирования определяется точностью выполнения и расположения центровых бабок (совпадение центров по горизонтали и вертикали).

Для допуска пересечения осей за конструкторскую базу необходимо принять более точное отверстие.

Позиционные допуски могут быть с базовой поверхностью (более точная поверхность) или без нее.

Определение числового значения допусков расположения. Для каждого вида допуска расположения установлено 16 степеней точности в порядке возрастания величины допуска по ГОСТ 24643. На чертежах задаются допуски расположения точнее 10-й степени, а степени с 10-й по 16-ю относятся к неуказанным допускам расположения (общим допускам).

В большинстве случаев числовые значения допусков расположения определяются методом подобия, т.е. выбирается степень точности в зависимости от назначения детали и рассматриваемой поверхности. Затем по номинальному размеру поверхности и степени точности определяется числовое значение. Для плоских деталей длина детали принята за номинальный размер, так как погрешности формы и расположения поверхностей зависят от длины детали.

Числовые значения допусков расположения (соосности, симметричности, позиционные допуски, допуски пересечения осей) предпочтительно задавать в диаметральном выражении со значками \varnothing или T , ранее эти допуски указывались в радиусном выражении, что учитывается соотношением 2:1. Если требуется задать допуск в радиусном выражении, то должны быть проставлены знаки R или $T/2$.

Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей производится согласно требованиям стандартов ЕСКД (ГОСТ 2.308) в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части: в первой – графический символ; во второй – числовое значение в мм, в третьей – буквенное обозначение базы. Располагается рамка всегда горизонтально.

Текстовая запись допускается только при отсутствии символа вида допуска. Рамку соединяют линией со стрелкой с контурной линией поверхности или ее продолжением, если допуск относится к поверхности или ее профилю (допуски формы и суммарные допуски).

Соединительная линия должна быть продолжением размерной линии, если допуск относится к оси или плоскости симметрии (соосность, симметричность), стрелку размерной линии допускается совмещать со стрелкой соединительной линии. При задании базовой поверхности также необходимо учитывать это требование.

Надпись «Ось центров» делать рядом с обозначением базовой оси.

3.6. Общие допуски формы и расположения поверхностей

С 01.01.2004 года неуказанные допуски формы и расположения поверхностей должны задаваться по ГОСТ 30893.2-02 «ОНВ. Общие допуски. Допуски формы и расположение поверхностей, неуказанные индивидуально». Ранее действовал ГОСТ 25069, который отменен.

Общие допуски круглости и цилиндричности равны допуску на диаметр, но не должны превышать допуски на диаметр и общего допуска на радиальное биение. Для частных видов отклонений формы (овальность, конусообразность, бочкообразность, седлообразность) общие допуски считать равными допуску на радиус, т.е. $0,5 Td (TD)$.

Общие допуски параллельности, перпендикулярности, наклона равны общему допуску плоскостности или прямолинейности. Базовая поверхность рассматривается как прилегающая, и ее погрешность формы не учитывается.

Неуказанные допуски расположения поверхностей относятся к неотчетственным поверхностям деталей машин и в чертежах специально не оговариваются, а должны обеспечиваться технологически (обработка с одной установки, от одной базы, одним инструментом и т.д.).

Неуказанные допуски расположения условно можно разделить на три группы:

- первая – показатели, отклонения которых допускаются в пределах всего поля допуска размера рассматриваемого элемента или размера между элементами;
- вторая – показатели, отклонения которых не ограничиваются полем допуска размера и не являются его составной частью, на них распространялись таблицы ГОСТ 25069, а сейчас ГОСТ 30893.2-2002;
- третья – показатели этих параметров косвенно ограничиваются допусками других размеров (предельные отклонения межосевых рас-

стояний при позиционной системе задания осей отверстий, допуск наклона и допуск угла в линейном выражении).

Выбор вида допуска определяется конструктивной формой детали.

Выбор базовой поверхности производится следующим образом:

- неуказанные допуски должны определяться от ранее выбранных баз для указанных одноименных допусков расположения или биения;

- если база ранее не выбрана, то за базовую поверхность принимается поверхность наибольшей протяженности, обеспечивающая надежную установку детали при измерении (например, для допуска соосности базой будет ступень вала большей длины, а при одинаковых длинах и качествах – поверхность большого диаметра).

Значения общих допусков формы и расположения (ориентации) установлены по трем классам точности, которые характеризуют различные условия обычной производственной точности, достигаемой без применения дополнительной обработки повышенной точности.

Обозначения классов для общих допусков расположения стандарт установил следующие: *H* – точный, *K* – средний, *L* – грубый. Выбор класса точности осуществляется с учетом функциональных требований к детали и возможностей производства.

Ссылки на общие допуски формы и расположения производить следующим образом: “Общие допуски формы и расположения – ГОСТ 30893.2-*K*” или

- “ГОСТ 30893.2-*K*”;
- “Общие допуски ГОСТ 30893.2-*mK*”;
- “ГОСТ 30893.2-*mK*”.

4. Нормирование требований к неровностям на поверхности элементов деталей

4.1. Основные понятия и определения. Параметры для нормирования значений поверхностных неровностей

На поверхности детали после ее обработки остаются следы от кромок режущего инструмента в виде неровностей и гребешков, близко расположенных друг от друга. Шероховатостью поверхности называется совокупность неровностей с относительно малыми шагами, выделенная на базовой длине (L). Шероховатость поверхностей влияет на эксплуатационные свойства деталей машин и механизмов. В подвижных посадках за счет износа поверхностей увеличивается зазор. В соединениях с натягом ослабляется прочность соединения и величина натяга за счет смятия гребешков. Шероховатость влияет на герметичность соединения, коррозионную стойкость, усталостную прочность и другие качественные показатели изделия.

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

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

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

Для нормирования шероховатости поверхностей по ГОСТ 2789 установлено (рис. 4.1) шесть параметров: три высотных (R_a ; R_z ; R_{\max}), два шаговых (S_m ; S) и параметр относительной опорной длины профиля (t_p).

Параметры шероховатости, связанные с высотными свойствами неровностей.

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

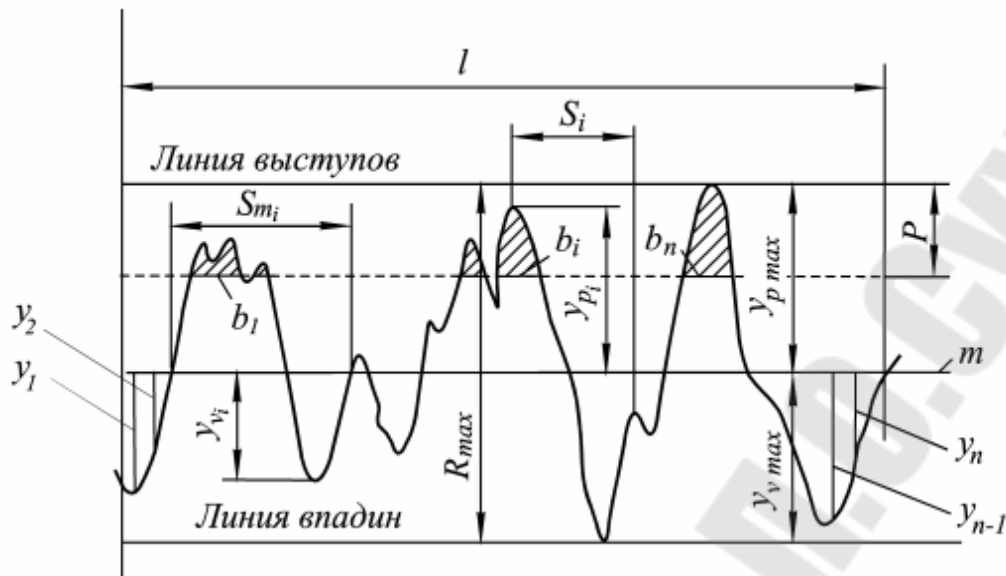


Рис. 4.1. Профилограмма к определению основных параметров шероховатости поверхности

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

где y_i – расстояние между любой точкой профиля и средней линией m , средняя линия имеет форму номинального профиля и проводится так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально; n – количество рассматриваемых точек профиля на базовой длине L ;

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

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{p_i}| + \sum_{i=1}^5 |y_{v_i}|}{5},$$

где y_{p_i} , y_{v_i} – высота наибольшего выступа и глубина наибольшей впадины, мкм;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля.

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

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i.$$

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

$$t_p = \frac{\eta_p}{l}.$$

Относительная опорная длина профиля t_p в процентах от базовой длины l выбирается из ряда: 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90.

Числовые значения уровня сечения профиля p выбирают из ряда: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 процентов от R_{\max} .

Направления неровностей обработки зависят от метода и технологии изготовления, влияют на работоспособность, износостойкость и долговечность изделия. Условные обозначения направления неровностей (табл.4.1) указывают на чертеже при необходимости.

Таблица 4.1

Условное обозначение направлений неровностей

Типы направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение направления неровностей
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		

4.2. Выбор параметров шероховатости и их величины в зависимости от требований к поверхности

Выбор параметров производится с учетом эксплуатационных свойств поверхности. Предпочтительным принят параметр R_a – среднее арифметическое отклонение профиля, так как он определяет шероховатость по всем точкам профиля. Средняя высота неровностей по 10 точкам R_z используется в тех случаях, когда нельзя измерить R_a на приборах типа профилометр путем ощупывания поверхности алмазной иглой. Шаговые параметры S_m и S влияют на виброустойчивость,

сопротивление в волноводах и электропроводность в электротехнических деталях. Параметр t_p необходимо учитывать при высоких требованиях к контактной жесткости и герметичности.

При нормировании параметров R_a и R_z следует применять в первую очередь предпочтительные значения (табл.4.2). Выбор числовых значений параметров шероховатости должен производиться в соответствии с условиями работы изделия. Следует учитывать и возможности обеспечения заданных требований рациональными методами обработки. Повышение этих требований влечет за собой значительное увеличение затрат на обработку, которое может быть оправдано, если будет компенсировано повышением качества изделия.

Таблица 4.2

Значения высотных показателей шероховатости поверхности

Значения параметров в мкм по ГОСТ 2789-73				Базовая длина l , мм
R_a			R_z	
Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3		
50	80	100	320	8,0
25	40	50	160	
12,5	20	25	80	
6,3	10	12,5	40	2,5
3,2	5	6,3	20	
1,6	2,5	3,2	10	0,8
0,8	1,25	1,6	6,3	
0,4	0,63	0,8	3,2	
0,2	0,32	0,4	1,6	0,25
0,1	0,16	0,2	0,8	
0,05	0,08	0,1	0,4	
0,025	0,04	0,05	0,2	
0,012	0,02	0,025	0,1	0,08
0,006	0,01	0,012	0,05	

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

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

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

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

4.3. Обозначение шероховатости поверхности на чертежах

На чертежах шероховатость поверхности обозначают по ГОСТ 2.309-73 для всех получаемых по данному чертежу поверхностей детали независимо от метода их образования. Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рисунке 4.2.

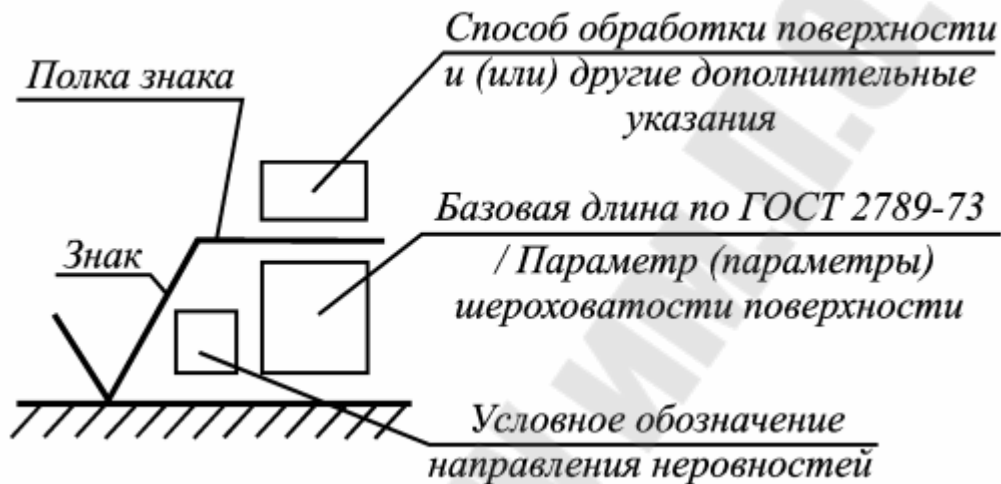


Рис. 4.2. Структура обозначения шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности, обрабатываемой по данному чертежу, обозначают одним из знаков \checkmark , ∇ и ∇ . Знак \checkmark применяют для поверхности, метод обработки которой не устанавливается; знак ∇ — для поверхности, обрабатываемой со снятием слоя материала; ∇ — для поверхности, обрабатываемой без снятия слоя материала. Этим же знаком без указания числового значения обозначают поверхности, не подлежащие обработке по данному чертежу, шероховатость поверхности которых обеспечивается состоянием поставки (например, изготовлением детали из сортамента). Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать обозначениям, приведенным в таблице 4.1, их приводят на чертеже при необходимости. Базовую длину в обозначении шероховатости поверхности не указывают, если требования к шероховатости нормируют указанием параметра R_a или R_z и определение параметра производится в пределах базовой длины, соответствующей значению параметра в табли-

це ГОСТ 2789-73. Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа: R_a 1,25; R_{max} 6,3; S_m 0,63; S 0,032 ; t_{50} 70 .

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки, например:

R_a 1,00	R_z 0,080	R_{max} 0,80	t_{50} 50	и т.п.
0.63	0,032	0,32	70	

Причем в верхней строке приводят значение параметра соответствующее более грубой шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789-73, например: R_a 1,25 \pm 20 %; R_z 80_{-10%}; S_m 0,63^{+20%}; t_{50} 70 \pm 40 % .

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке (рис.4.3):

- параметр высоты неровностей профиля,
- параметр шага неровностей профиля,
- относительная опорная длина профиля.

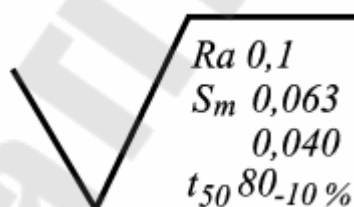


Рис. 4.3. Обозначение шероховатости поверхности

Способ обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в том случае, если он является единственным для данной поверхности.

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок.

4.4. Контроль шероховатости поверхности

Контроль шероховатости может быть выполнен контактным методом (профилометром, профилографом) и бесконтактным на прибо-


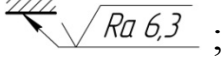
рах теневого и светового сечения. Раковины, рыхлоты, царапины и другие поверхностные дефекты в оценку шероховатости не включаются. При необходимости требования к дефектам поверхности должны быть установлены отдельно.

В цеховых условиях оценку шероховатости выполняют методом сличения, путем сравнения с образцами шероховатости, которые должны быть из одноименной группы материала (сталь для стальных деталей, чугун – для чугунных и т.д.), с соответствующим методом обработки (точения, шлифования и т.д.) и соответствующей формой поверхности (выпуклые для валов, вогнутые для отверстий, плоские для плоскостей).

4.5. Правила нанесения на чертежах требований к шероховатости поверхности

Согласно изменениям, внесенным в межгосударственный стандарт ГОСТ 2.309-73 “ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей”.

Изменения № 3 к ГОСТ 2.309-73, которые вступили в силу с 01.01 05г., следующие:

- обязательно указывать символ R_a перед его числовым значением;
- все параметры записывать под полочкой. Также под полочкой знака могут быть указаны: условные обозначения неровностей; базовая длина, если отличается от стандартной, и все параметры шероховатости по строчкам, начиная с R_a (или R_z), далее шаговые и далее t_p ;
- над полочкой указывают способ обработки и другие дополнительные требования (например, полировать);
- заменить указанное обозначение  на  ;
- знак остальное ($\sqrt{\quad}$) для поверхностей, обрабатываемых с одинаковыми требованиями, указывать следующим образом – в верхнем правом углу чертежа, например, $\sqrt{(\sqrt{1})}$ или $\sqrt{Rz\ 40(\sqrt{1})}$;
- обработку поверхностей сложного контура – “кругом” указывать так: $\sqrt{P\ Ra\ 3,2}$;
- ввести новый знак направления неровностей: \sqrt{P} – для поверхностей, полученных методом порошковой металлургии путем спекания;

- допускается указывать требования к шероховатости поверхности на прямоугольной рамке (расположенной горизонтально), содержащей допуск формы поверхности.

5. Нормирование точности размеров и посадки подшипников качения

5.1. Основные положения. Ряды точности подшипников качения.

Подшипники качения являются стандартными изделиями с полной внешней взаимозаменяемостью, но ограниченной внутренней между телами и дорожками качения наружного и внутреннего колец. Применяются подшипники качения в машинах и механизмах, где требуется высокая скорость и точность вращения при КПД = 0,99.

По ГОСТ 3395 обозначаются типы и конструктивные исполнения подшипников.

Технические требования на шариковые и роликовые подшипники качения должны соответствовать ГОСТ 520-2002. Стандарт распространяется на подшипники с отверстиями во внутренних кольцах от 0,6 до 2000 мм и устанавливает следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности: 8; 7; 0; нормальный; 6; 6X; 5; 4; T; 2.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников.

Классы точности 8 и 7 используются для изготовления подшипников по заказу потребителей и применяются в неответственных узлах. Класс 6X применяется только для роликовых конических подшипников. Для всех подшипников, кроме конических, для обозначения нормального класса точности применяют знак "0". Для конических подшипников нулевого класса используют знак "0", а для нормального класса – "N", класс точности 6X обозначают знаком – "X". Знак "0" маркируют только в том случае, если слева от него имеются знаки маркировки.

Наиболее часто в машиностроении используются подшипники классов 0; 6, в категории C. Подшипники 4-го и 5-го классов применяются при значительных скоростях вращения (шпиндели шлифовальных и прецизионных станков и в других высокооборотных механизмах). Подшипники 2-го и T классов применяются для гироскопических и других прецизионных приборов.

В зависимости от наличия требований (по уровню вибрации или уровню других дополнительных технических требований) установле-

ны три категории подшипников – *A*; *B*; *C* в порядке ослабления требований:

- к категории *A* относятся подшипники классов точности – 5; 4; Т; 2;
- к категории *B* – подшипники классов точности – 0; 6Х; 6; 5;
- к категории *C* – подшипники классов точности – 8; 7; 0; нормально-го; 6.

По заказу потребителя допускается изготовление подшипников определенного класса точности без отнесения к категориям.

Упрощенные изображения подшипников на сборочных чертежах допускается выполнять по ГОСТ 2.420 – 69.

5.2. Условные обозначения подшипников качения

По ГОСТ 3189 устанавливается построение условных обозначений (маркировка) подшипников.

Полное условное обозначение подшипника состоит из основного условного обозначения и дополнительных, расположенных справа (начинается с прописной буквы) и слева, отделенных от основного знаком тире (рис.5.1).

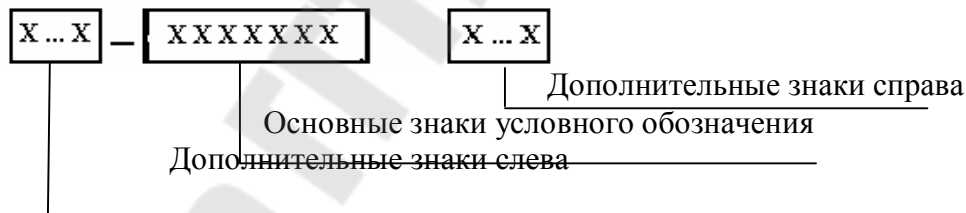


Рис. 5.1. Знаки в условном обозначении подшипника

Основное условное обозначение состоит из семи знаков, расположенных в определенном порядке. Расшифровка знаков основного условного обозначения приводится на рис.5.2.

Диаметры отверстий, кратные пяти, обозначают частным от деления значения номинального диаметра d на 5. Диаметры отверстий от 10 до 17 мм обозначают по таблице 1.

Диаметры отверстия, равные 22; 28; 32; 500 мм и более, обозначают через дробь после серии диаметров.

Например, 602/32 означает радиальный шариковый однорядный подшипник с защитной шайбой (конструктивное исполнение – 6, тип – 0, серия диаметров – 2, диаметр отверстия – 32 мм).



Рис. 5.2. Порядок расположения знаков основного условного обозначения

Таблица 5.1

Специальные обозначения диаметров отверстия подшипников

Диаметр отверстия, мм	10	12	15	17
Условное обозначение	00	01	02	03

Диаметры отверстия, выраженные дробным числом или не кратным пяти, обозначают знаками, равными приближенному целому числу, полученному от деления значения номинального диаметра на 5. Серия диаметров таких подшипников – 9 указывается на третьем месте.

Размерная серия подшипника – сочетание серий по диаметру и ширине (высоте) – определяет габаритные размеры подшипника по наружному диаметру и ширине при постоянном внутреннем диаметре.

В ГОСТ 3478 установлено девять серий диаметров, обозначаемых цифрами: 0; 8; 9; 1; 7; 2; 3; 4; 5 в порядке увеличения наружного диаметра и 10 серий по ширине, обозначаемых цифрами: 7; 8; 9; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6 в порядке увеличения ширины кольца *B*. Серия по ширине – 0 в условном обозначении не указывается. Конструктивное исполнение (наличие защитных шайб, уплотнений, буртиков и т.д.) обозначается цифрами от 00 до 99 по ГОСТ 3395.

При наличии нулей в знаках основное условное обозначение будет состоять из трёх цифр, то есть последней значащей цифрой в условном обозначении подшипника может быть цифра, стоящая на третьем месте. Например, 205 обозначает радиальный шарикоподшипник с внутренним диаметром $d = 25\text{мм}$, серия по диаметру – 2, тип подшипника – 0, конструктивное исполнение – 00, серия по ширине – 0. Слева от основного условного обозначения проставляют

знаки, определяющие класс точности и категорию подшипника. Класс точности 0 (ноль) и категория С в обозначении не указываются.

Справа от основного условного обозначения записываются дополнительные требования, утвержденные в технологической документации завода изготовителя подшипников (материал деталей подшипника, смазка, конструктивные изменения, требования по уровню вибрации, грузоподъемность и другие специальные требования). Эти требования указываются в зависимости от назначения подшипников, когда их нормирование необходимо учитывать по условиям эксплуатации. Если требования не оговариваются, то знаки справа опускаются. Частным случаем полного обозначения подшипника является основное условное обозначение. Маркирование подшипников производят любым способом, не вызывающим коррозии металла.

5.3. Поля допусков колец подшипников качения

Для сокращения номенклатуры подшипники изготавливают с отклонениями размеров наружного и внутреннего диаметров не зависимо от посадки, по которой их будут монтировать. Для всех классов точности подшипников верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Таким образом, диаметры наружного D_m и внутреннего d_m колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия, а следовательно, посадку соединения наружного кольца подшипника с корпусом назначают в системе вала, а посадку соединения внутреннего кольца подшипника с валом – в системе отверстия. Однако поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца расположено в «минус» от номинального размера, а не в «плюс», как у обычного основного отверстия, т.е. не в «тело» кольца, а вниз от нулевой линии (рис.5.3).

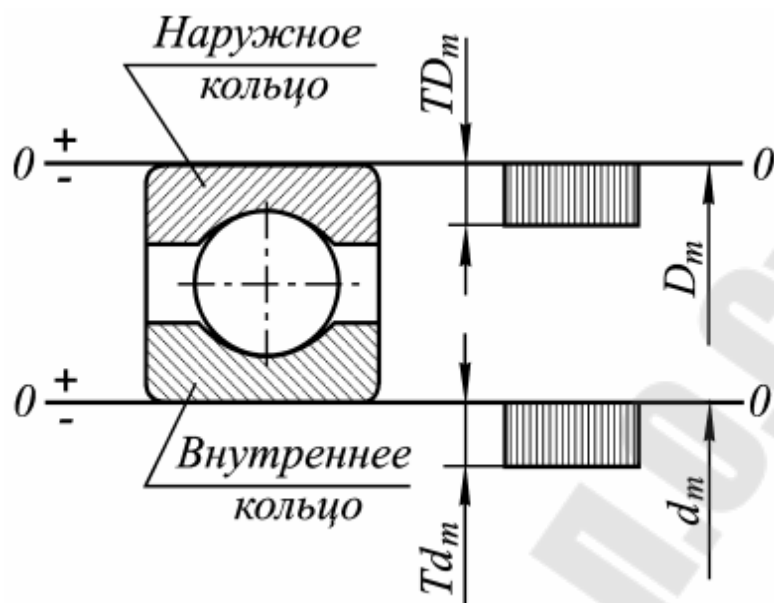


Рис. 5.3. Расположение полей допусков посадочных диаметров колец подшипников

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

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

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

5.4. Выбор посадок колец подшипников

Выбор посадок колец подшипников на вал и в корпус осуществляется согласно ГОСТ 3325, исходя из условий работы сборочной единицы, в которую входят подшипники. При этом учитываются:

схема работы сборочной единицы (вращается вал с внутренним кольцом или корпус с наружным кольцом); вид нагружения колец и режим работы подшипника. Практически чаще всего сборочные единицы, содержащие подшипники, работают по схеме, когда вращается внутренне кольцо с валом, а наружное кольцо и корпус неподвижны. Поля допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус для данной схемы приведены на рисунке 5.4.

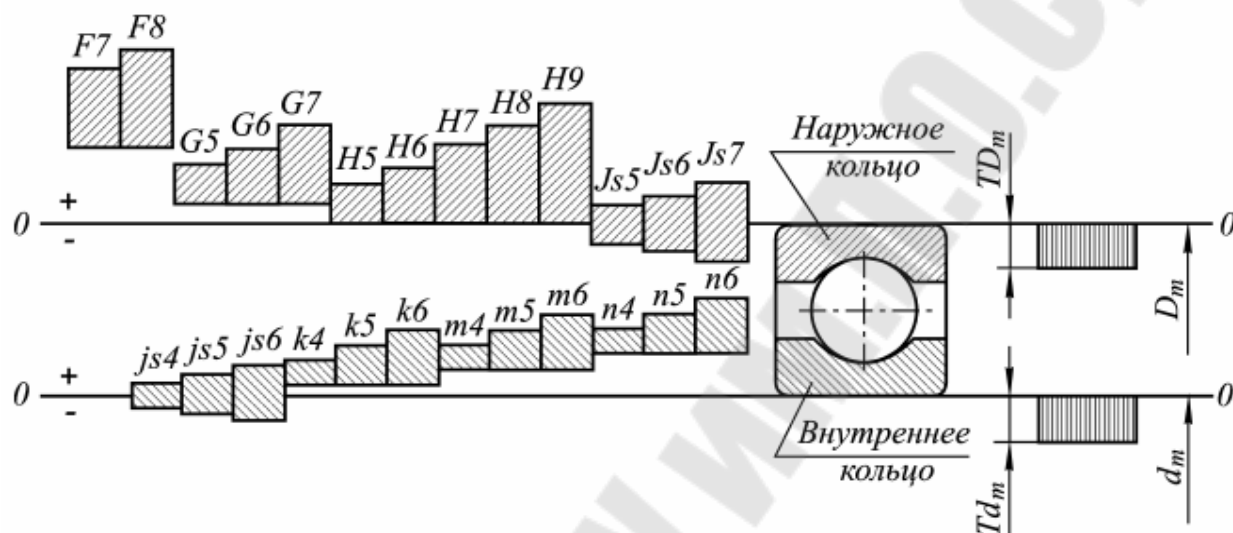


Рис. 5.4. Схемы полей допусков посадок колец подшипников на вал и в корпус при вращении вала с внутренним кольцом подшипника

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

Применять для рассматриваемого соединения валы с полями допусков под неподвижные посадки недопустимо, так как получаемые при этом натяги сильно осложняют условия монтажа и демонтажа подшипников, а в процессе их эксплуатации возможны поломки в связи со значительными внутренними напряжениями в кольцах и шариках и заклинивание тел качения.

Поля допусков валов, как видно из рисунка 5.4, выбирают по системе основного отверстия:

- для подшипников класса точности 0 и 6 – $j_s6, k6, m6, n6$;
- для подшипников класса точности 5 и 4 – $j_s5, k5, m5, n5$;
- для подшипников класса точности 2 – $j_s4, k4, m4, n4$.

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

- для подшипников класса точности 0 и 6 – $J_s7, H7, H8, H9, G7, F7, F8$;
- для подшипников класса точности 5 и 4 – $J_s6, H6, G6$;
- для подшипников класса точности 2 – $J_s5, H5, G5$.

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

5.5. Виды нагружения колец подшипников качения

Выбор посадок колец подшипников определяется также видом нагружения и режимом работы. В случае, если сборочная единица работает по схеме, когда вращается вал с внутренним кольцом, а корпус с наружным кольцом неподвижны, то возможны две типовые схемы нагружения подшипника.

Первая типовая схема нагружения представлена на рисунке 5.5, а. Радиальная нагрузка P_r постоянна по величине и направлению. В этом случае внутреннее кольцо подшипника испытывает циркуляционное нагружение, а наружное кольцо – местное нагружение.

При **местном** нагружении (рис.5.5, б) кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку P_r , постоянную по направлению, лишь ограниченным участком беговой дорожки и передает ее ограниченному участку корпуса. Поэтому сопряжение наружного кольца подшипника с корпусом должно быть осуществлено по посадке с небольшим средневероятным зазором. За счет наличия зазора данное кольцо в процессе работы под действием отдельных толчков, сотря-

сений и других факторов будет периодически проворачиваться в корпусе, вследствие чего износ беговой дорожки станет более равномерным и долговечность подшипника существенно возрастет.

Циркуляционное нагружение создается на кольце при постоянно направленной радиальной нагрузке, когда место нагружения последовательно перемещается по окружности кольца со скоростью его вращения (рис.5.5,в). Посадка вращающегося циркуляционно-нагруженного кольца должна обеспечивать гарантированный натяг, который исключает возможность относительного смещения или проскальзывания кольца и вала. Наличие вышеуказанных процессов приведет к развальцовке сопрягаемых поверхностей, потере точности, перегреву и быстрому выходу сборочной единицы из строя.

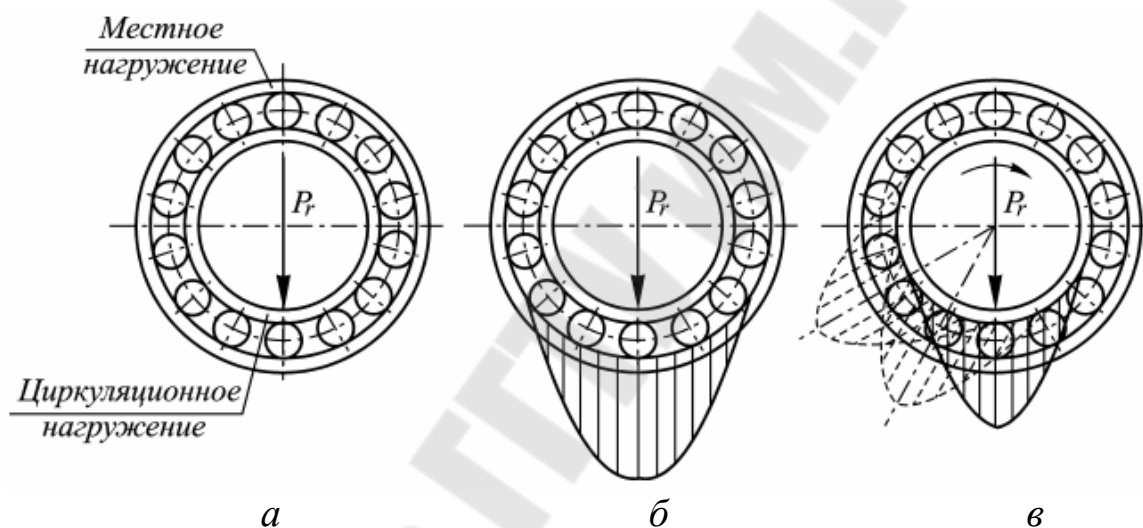


Рис. 5.5. Первая типовая схема нагружения подшипника и виды нагружения колец: *a* – типовая схема нагружения; *б* – местное нагружение наружного кольца; *в* – циркуляционное нагружение внутреннего кольца

Вторая типовая схема нагружения показана на рисунке 5.6, *a*. На кольца действуют две радиальные нагрузки, одна из которых P_r постоянна по величине и направлению, а другая, центробежная P_v , вращающаяся вместе с валом. При такой схеме нагружения внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение, а наружное кольцо – колебательное.

Равнодействующая сил P_r и P_v сила P_{r+v} совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно действия

силы P_r (рис.5.6,б). Такой вид нагружения кольца называется колебательным.

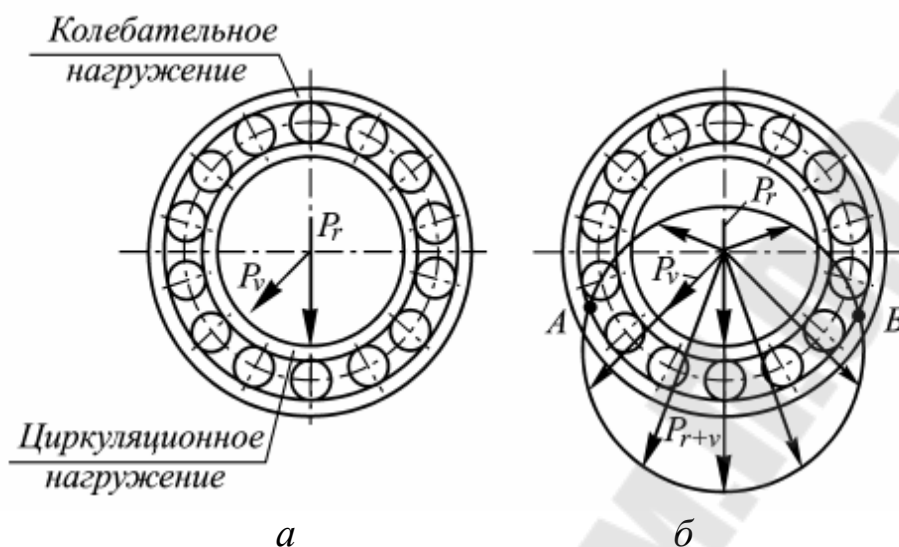


Рис. 5.6. Вторая типовая схема нагружения подшипника и виды нагружения колеи: а – типовая схема нагружения; б – колебательное нагружение наружного кольца

Внутреннее кольцо воспринимает суммарную радиальную нагрузку последовательно всей контактной поверхности дорожки качения, т. е. имеет циркуляционное нагружение, схема которого, аналогична схеме, представленной на рисунке 5.5, в.

5.6. Обозначение посадок подшипников на чертежах

Поля допусков внутреннего и наружного колец подшипника принято обозначать соответственно буквами L и l с указанием класса точности подшипника, например, $L6$ и $l6$.

Для соединения колец подшипников с валами и корпусами применяют так называемые «подшипниковые» посадки, отличающиеся от посадок ГОСТ 25347-82 значениями зазоров и натягов. Это вызвано тем, что предельные отклонения размеров колец, выбираемых по ГОСТ 520-89, отличны от отклонений, установленных ГОСТ 25347-82. Посадки подшипников качения на сборочных чертежах, в соответствии с общими правилами, обозначаются в виде дроби. Пример обозначения посадок подшипника на чертежах показан на рисунке 5.7. Допускается при обозначении посадок подшипника на вал и в корпус указывать только поля допусков вала и отверстия в корпусе.

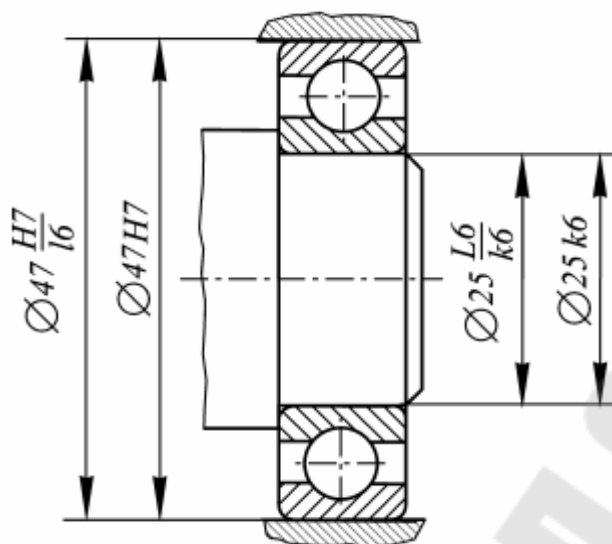


Рис. 5.7. Обозначение посадок подшипников на чертежах

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

5.7. Технические требования к посадочным поверхностям валов и отверстий корпусов под подшипники качения

От точности сопрягаемых с подшипником поверхностей вала и отверстия корпуса зависит работоспособность и долговечность подшипника, поэтому к ним предъявляются высокие технические требования.

Торцовые поверхности обеспечивают надежную опору колец подшипников при действии на них осевых нагрузок. Торцовые поверхности заплечиков должны быть перпендикулярны к осям заплечиков. Радиусы галтелей заплечиков должны быть меньше радиусов (монтажных фасок) подшипников. Вместо галтелей при достаточном запасе прочности вала или корпуса можно применять проточки (канавки) для выхода шлифовального круга или резца.

В ряде случаев (по конструктивным или технологическим соображениям) кольца подшипников могут упираться в торцовые поверхности смежных деталей (ступиц зубчатых колес, втулок, дисков, стопорных колец и т. д.), допуски торцового биения и шероховатости этих поверхно-

стей должны соответствовать требованиям к заплечикам корпуса или вала.

Если высота заплечика вала или корпуса недостаточна (менее $1,8...2 r$), или их вообще нет, то применяются упорные кольца, размеры которых зависят от серии подшипника по диаметру. Диаметр упорного кольца должен быть больше диаметра вала на $6...15$ мм (чем тяжелее условия работы, тем больше перепад диаметров). Ширина упорного кольца – $4...12$ мм.

Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и корпусов определены в ГОСТ 3325.

Значения допусков на посадочные размеры подшипника класса точности 0 соответствуют примерно 5 или 6 квалитетам, а для подшипников 2 класса – 2 или 3 квалитетам.

Допуск цилиндричности для колец подшипника допускается в пределах $0,5T$ от допуска на диаметр посадочной поверхности 0 и 6 классов точности, или $0,25T$ от допуска на диаметр посадочной поверхности для классов 5; 4; 2; Т.

Особое значение на работоспособность подшипников оказывает шероховатость посадочных поверхностей ($R_a = 0,2...0,4$), а также дорожек и тел качения ($R_a = 0,1...0,025$).

6. Нормирование точности метрической резьбы

6.1. Резьбовые соединения, используемые в машиностроении

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

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

- крепежные (метрическая, круглая дюймовая), применяемые для разъемного соединения деталей машин. Такие резьбы должны обладать высокой прочностью и большим трением, предохраняющим детали от самоотвинчивания.
 - кинематические (прямоугольная, трапецеидальная, упорная). Применяется для ходовых винтов, винтов суппортов станков, столов измерительных приборов. Такие размеры должны обеспечивать точное применение при минимальном трении. Упорные резьбы обеспечивают преобразование вращательного движения в поступательное (домкраты, прессы).
 - трубные – для герметичного соединения труб и арматуры.
- Общим для всех резьб требованием являются: долговечность и свинчиваемость.

6.2. Профиль и основные параметры метрической резьбы

Профиль и основные параметры метрической резьбы регламентируют ГОСТ 9150-81 и ГОСТ 24705-81. Номинальный профиль общий для наружной и внутренней резьб, т.е. для гайки и болта представлен на рисунке 6.1.

Основными элементами метрической резьбы являются: D и d – наружный диаметр соответственно для гайки и болта; D_2 и d_2 – средний диаметр; D_1 и d_1 – внутренний диаметр; P – шаг резьбы; $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля; l – длина свинчивания, равная длине соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении. Для метрических резьб с крупным шагом длина свинчивания составляет $0,8d$, она принята в качестве высоты стандартных гаек.

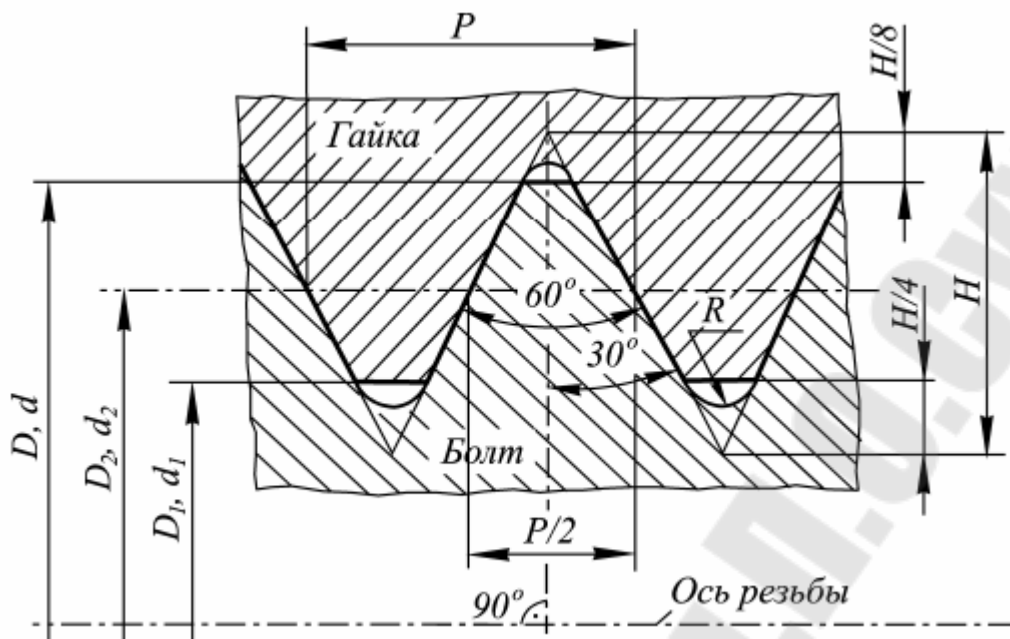


Рис. 6.1. Профиль и основные элементы метрической резьбы

Номинальный профиль метрической резьбы представляет собой равнобедренный треугольник с плоскими срезами, выполненными по наружному и внутреннему диаметрам соответственно на расстоянии $H/8$ и $H/4$ от вершин исходного треугольника.

Форма впадины резьбы болта не регламентируется и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной с номинальным радиусом закругления $R = H/6$, что более предпочтительно, поскольку способствует повышению циклической прочности болта.

Метрические резьбы с диаметрами от 0,25 до 600 мм согласно ГОСТ 8724-81 подразделяются на резьбы с крупными и мелкими шагами.

У резьб с крупными шагами каждому наружному диаметру соответствует определенный шаг в соответствии с зависимостью $D = d = 6P^{1,3}$. Например, для резьбы с крупным шагом М24 – $P = 3$ мм. У резьб с мелкими шагами одному и тому же наружному диаметру могут соответствовать различные шаги, например: резьбы М18х1; М18х1,5; М18х2. Такие резьбы применяют при соединении тонкостенных деталей, малой длине свинчивания и повышенных требованиях к прочности соединений, особенно при переменных нагрузках.

6.3. Общие принципы нормирования точности цилиндрических резьб

Реальные резьбовые поверхности имеют отклонения профиля и размеров по сравнению с теоретическими (идеальными). Нормирование точности любых цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами, таких как метрической, трапецеидальной, упорной и др., построено по единым принципам.

Для обеспечения взаимозаменяемости болта и гайки на длине свинчивания устанавливают предельные контуры резьбы свинчиваемых деталей. Номинальный контур метрической резьбы показан на рисунке 6.2 толстой линией.

Действительные контуры свинчиваемых деталей определяются действительными размерами наружных d (D), средних d_2 (D_2) и внутренних d_1 (D_1) диаметров, шага P и угла профиля α . Таким образом, резьбовое соединение будет надежным, если действительные размеры резьбы болта и гайки не будут выходить за предельные контуры резьбы на длине свинчивания.

Учитывая, что у большинства резьб по наружному и внутреннему диаметрам предусмотрены зазоры, как видно из рисунка 6.2, а поля допусков болта и гайки расположены в «тело», то свинчиваемость резьб зависит только от шага, угла профиля и точности средних диаметров. Между погрешностями среднего диаметра резьбы, шага и угла профиля установлена математическая зависимость. Поэтому погрешности шага и угла профиля на длине свинчивания можно компенсировать соответствующим изменением среднего действительного диаметра резьбы.

Отклонение шага резьбы ΔP – это разность действительных и номинальных расстояний между одноименными сторонами профиля, измеренных в осевом направлении на расстоянии, равном половине среднего диаметра от оси резьбы, в пределах длины свинчивания или заданной длины. Отклонения шага могут быть местными периодически повторяющимися или прогрессивно возрастающими, пропорциональными числу витков резьбы на длине свинчивания. Прогрессирующие погрешности шага обычно превышают погрешности других видов.

Для вывода зависимости **диаметральной компенсации от погрешности шага** наложим на осевое сечение номинальной резьбы гайки с контуром 1 (рис.6.3), а, осевое сечение реальной наружной

резьбы болта с контуром 2, имеющей прогрессивно возрастающее отклонение шага ΔP , совместив левую сторону боковых профилей гайки и болта. При этом не учитываем отклонение угла профиля у контура 2. При одинаковых средних диаметрах резьбы ($d_2 = D_2$) и одном угле профиля α эти детали не свинчиваются из-за перекрытия контуров. При этом $\Delta P = P_{Bz} - Pz$.

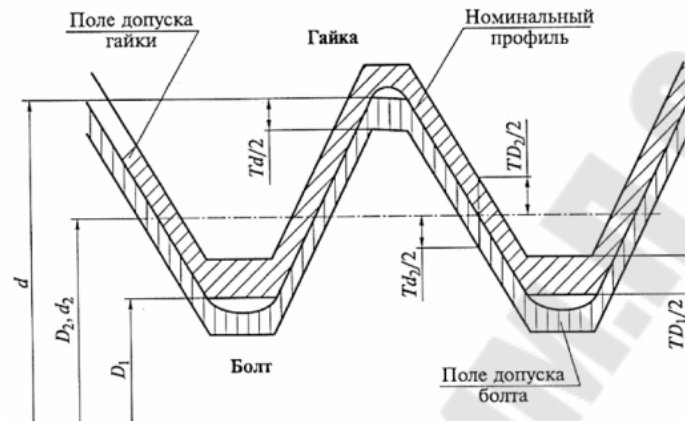
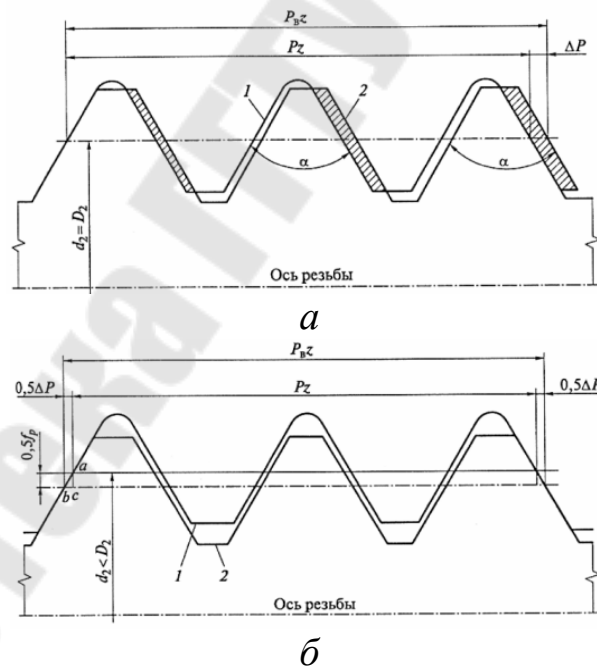


Рис. 6.2. Предельные контуры резьбового соединения при посадке с зазором



1 – профиль резьбы гайки, 2 – профиль резьбы болта

Рис. 6.3. Схема диаметральной компенсации f_p погрешности шага резьбы:

a – для несвинчивающейся резьбы; b – для свинчивающейся резьбы

Для обеспечения возможности свинчивания резьбовых деталей нужно компенсировать отклонение шага ΔP , т.е. уменьшить средний диаметр d_2 у болта или увеличить средний диаметр у гайки на величину f_p , сохранив соприкосновение (на заданной длине) сторон профилей наружной и внутренней резьб (рис.6.3,б). При этом отклонение шага ΔP расположится симметрично относительно номинальной длины свинчивания Pz . В результате из прямоугольного треугольника abc , показанного на рисунке 6.3, б, получим зависимость

$$f_p = \Delta P \operatorname{ctg}(\alpha/2),$$

где f_p и ΔP заданы в микрометрах.

Для метрических резьб $\alpha = 60^\circ$, следовательно $\operatorname{ctg}30^\circ = 1,732$, тогда формула примет вид:

$$f_p = 1,732\Delta P.$$

Абсолютное значение погрешности шага ΔP (накопленной или местной) при диаметральной компенсации может быть как положительным, так и отрицательным.

Отклонение угла профиля резьбы $\Delta\alpha/2$ и его диаметральной компенсация f_α . Отклонением угла профиля симметричной резьбы (или отклонениями углов наклона боковых сторон профиля для резьб с несимметричным профилем) называется разность между действительными $\alpha_d/2$ и номинальными $\alpha/2$ значениями половины данного угла профиля $(\Delta\alpha/2) = \alpha_d/2 - \alpha/2$.

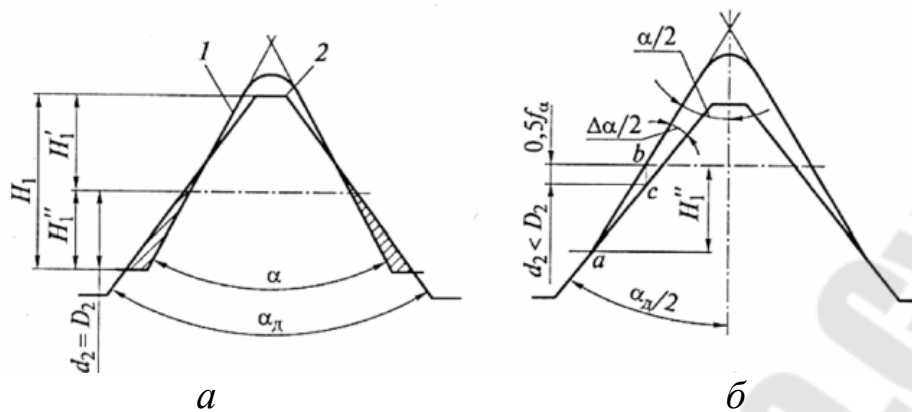
Компенсировать отклонение угла профиля резьбы можно также увеличением среднего диаметра внутренней резьбы или уменьшением среднего диаметра наружной резьбы.

Рассмотрим схему совмещения номинального профиля 1 резьбы гайки с углом профиля α и реального профиля 2 резьбы болта с углом профиля α_d при одинаковых значениях среднего диаметра $d_2 = D_2$ (рис.6.4,а). Свинтить эти резьбы нельзя из-за наличия перекрытых заштрихованных участков.

Для обеспечения свинчивания (рис.6.4,б), нужно увеличить средний диаметр болта на величину f_α , при которой сохранится контакт профилей в точке a , а перекрытия профилей не будет. Из треугольника abc после упрощений и преобразований получим формулу связи диаметральной компенсации f_α с отклонением угла профиля резьбы:

$$f_\alpha = 0,29P \frac{\Delta\alpha}{2},$$

где f_α указано в микрометрах, P – в миллиметрах, а $\Delta\alpha/2$ – в угловых минутах.



1 – профиль резьбы гайки, 2 – профиль резьбы болта
 Рис. 6.4. Схема диаметальной компенсации f_α угла профиля резьбы $\Delta\alpha$: а – для несвинчивающейся резьбы;
 б – для свинчивающейся резьбы.

Приведенный средний диаметр резьбы – это измеренное (действительное) значение среднего диаметра резьбы, уменьшенное у внутренней и увеличенное у наружной резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений угла наклона боковой стороны профиля и шага резьбы.

Приведенный средний диаметр:

для внутренней резьбы $D_{2пр} = D_{2изм} - (f_p + f_\alpha)$;

для наружной резьбы $d_{2пр} = d_{2изм} + (f_p + f_\alpha)$,

где $d_{2изм}$, $D_{2изм}$ – измеренные (действительные) значения среднего диаметра наружной и внутренней резьбы.

Условие свинчиваемости резьб: $D_{2пр} > d_{2пр}$.

6.4. Допуски и посадки метрической резьбы с зазором.

Обозначение допусков и посадок метрических резьб на чертежах

Система допусков должна обеспечивать как свинчиваемость, так и прочность резьбового соединения. Основным параметром, определяющим точность и характер резьбового соединения (характер посадки), является средний диаметр. Поля допусков на наружный и внутренний диаметр гайки и болта построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор.

В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т.е. по среднему диаметру) различают посадки с зазором (ГОСТ 16093), натягом (ГОСТ 4608) и переходные (ГОСТ 24834).

Из нескольких разновидностей метрических резьб наиболее широко применяется и действительно является универсальной только резьба с зазорами. Для получения различных посадок с зазором ГОСТ 16093 предусматривает четыре основных отклонения для резьбы гаек – H, G, F, E и пять основных отклонений для болтов – h, g, f, e, d .

Схемы расположения полей допусков приведены на рисунке 6.5, из которых видно, что отклонения диаметров резьбы отсчитываются от номинального профиля, показанного утолщенными линиями, в направлении перпендикулярном оси резьбы.

Расположение полей допусков относительно номинального профиля резьбы определяется величиной основных отклонений: нижнего EI – для внутренней резьбы (гайки) и верхнего – es для наружной резьбы (болта), которые для данного шага не зависят от диаметра резьбы. Величины основных отклонений H и h соответственно для гаек и болтов равны нулю, а их сочетание характерно для посадки с наименьшим зазором, равным нулю.

Верхние отклонения для внутренней резьбы (по D_2 и D_1 и нижние – для наружной резьбы (по d_2 и d) зависят от величин допусков: TD_2, TD_1, Td_2 и Td , величина которых определяется в соответствии с принятой степенью точности. Установленные стандартом степени точности приведены в таблице 6.1.

Степень точности выбирается в зависимости от длин свинчивания резьбы и требований, предъявляемых к точности резьбового соединения. Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяются на три группы: S – короткие, N – нормальные и L – длинные (ГОСТ 16093). Длины свинчивания свыше $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$ относятся к группе N ; длины свинчивания меньше нормальных относятся к группе S , а больше – к группе L .

Вернее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта не устанавливаются.

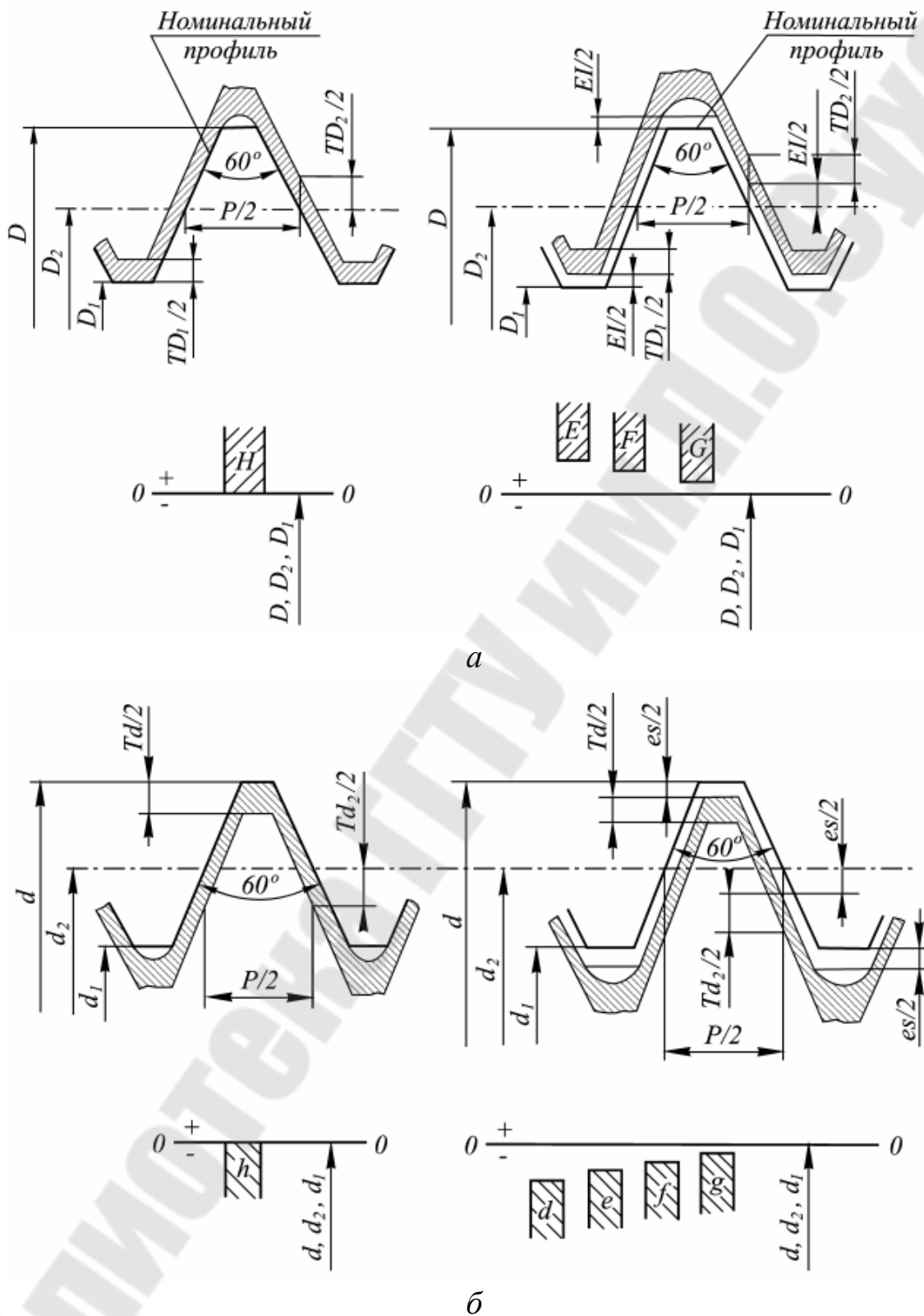


Рис. 6.5. Схемы расположения полей допусков наружной (а) и внутренней (б) резьбы

Таблица 6.1

Степени точности метрических резьб

Резьба	Диаметр резьбы	Степень точности
Внутренняя	D_2	4, 5, 6, 7, 8, 9*
	D_1	4, 5, 6, 7, 8
Наружная	d_2	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10*
	d	4, 6, 8

*Только для резьб на деталях из пластмасс

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

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

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

- $M18 \times 1,5-4H5H-LH$ – гайка, шаг $p = 1,5$; $D = 18$; TD_2 по $4H$, TD_1 по $5H$, резьба левая; (завинчивают против часовой стрелки);
- $M18-6H$ – гайка с крупным шагом $p = 2,5$, 6-й степени точности, с основным отклонением H для среднего и внутреннего диаметров;
- $M18-6g-40$ – болт с крупным шагом $p = 2,5$, 6-й степени точности с основным отклонением g для среднего и наружного диаметров, длина свинчивания - 40 мм.

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

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

Средний класс получил наибольшее применение. В машиностроении наиболее часто для резьбы с мелким шагом используют поля допусков: для болтов – $5g6g$, а для гайки – $5H$.

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

6.5. Допуски и посадки метрической резьбы с натягами и переходными посадками

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

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

Выбор полей допусков и посадок производят в зависимости от материала корпуса, диаметра и шага резьбы. Допуски среднего диаметра резьб с натягом (сортируемых на группы) не включают диаметральных компенсаций погрешностей шага и угла профиля. Погрешности шага и угла профиля ограничиваются своими допусками (T_p и T_α). Допуски среднего диаметра резьбы с переходными посадками являются суммарными, как для резьб с зазором. Значения допусков и основных отклонений определять по стандартам и справочникам.

Схемы расположения полей допусков для резьб с натягом даны на рисунке 6.6, а для резьбовых соединений по переходным посадкам – на рисунке 6.7.

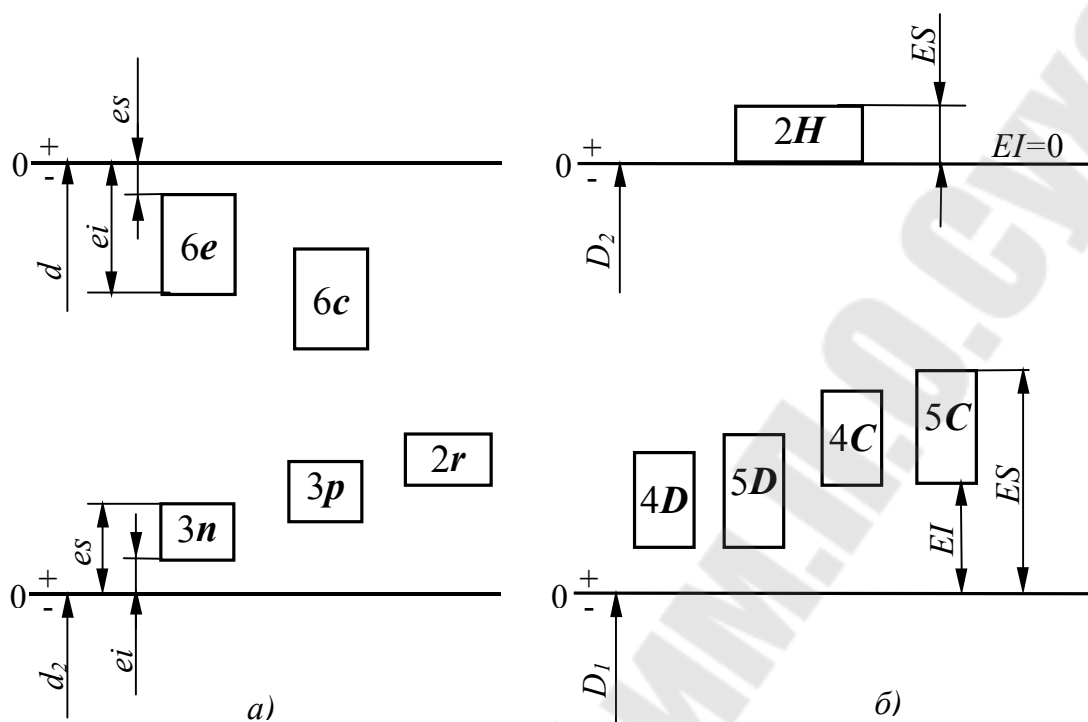


Рис. 6.6. Расположение полей допусков метрической резьбы с натягом: *а* – для наружной; *б* – для внутренней

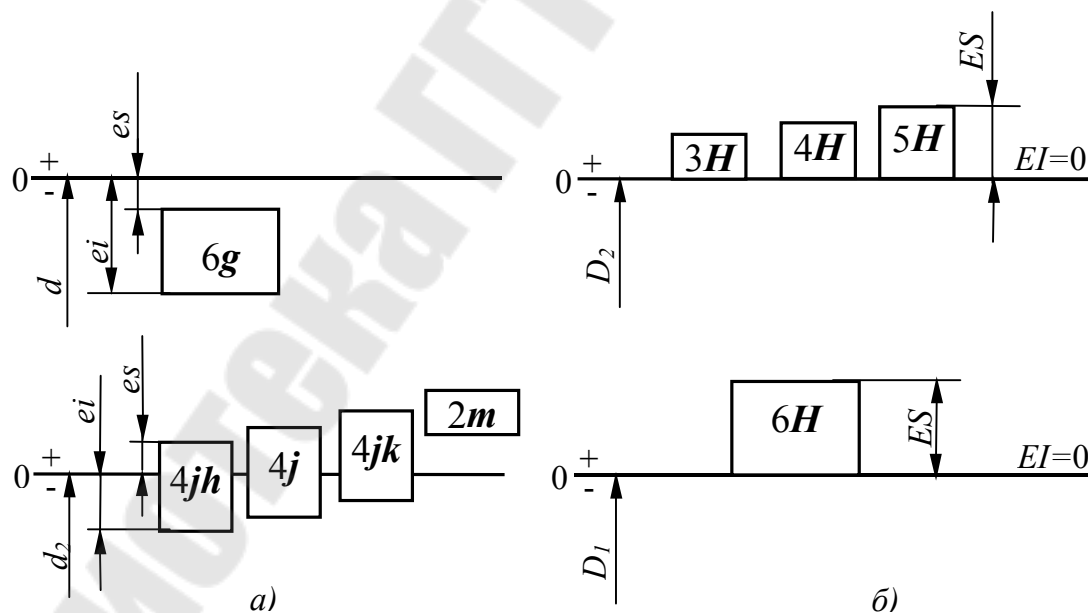


Рис. 6.7. Схемы расположения полей допусков метрической резьбы с переходными посадками: *а* – для наружной; *б* – для внутренней

7. Нормирование точности шлицевых и шпоночных соединений

Шпоночные и шлицевые соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Они позволяют при необходимости осуществлять относительное осевое перемещение сопряженных деталей, например, при включении и выключении муфт или зубчатых колес.

Шпоночные соединения выполняют обычно по одной из переходных посадок. Их применяют в малонагруженных тихоходных передачах (кинематические цепи подач станков), в крупногабаритных соединениях (шестерни, маховики кузнечно-прессовых машин), во всех ответственных неподвижных соединениях (маховики двигателей внутреннего сгорания, центрифуги и т.д.), в единичных (опытных) экземплярах машин.

Шлицевые соединения совершеннее шпоночных. При одном и том же диаметре они передают значительно больший крутящий момент, обеспечивают высокую степень центрирования деталей, в них отсутствует съемная деталь – шпонка. В массовом и серийном производстве изготовление шлицевых деталей не сложнее и не дороже шпоночных, а сборка удобнее и быстрее.

7.1. Допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками

Размеры допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками устанавливает ГОСТ 23360–78, с сегментными шпонками ГОСТ 24071–80.

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки b . Остальные размеры задают так, чтобы исключить возможность защемления шпонки по высоте или чрезмерное занижение поверхностей соприкосновения боковых сторон.

На рисунке 7.1 приведены параметры призматических и сегментных шпонок. Для шпоночных пазов втулок на чертежах проставляют размер $d + t_2$ как единственно удобный для контроля. На валах предпочтительно указывать t_1 , но допускается и размер $d - t_1$.

Шпонки обычно соединяются с пазами валов неподвижно, а с пазами втулок – с зазором. Натяг необходим для того, чтобы шпонки не перемещались при эксплуатации, а зазор – для компенсации не-

точности размеров и взаимного расположения пазов. Шпонки вне зависимости от посадок изготавливаются по размеру b с допуском $h9$, что делает возможным их централизованное изготовление. Остальные размеры менее ответственны: высота шпонки h – по $h11$, длина шпонки l – по $h14$, длина паза под шпонку L – по $H15$.

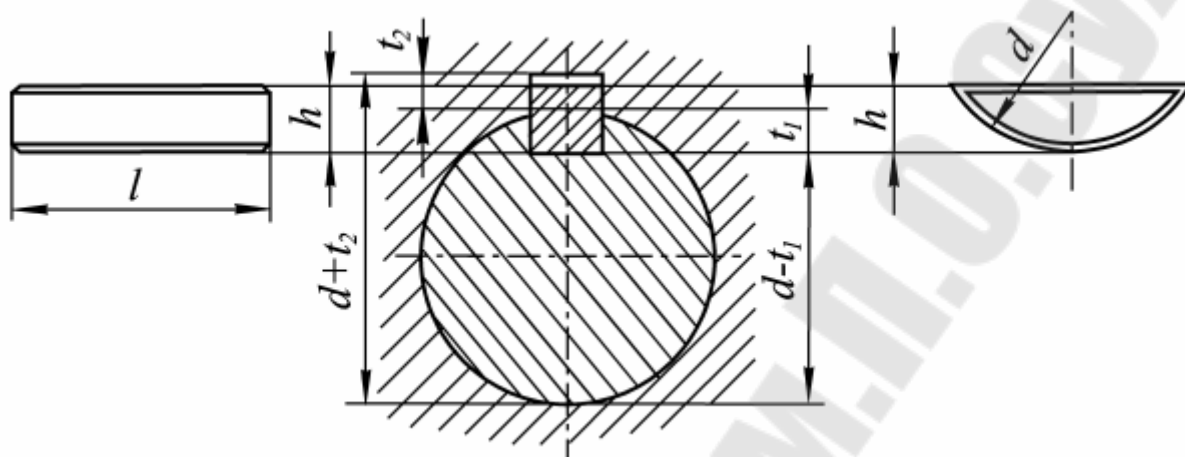


Рис. 7.1. Параметры призматических и сегментных шпонок

По ширине призматических шпонок предусмотрено три варианта соединений: свободное, нормальное и плотное (рис.7.2). Для сегментных применяют только нормальное и плотное. Поля допусков для обоих типов шпонок одинаковы. Посадки выполняют только в системе вала, так как основной деталью является шпонка.

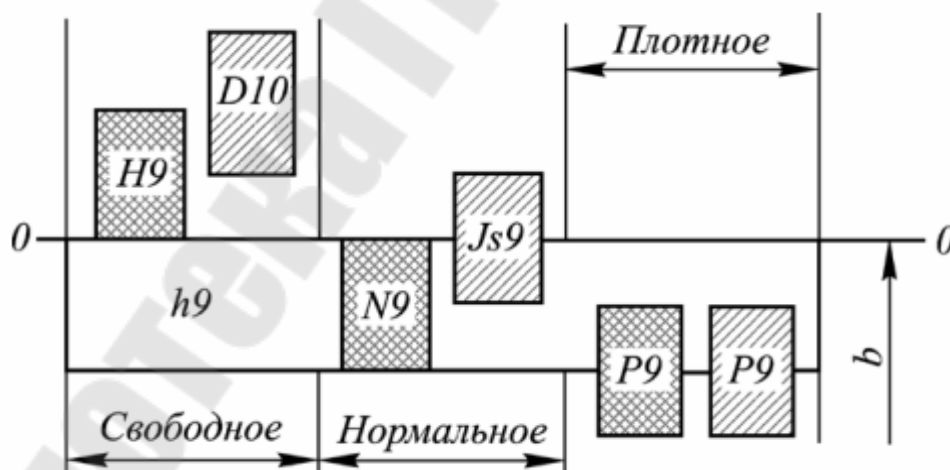


Рис. 7.2. Поля допусков для шпоночных соединений:

□ - поле допуска на ширину шпонки; ▨ - поле допуска на ширину паза втулки; ▩ - поле допуска на ширину паза вала

Выбор полей допусков рекомендуется выполнять по таблице

7.1.

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

Свободное соединение применяется для направляющих шпонок (зубчатое колесо перемещается вдоль вала) или при объемной термообработке сопрягаемых деталей.

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

Таблица 7.1

Рекомендации по выбору полей допусков по ширине шпонки b

Элементы соединения	Плотное	Нормальное	Свободное
Ширина шпонки	$h9$		
Ширина паза на валу	$P9$	$N9$	$H9^*); N9$
Ширина паза на втулке	$P9; Js9$	$D10^*); Js9$	$D10$

Примечание. *) Для шпоночных соединений с длинными (при $l > 2d$) шпонками.

7.1.1. Требования к оформлению шпоночных соединений

Предельные отклонения размеров для выбранных полей допусков следует определять по таблицам ГОСТ 25347.

При выполнении поперечного сечения шпоночного соединения необходимо указать посадки, а у шпонки – поля допусков на размеры b и h шпонки в смешанном виде и шероховатости поверхностей. На чертежах поперечных сечений вала и втулки необходимо указать шероховатости поверхностей, поля допусков на размеры b , d и D в смешанном виде, а также следует нормировать размеры глубины пазов: на валу t_1 – предпочтительный вариант или $(d-t_1)$ с отрицательным отклонением и во втулке $(d+t_2)$ – предпочтительный вариант или t_2 с положительным отклонением. В обоих случаях отклонения выбираются в зависимости от высоты шпонки h . Кроме этого, на чертежах поперечных сечений вала и втулки необходимо ограничивать допусками точность формы и взаимного расположения поверхностей. Предъявляются требования по допустимым отклонениям от симметричности шпоночных пазов и параллельности плоскости симметрии паза относительно оси детали (базы). Допуск параллельности следует

принимать равным $0,5IT9$, допуск симметричности при наличии в соединении одной шпонки – $2IT9$, а при двух шпонках, расположенных диаметрально, – $0,5IT9$ от номинального размера b шпонки. Допуски симметричности могут быть зависимыми в крупносерийном и массовом производстве.

Пример оформления на чертеже поперечных сечений вала и втулки, участвующих в соединении с призматической шпонкой, показан на рис. 7.3.

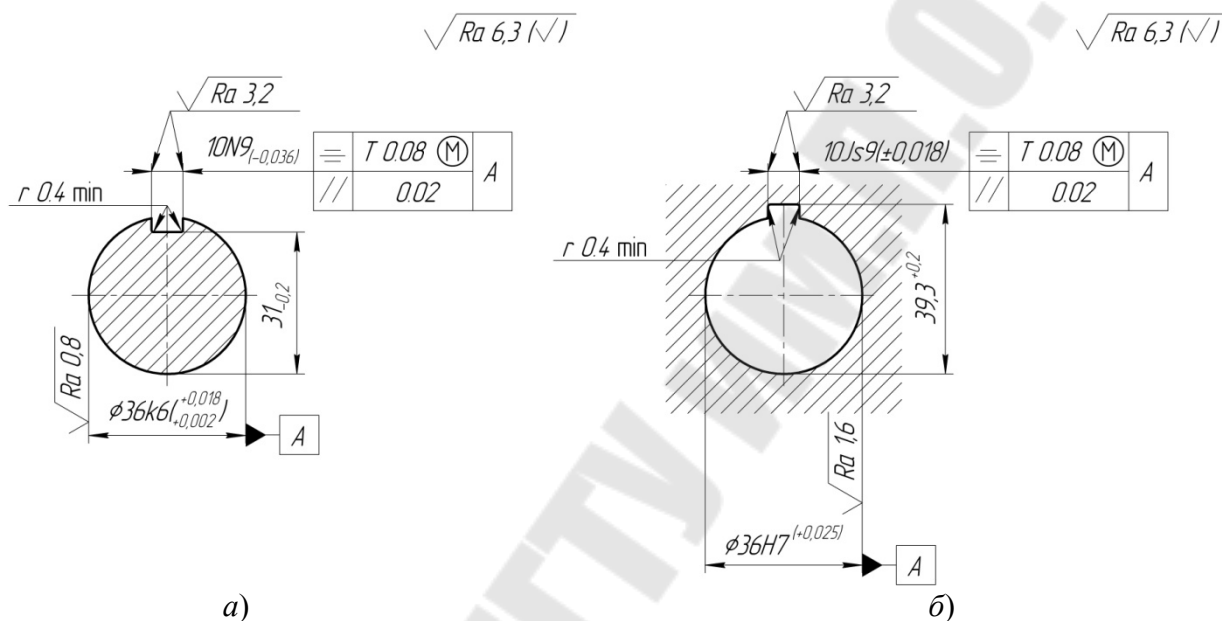


Рис. 7.3. Поперечные сечения:
а – вала; б – втулки

7.2. Шлицевые соединения

7.2.1. Назначение, краткая характеристика и классификация шлицевых соединений

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

В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делятся на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем

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

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобочными передают большие крутящие моменты, имеют меньшую (на 10...40%) концентрацию напряжений у основания зубьев, повышенную циклическую прочность и долговечность, обеспечивают лучшее центрирование и направление деталей, просты в изготовлении, так как их можно фрезеровать методом обкатки.

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

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

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

7.2.2. Способы центрирования шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба

Допуски и посадки шлицевых соединений зависят от их назначения и принятой поверхности центрирования втулки относительно вала. Стандартом предусматриваются три способа центрирования: по поверхностям диаметрами d или D и по боковым поверхностям зубьев, т. е. по размеру b (рис. 7.4).

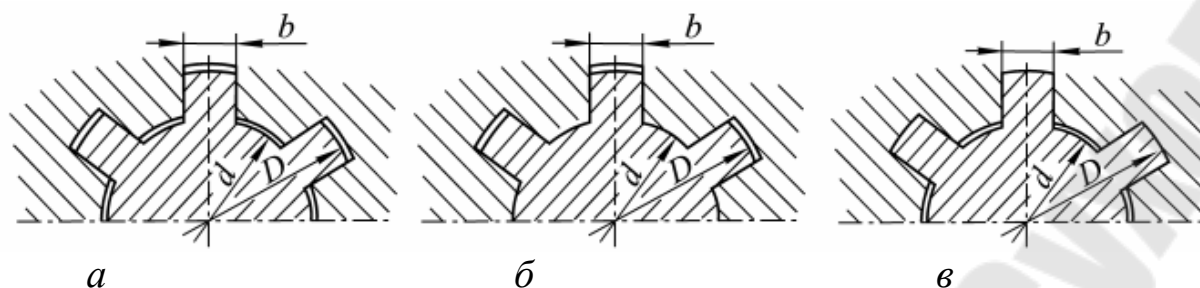


Рис. 7.4. Способы центрирования шлицевых соединений с прямоблочным профилем: *a* – по боковым сторонам шлиц; *б* – по внутреннему диаметру; *в* – по наружному диаметру.

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

Центрирование по наружному диаметру D является наиболее простым и экономичным, применяется, когда втулка термически не обрабатывается (сырая) или когда твердость ее материала после термообработки допускает калибровку протяжкой, а вал фрезеруется до окончательных размеров зубьев и по наружному диаметру шлифуется на обычном круглошлифовальном станке.

Применяется наиболее часто в крупносерийном производстве для незакаленных, неподвижных соединений.

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

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

7.2.3. Посадки и условные обозначения прямобоочных шлицевых соединений

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

Посадки назначают в зависимости от способа центрирования:

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

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

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

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

ми.

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

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

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

Пример условного обозначения шлицевого соединения легкой серии с числом зубьев $z = 8$, внутренним диаметром $d = 36$ мм, наружным диаметром $D = 40$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм, с центрированием по наружному диаметру, с посадкой по диаметру центрирования

$\frac{H7}{f7}$ и по размеру $b - \frac{F8}{f7}$:

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

Втулка (отверстие) этого соединения имеет вид:

$$D - 8 \times 36 H11 \times 40 H7 \times 7 F8,$$

а вал:

$$D - 8 \times 36 b12 \times 40 f7 \times 7 f7.$$

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

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

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

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

$$b - 10 \times 28 \times 35 \times 4 \frac{D9}{e8}.$$

Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами и поэлементными непроходными калибрами.

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

7.2.4. Допуски и посадки шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев

Допуски и посадки эвольвентных шлицевых соединений устанавливает ГОСТ 6033-80. В шлицевых эвольвентных соединениях втулку относительно вала наиболее часто центрируют по боковым поверхностям зубьев (рис.7.5) или по наружному диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется.

При центрировании по боковым поверхностям шлиц установлено два вида допусков для ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала (рис.7.6). T_e (T_s) – допуск собственно на ширину впадины втулки (толщину зуба вала), а T – суммарный допуск, включающий отклонения формы и расположения элементов профиля впадины (зуба).

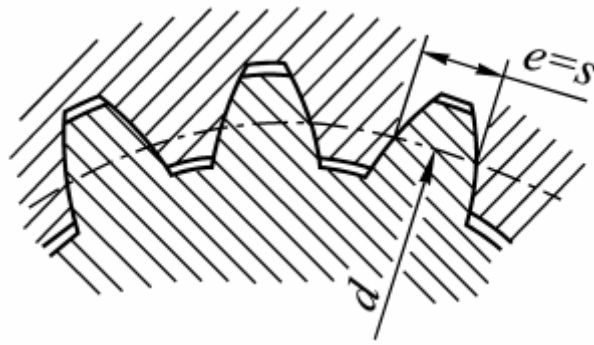


Рис. 7.5. Шлицевое соединение с эвольвентным профилем

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение H и степени точности 7, 9, 11, для толщины s зуба вала установлены десять основных отклонений (рис.7.7) и степени точности 7–11. Посадки по боковым поверхностям зубьев установлены только в системе отверстия.

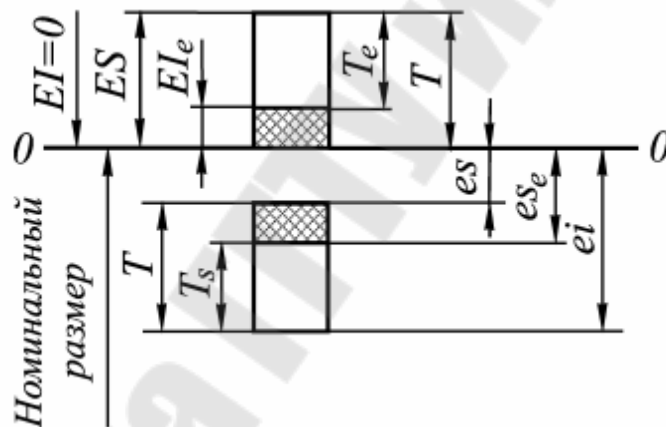


Рис. 7.6. Расположение полей допусков ширины e впадины втулки и толщины s зуба вала в эвольвентных шлицевых соединениях

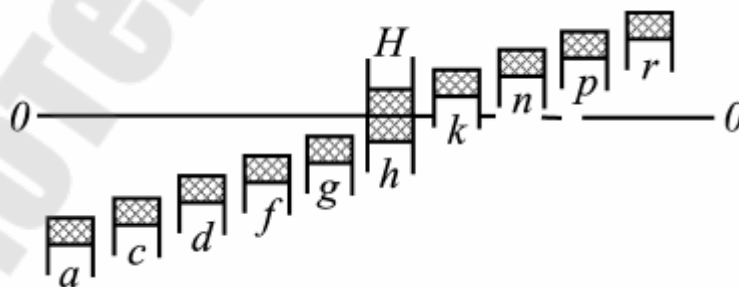


Рис. 7.7. Основные отклонения для ширины e впадины втулки и ширины s зуба вала в шлицевых эвольвентных соединениях

При центрировании по наружному диаметру рекомендуется использовать следующие посадки:

$$\frac{H7}{n6}^i \frac{H7}{js6}^i \frac{H7}{h6}^i \frac{H7}{g6}^i \frac{H7}{f7}$$

при этом на боковые поверхности зубьев втулки и вала предусмотрены следующие поля допусков: - для втулки $9H$, $11H$; - для вала $9h$, $9g$, $9d$, $11c$, $11d$.

Эвольвентные шлицевые соединения на чертежах обозначаются следующим образом:

- при центрировании по боковым поверхностям шлиц

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033} - 80$$

наружный диаметр $D = 50$ мм, модулем $m = 2$ мм);

- при центрировании по наружному диаметру

$$50 \times \frac{9H}{9g} \times 2 \text{ ГОСТ 6033} - 80.$$

8. Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передач

8.1. Требования, предъявляемые к зубчатым колесам и передачам

Зубчатые передачи получили широкое распространение в конструкциях современных машин и механизмов для передачи вращательных движений или моментов сил с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот. Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами, а именно: малыми габаритами; высоким КПД; большой надежностью в работе; постоянством передаточного отношения из-за отсутствия проскальзывания; возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных отношений.

В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяют на прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейными зубьями. Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические зубчатые передачи.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями. Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими колесами с прямыми и круговыми зубьями, реже тангенциальными. Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой. Для валов с пересекающимися осями применяют зубчато-винтовые передачи.

По эксплуатационному назначению зубчатые передачи можно разделить на отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

Отсчетные передачи входят в состав точных кинематических цепей измерительных приборов, следящих систем, делительных механизмов приспособлений, станков и т. п. Обычно указанные передачи работают при малых скоростях. Основное эксплуатационное требование – высокая кинематическая точность. Зубчатые колеса таких передач характеризуются малым модулем и небольшой длиной зуба.

Скоростные передачи входят в состав кинематических цепей различных коробок передач, редукторов, двигателей. Такие передачи

работают при высоких скоростях (до 150 м/с) и достаточно больших мощностях.

Основным требованием к скоростным передачам является требование обеспечения плавности работы, т. е. бесшумность и отсутствие вибраций. В основном это передачи с зубчатыми колесами средних размеров.

Силовые передачи передают большие усилия при небольших скоростях. Основное требование – полнота контакта зубьев, особенно по длине зуба. Обычно такие передачи характеризуются большими модулями и большой длиной зуба.

Показатели работы зубчатых передач зависят от окружных скоростей колес, от величины окружных скоростей. Зубчатые передачи делятся на тихоходные, среднескоростные и быстроходные. К тихоходным передачам можно отнести кинематические передачи, а также силовые. К среднескоростным относятся передачи общего назначения. К быстроходным – передачи с большими окружными скоростями колес (до 150 м/с).

К передачам общего назначения не предъявляются повышенные эксплуатационные требования ни по одному из трех рассмотренных выше.

Взаимозаменяемость зубчатых передач возможна лишь с учетом зависимостей между погрешностями колес и передач и вызванными ими отклонениями кинематических и динамических характеристик.

Для регламентации точности отдельных видов зубчатых передач (цилиндрических, конических и др.) созданы системы допусков именно на передачи, а не на отдельные зубчатые колеса, так как точность зубчатых передач как самостоятельных звеньев машины зависит не только от точности входящих в зацепление зубчатых колес, но и от точности расположения осей в корпусах.

8.2. Нормы точности колес и виды сопряжений цилиндрических зубчатых колес и передач. Нормы бокового зазора

Зубчатые колеса, как и любые другие детали, изготавливают с погрешностями, вызываемыми погрешностями профиля зубообрабатывающих инструментов (фрез, долбяков), их установки на станке, отклонениями размеров и формы заготовки, а также неточностью установки заготовки на станке, неточностями в кинематических цепях станка. Совместное действие перечисленных погрешностей приводит

к кинематической погрешности колеса, неплавности его работы и нарушению прилегания поверхностей зубьев как по длине, так и по высоте зуба. Предельные отклонения параметров зубчатого колеса ограничены системой допусков (ГОСТы: 1643-81, 9178-81, 1758-81 и т.д.).

По точности изготовления зубчатые колеса разделяют на двенадцать степеней точности, с 1-й по 12-ю – в порядке убывания точности. Степень точности – заданный уровень допустимого несоответствия значений действительных параметров зубчатых колес расчетным (номинальным) значениям. В настоящее время допуски предусмотрены для степеней точности от 3-й до 12-й. Для 1-й и 2-й степеней точности допуски будут вводиться по мере надобности. В машиностроении, например, применяют зубчатые передачи следующих степеней точности: 3-5-й – в измерительных механизмах (образцовые колеса); 6-9-й – в ответственных передачах станков, редукторах и приводах авиационных двигателей; 8-10-й – в сельхозмашиностроении; 11-12-й – в неответственных передачах.

В каждой степени выделены три нормы точности согласно эксплуатационным группам: **кинематическая точность, плавность работы и контакт зубьев**. В каждой норме определены независимые, равноправные показатели точности и допуски на них.

Кинематическая точность оценивается нормами кинематической погрешности зубчатой передачи и кинематической погрешностью колеса. Кинематическая погрешность передачи есть разность между действительным и номинальным углами поворота ведомого зубчатого колеса, выраженная в линейных величинах длиной дуги делительной окружности. Все показатели кинематической точности оцениваются за один оборот колеса.

Кинематическая погрешность зубчатого колеса определяется погрешностью кинематической цепи деления зубообрабатывающего станка. Кинематическая погрешность оценивается следующими показателями: накопленной погрешностью шага, радиальным биением зубчатого венца, колебанием длины общей нормали, колебанием измерительного межосевого расстояния за оборот колеса.

Плавность работы передачи характеризуется циклическими погрешностями при повороте колеса на один зуб. Наличие циклически повторяющихся погрешностей (шага, профиля зуба и др.) вызывает в процессе работы передачи шум и вибрацию. Чистовая обработка боковой поверхности зубьев (шлифованием, шевингованием и др. методами) позволяет повысить плавность работы передачи, так как улуч-

шается профиль зуба. Отклонение шага зацепления, зависящее от погрешности зуборезного инструмента, также влияет на плавность передачи.

Контакт зубьев характеризуется размерами пятна контакта на боковых поверхностях зубьев при работе передачи и определяет величину передаваемой нагрузки. Пятно контакта зависит от погрешностей самих колес и от погрешностей их монтажа в корпус.

Независимо от степени точности выбирается **вид сопряжения**, который характеризуется нормой бокового зазора между нерабочими профилями зубьев колес, находящихся в зацеплении.

В стандартах на все виды зубчатых передач при образовании символов нормируемых отклонений и допусков используются следующие обозначения:

- F – показатели, определяющие кинематическую точность;
- f – показатели плавности работы передачи;
- показатель, относящийся к передаче, обозначается индексом – 0;
- действительное значение измеренного параметра имеет в конце общего символа – r ;
- один штрих означает, что показатель определяется в однопрофильном зацеплении;
- два штриха требуют выполнять контроль параметра в двухпрофильном зацеплении;
- показатели без штрихов проверяются у зубчатого колеса без зацепления с другим и характеризуют геометрическую точность.

Показатели нормы кинематической точности:

F'_{io} – допуск на кинематическую погрешность зубчатой передачи; определяется как сумма допусков кинематических погрешностей двух сопрягаемых колес $F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2}$;

F'_i – допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса:

$$F'_i = F_p + f_f;$$

F_p – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

F_{pk} – допуск на накопленную погрешность « k » шагов ($k \geq 2$) назначается для длины делительной окружности, соответствующей 1/6 части числа зубьев колеса.

зубообрабатывающего станка.

F_r - допуск на радиальное биение зубчатого венца;

F_i'' - допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса ($F_i'' = 1,4F_r$);

F_{vw} - допуск на колебание длины общей нормали:

$$F_{vw} = W_{\max r} - W_{\min r};$$

F_c - допуск на погрешность обката зависит от кинематической погрешности зубообрабатывающего станка ($F_c = F_{vw}$).

Показатели нормы плавности работы передачи:

f'_{i0} - допуск на местную кинематическую погрешность передачи;

$$f'_{i0} = 1,25 f'_{i0};$$

f_{zZO} - допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче;

f_{zko} - допуск на циклическую погрешность передачи;

f'_i - допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса;

$\pm f_{pb}$ - предельные отклонения шага зацепления $f_{pb} = P_{br} - P_b$;

$\pm f_{pt}$ - предельные отклонения окружного шага $f_{pt} = P_{tr} - P_t$;

f_f - допуск на погрешность профиля зуба;

f_i'' - колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе;

$f_{zk} = f_{zko}$ - допуск на циклическую погрешность зубчатого колеса равен циклической погрешности передачи с частотой « k » за оборот;

f_{zZO} - допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче;

$f_{zz} = 0,6 f_{zZO}$ - допуск на циклическую погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса.

Показатели нормы контакта зубьев:

– **для передачи:**

– суммарное пятно контакта по высоте и ширине зуба реальной передачи при вращении под нагрузкой;

f_x допуск параллельности осей, $f_x = F_\beta$;

f_y допуск на перекос осей, $f_y = 0,5 F_\beta$;

– **для зубчатого колеса:**

F_β – допуск на погрешность направления зуба;

F_k – допуск на суммарную погрешность контактной линии.

Показатели норм бокового зазора:

– **для передачи:**

$\pm f_a$ – предельные отклонения межосевого расстояния (МОР) для передач с не регулируемым расположением осей,

$\pm f_a = \pm 0,5 j_{n \min}$;

$j_{n \min}$ – минимальный гарантированный боковой зазор;

T_{jn} – допуск на боковой зазор;

– **для зубчатого колеса при внешнем зацеплении:**

+ $E_{a''s}$ – верхнее предельное отклонение измерительного МОР,

$E_{a''s} = +f_i''$; $E_{a''s} = a_{нб}'' - a_{ном}$;

– $E_{a''i}$ – нижнее предельное отклонение измерительного МОР,

$E_{a''i} = -T_n$; $E_{a''i} = a''_{нм} - a_{ном}$;

– E_{Hs} – наименьшее дополнительное смещение исходного контура зубчатого колеса;

T_H – допуск на смещение исходного контура, $T_H > F_r$;

– E_{Wms} – наименьшее отклонение средней длины общей нормали;

T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали; $T_{Wm} = (T_H - 0,7F_r)2\sin\alpha$;

T_W – допуск на длину общей нормали всей партии колес, изготавливаемых по данному чертежу;

E_{Cs} – наименьшее отклонение толщины зуба; $E_{Cs} = E_{Hs} 2 \sin\alpha$;

T_C – допуск на толщину зуба, $T_C = 2T_H \operatorname{tg}\alpha$;

E_{Ms} – наименьшее отклонение размера M по роликам при $m \leq 1$;

T_M – допуск на размер по роликам.

– для зубчатого колеса при внутреннем зацеплении:

– $E_{a''s}$ – верхнее предельное отклонение измерительного МОР;

$$E_{a''s} = -T_H$$

+ $E_{a''i}$ – нижнее предельное отклонение измерительного МОР; $E_{a''i} = +f_i''$;

+ E_{Hi} – наименьшее дополнительное смещение исходного контура зубчатого колеса;

T_H – допуск на смещение исходного контура, $T_H > F_r$;

+ E_{Wmi} – наименьшее отклонение средней длины общей нормали;

T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали $T_{Wm} = (T_H - 0,7F_r)2\sin\alpha$.

Для передач с $m \geq 1$ мм установлено **шесть видов сопряжений**:

A, B, C, D, E и H , которые характеризуются величиной гарантированного наименьшего бокового зазора $j_{n \min}$ между нерабочими профилями. Вид сопряжения A имеет наибольшее значение $j_{n \min}$, далее идет уменьшение значения бокового зазора, в итоге вид сопряжения H дает $j_{n \min} = 0$.

На каждый вид сопряжения установлен допуск бокового зазора T_{jn} , который для соответствующего вида сопряжения обозначается a, b, c, d, h (последний соответствует сопряжениям E и H); для передач с $m \geq 1$ при необходимости можно использовать увеличенные допуски x, y, z .

Для передач с $m < 1$ мм предусмотрено пять видов сопряжений D, E, F, G, H в порядке убывания $j_{n \min}$.

Для **нерегулируемых** передач с модулем свыше 1 мм установлено в порядке убывания точности шесть **классов отклонений межосевого расстояния** от I до VI, при соблюдении которых обеспечивается гарантированный боковой зазор. При этом сопряжения H и E обеспечиваются при II классе, а сопряжения D, C, B и A – при III, IV, V и VI классах. В обоснованных случаях это соответствие можно изменять. Рекомендации по соответствию степени точности и вида сопряжения даны в таблице 8.1.

Некорректируемые зубчатые передачи на операциях зубонарезания имеют коэффициент смещения исходного контура равный нулю, то есть для них обеспечивается номинальное межосевое расстояние между исходной рейкой и зубчатым колесом. Корректирование зубчатых колес (смещение исходного контура) производится при ма-

лом числе зубьев ($z < 17$), чтобы исключить подрезание ножки зуба при зацеплении. Если передача некоррегированная ($x=0$), то вид сопряжения соответствует виду допуска на боковой зазор ($a; b; c; d; h$) и классу отклонений межосевого расстояния (II...VI).

Таблица 8.1

Соответствие видов сопряжений видам допуска и классу отклонений межосевого расстояния по ГОСТ 1643

Степень точности зубчатой передачи	Вид сопряжения	Величина гарантированного зазора	Вид допуска бокового зазора	Условное обозначение класса межосевого расстояния	Предельные отклонения межосевого расстояния
3-7	<i>H</i> <i>E</i>	<i>0</i> <i>IT7</i>	<i>h</i>	<i>II</i>	$\pm 0,5 IT7$
3-8	<i>D</i>	<i>IT8</i>	<i>d</i>	<i>III</i>	$\pm 0,5 IT8$
3-9	<i>C</i>	<i>IT9</i>	<i>c</i>	<i>IV</i>	$\pm 0,5 IT9$
3-10	<i>B</i>	<i>IT10</i>	<i>b</i>	<i>V</i>	$\pm 0,5 IT10$
3-12	<i>A</i>	<i>IT11</i>	<i>a</i>	<i>VI</i>	$\pm 0,5 IT11$
			<i>x</i>		$\pm 0,5 IT11$
			<i>y</i>		$\pm 0,5 IT11$
			<i>z</i>		$\pm 0,5 IT11$

Примечания: 1. Расширенные поля допусков $x; y; z$ используются при необходимости увеличения наибольшего зазора.

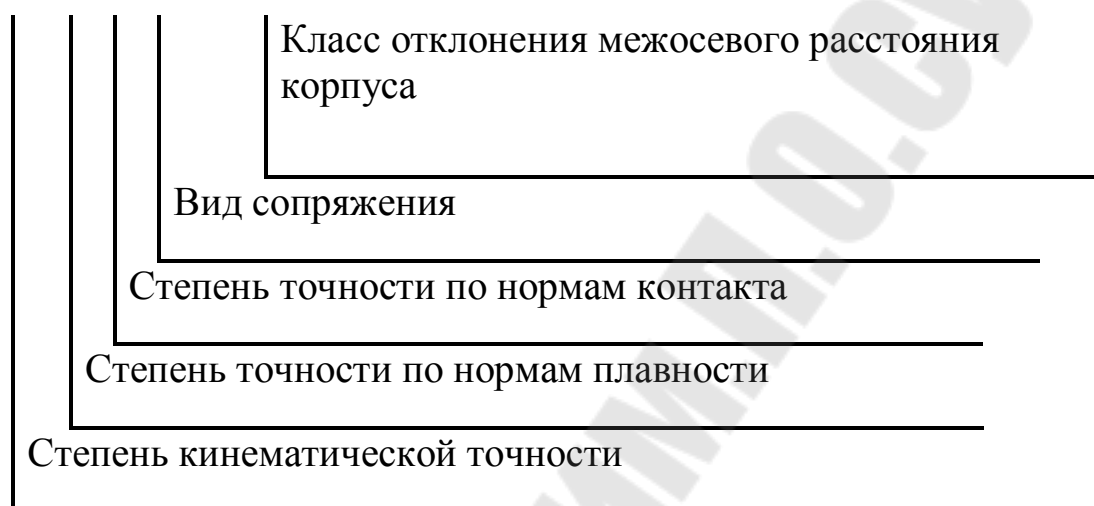
2. Отклонение межосевого расстояния для $x; y; z$ принимать в соответствии с качеством на гарантированный зазор в зависимости от вида сопряжения.

Если допуск на межосевое расстояние требуется назначить больше, чем по нормам VI класса, то указывают его числовое значение в обозначении точности колеса.

Если вид допуска бокового зазора и класс отклонений межосевого расстояния соответствуют виду сопряжения, то они не указываются в условном обозначении точности колеса.

Точность зубчатых колес и передач на чертеже обозначают степенью точности и видом сопряжения по нормам бокового зазора:

8 - 7 - 7 – *Ba*/ VI ГОСТ 1643



Пример, когда в указанной точности передачи виду сопряжения *B* соответствует вид допуска бокового зазора *b*, и *V* классу межосевого расстояния:

8-7-7-*B* ГОСТ 1643.

Если по всем нормам назначены одинаковые степени точности, условное обозначение точности колеса должно быть указано следующим образом:

7-*B* ГОСТ 1643.

Когда на одну из норм не задается степень точности, то взамен цифры указывается буква *N*, так как параметры этой нормы контролю не подлежат.

N – 8 – 8 ГОСТ 1643.

Вид сопряжения для отсчетных передач рекомендуется принимать *H* или *E*, так как требуется уменьшать «мертвый ход».

Пример обозначения **отсчетной** передачи:

6-7-7-*E* ГОСТ 1643.

Скоростная передача может иметь следующее комбинирование степеней точности:

7-6-6-*C* ГОСТ 1643.

Комбинированные нормы точности позволяют не выдерживать высокую точность по тем показателям, по которым условия работы передачи этого не требуют.

Силовая передача может обозначаться:

N-7-6-A ГОСТ 1643,

при этом требования к показателям кинематической точности не нормируются, нормы плавности работы назначаются по 7-й степени, а нормы контакта – по 6-й степени, вид сопряжения принят - *A*.

Пример обозначения точности зубчатой передачи **общего назначения**:

9-A ГОСТ 1643.

Для каждого вида норм определены показатели точности и допуски на эти показатели.

8.3. Выбор степени точности и вида сопряжений в зависимости от эксплуатационных требований к цилиндрической зубчатой передаче

Выбор степени точности производится конструктором на основе конкретных условий работы передачи и требований, предъявляемых к ней. Используются методы – **расчетный, опытный и табличный**.

Расчетный метод применяется для особо ответственных передач. Конкретные методики расчета приводятся в отраслевых стандартах.

При **опытном методе** степень точности проектируемой передачи принимают по прототипу работающего механизма.

Выбор степени точности табличным методом **по нормам плавности** работы производится в зависимости от области применения и заданной скорости в соответствии с рекомендациями, далее необходимо учесть характер эксплуатационной группы.

В зависимости от эксплуатационной группы разрешается комбинировать степени точности выполняя более жесткие требования только по тем параметрам, которые влияют на конкретные эксплуатационные свойства.

С технологической точки зрения нормы **плавности** могут быть не более чем на одну степень грубее или на две степени точнее нормы **кинематической точности**. Степень точности по **нормам контакта**

может быть любой более точной, равной или на одну степень грубее, чем нормы **плавности**.

Для **кинематических (отсчетных)** передач наиболее важной является **кинематическая** точность, она назначается на одну степень точнее, чем нормы плавности и контакта зубьев.

Для **силовых** передач, работающих при малых и средних скоростях (прокатные станы), степень точности **по контакту** зубьев должна быть выше, чем по кинематической точности и по плавности (на одну степень). Для **среднескоростных** (автомобили) и **высокоскоростных** передач (турбины) степень точности по нормам **плавности** целесообразно назначать на одну точнее, чем по нормам кинематической точности.

Для передач **общего назначения** для всех норм точности назначают одинаковую степень точности.

Вид сопряжения, гарантирующий необходимую величину наименьшего бокового зазора j_{\min} , назначается независимо от степени точности.

Боковой зазор определяется величиной межосевого расстояния и толщиной зубьев колес и зависит от температурного режима работы передачи, способа подачи смазки и окружной скорости V .

Ориентировочно для размещения смазки боковой зазор можно принять в зависимости от модуля.

Для тихоходных и кинематических передач $j_{n1} = 0,01 m$, а для высокоскоростных и тяжело-нагруженных $-j_{n1} = 0,03 m$ (мм), для среднескоростных можно принять $0,02 m$.

Гарантированный боковой зазор получается как сумма температурных и силовых деформаций:

$$j_{n \min} \geq j_{n1} + j_{n2}.$$

Боковой зазор, соответствующий температурной компенсации, определяется по формулам:

$$j_{n2} = a [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)] \cdot 2 \sin \alpha \text{ (мм);}$$

при $\alpha = 20^\circ$ $j_{n2} = 0,684 \cdot a [\alpha_1 \cdot (t_1 - 20^\circ) - \alpha_2 \cdot (t_2 - 20^\circ)],$

где a – межосевое расстояние в передаче, мм; α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения для материалов зубчатых колес и корпуса; t_1 и t_2 – предельные температуры зубчатых колес и корпуса, для которых рассчитывается боковой зазор.

Значения коэффициентов линейного расширения ($1/^\circ\text{C}$) при температурном перепаде от 20 до 100°C равны [4]:

- для незакаленной стали $\alpha=11,5\cdot 10^{-6}$,
- для закаленной стали $\alpha=12\cdot 10^{-6}$,
- для силумина $\alpha=23\cdot 10^{-6}$.
- для чугуна $\alpha=10,5\cdot 10^{-6}$,
- для бронзы $\alpha=17,6\cdot 10^{-6}$,
- для стекла $\alpha=(6\dots 11)\cdot 10^{-5}$.

Рассчитав минимальный гарантированный зазор, можно определить вид сопряжения с учетом межосевого расстояния в передаче (см. табл. 6.4).

Сопряжение вида *B* применяется наиболее часто, так как исключает заклинивание стальной или чугунной зубчатой передачи от нагрева при разности температур колес и корпуса в 25°C .

Наибольший боковой зазор не регламентируется. Это вызвано тем, что боковой зазор является замыкающим звеном размерной цепи, в которой допусками ограничены отклонения всех составляющих размеров (межцентровое расстояние и смещение исходных контуров на шестерне и колесе, непараллельность и перекос осей). Поэтому величина наибольшего зазора не может превзойти значения, получающегося при определенном сочетании составляющих размеров.

Назначив степени точности зубчатого колеса и вид сопряжения, можно записать полное обозначение точности зубчатой передачи (см. п. 8.2).

8.4. Комплексы показателей при контроле точности

Для оценки точности изготовления зубчатых колес необходимо выбрать контрольный комплекс показателей. Контроль точности зубчатых колес должен выполняться как минимум по четырем показателям, соответствующим четырем нормам точности системы допусков. Контролируемые показатели устанавливает предприятие-изготовитель.

Предпочтение следует отдавать **комплексным** показателям, так как они более полно характеризуют погрешности, возникающие в процессе эксплуатации. При сравнительной оценке влияния точности передачи на эксплуатационные качества изделия предпочтительно использовать такие комплексные показатели, как кинематическая по-

грешность колеса F'_{ir} и передачи F'_{ior} , циклическая погрешность колеса f_{zkr} и передачи f_{zkor} , циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче f'_{zzo} , суммарное пятно контакта и гарантированный боковой зазор.

В производственных условиях часто вместо комплексных показателей используют **комплексы поэлементных показателей** и соответственно средства поэлементного контроля. Каждый установленный комплекс является **равноправным**. Замена комплексных показателей комплексами поэлементных показателей выполняется по следующим причинам:

- в стандартах отсутствуют допуски на комплексные показатели по нормам точности (для колес грубее 9-й степени);
 - на предприятии нет средств комплексной проверки;
- требуется выявить технологические погрешности при зубообработке (погрешность эвольвентного профиля при зубошлифовании; погрешность углового шага при зубодолблении и другие).

Выбор контрольного комплекса зависит от принятой технологии изготовления, размеров передачи, состояния средств производства зубчатых колес, серийности производства, требуемой точности и наличия зубоизмерительных приборов.

Контрольный комплекс должен быть **оптимальным**, т.е. необходимо использовать **минимальное** количество приборов, а погрешность измерения должна быть допустимой. Предпочтение следует отдавать измерениям, проводимым **на базе рабочей оси** вращения зубчатого колеса.

Метод двухпрофильного контроля и поэлементные комплексы позволяют оценить, главным образом, геометрическую точность зубчатого колеса, важную с позиций кинематических функций. Однако они не могут обеспечить всесторонней оценки качества работы зубчатой передачи с позиций долговечности, уровня шума. Этот пробел решается в условиях крупносерийного или массового производства за счет обкатки (притирки) и подбора пары колес по уровню шума или пятну контакта, так как не обеспечивается полная взаимозаменяемость.

Для проверки гарантированного бокового зазора, определяющего вид сопряжения, широко применяется пять методов косвенного контроля размеров зубьев колеса. В таблицах стандартов отклонения и допуски, характеризующие толщину зуба, указаны при измерении их относительно оси колеса, которая выступает в качестве базы.

1. Контроль вида сопряжения (размеров зубьев) на межцентромере при двухпрофильном зацеплении контролируемого и измерительного колес дает наиболее полные результаты во всех возможных фазах зацепления. При этом нормируются предельные отклонения измерительного межосевого расстояния: верхнее $E_{a''s}$ и нижнее $E_{a''i}$ в зависимости от вида зацепления. Этот метод контроля широко используется в условиях массового и крупносерийного производства зубчатых колес 7-й и более грубых степеней точности.

2. Исходному контуру (режущему инструменту) сообщается дополнительное радиальное смещение от номинального положения в тело зубчатого колеса, что приводит к уменьшению толщины зуба.

Стандартом регламентируется наименьшее дополнительное смещение исходного контура $-E_{Hs}$ (или $+E_{Hi}$ для колес с внутренним зацеплением) и величина допуска на смещение исходного контура T_H .

Контроль может выполняться на базе оси колеса универсальным зубоизмерительным прибором для мелко-модульных и среднечастотных колес с диаметром до 300 мм.

На результатах контроля на базе окружности выступов тангенциальным зубомером сказываются отклонения диаметра и несоосность его относительно рабочей оси колеса. Требуется вводить производственный допуск на E_{Hs} и T_H с учетом принятых допусков на d_a .

Производственный допуск рассчитывается по следующим формулам:

$$E_{Hs \text{ пр}} = |E_{Hs}| + 0,35 Fd_a ; \quad T_{H \text{ пр}} = T_H - 0,7 Fd_a - 0,5 Td_a.$$

3. Контроль бокового зазора методом контроля толщины зуба по хорде оценивается как весьма грубый, поскольку выполняется на базе окружности выступов колеса, а не от оси колеса. Измерение производится кромками зубомера, а результаты зависят от того, какая хорда выбрана для измерения. Для контроля вводится производственный допуск. Нормируется наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} и допуск на толщину зуба T_c .

Производственные отклонения и допуск можно определить по следующим формулам при $\alpha = 20^\circ$:

$$E_{cs} = 0,73 E_{Hs \text{ пр}} ; \quad T_{c \text{ пр}} = 0,73 T_{H \text{ пр}}.$$

4. Контроль через измерение длины общей нормали осуществляется нормалемерами. Положительным моментом при этом является отсутствие требований к окружности выступов зубчатого колеса. Но при этом измерение длины общей нормали производится независимо от оси колеса, следовательно, не учитывается влияние радиального биения зубчатого колеса на величину бокового зазора. Кроме того, колебание длины общей нормали не сказывается на величине смещения исходного контура и бокового зазора. Поэтому оценка колеса в отношении размера зубьев должна производиться по средней длине общей нормали, а не по наибольшей или наименьшей.

Номинальная длина общей нормали W характеризует размеры зубьев, входящих в зацепление без бокового зазора.

Средняя длина общей нормали W_{mr} более точно характеризует размеры зубьев колеса и величину бокового зазора, который зависит непосредственно от радиального биения зубчатого венца.

Отклонения длины общей нормали W_r от номинального значения непосредственно определяют боковой зазор, который равен сумме отклонений сопрягаемых колес.

Для колеса с внешними зубьями нормируется наименьшее (верхнее) отклонение средней длины общей нормали, равное сумме двух слагаемых $E_{Wms} = - (E'_{Wms} + E''_{Wms})$. Величина первого слагаемого зависит от делительного диаметра d и вида сопряжения, а второе слагаемое учитывает погрешность от радиального биения. Нижнее отклонение с учетом допуска T_{Wm} равняется $E_{Wmi} = - (|E_{Wms}| + T_{Wm})$.

Для колес с внутренними зубьями значение нижнего отклонения E_{wi} в стандарте указывается как исходное, а верхнее E_{ws} получается суммированием со значением допуска T_w . Таким образом, для колес с внешними зубьями все отклонения задаются со знаком минус « $-$ », а для колес с внутренними зубьями со знаком плюс « $+$ ».

5. Контроль мелкозубчатых колес осуществляется через измерение размера поверх роликов M с высокой точностью, что является положительным качеством этого метода. Недостатком является то, что измерения производятся независимо от оси колеса, вследствие чего исключается влияние радиального биения зубчатого венца. Для данного метода контроля также рассчитывается производственный допуск. Нормируются наименьшее отклонение размера E_{Ms} по роликам и допуск T_M на размер по роликам.

Для контроля передачи с нерегулируемым расположением осей нормируются предельные отклонения межосевого расстояния $\pm f_a$,

а с регулируемым расположением осей – минимальный боковой зазор j_{\min} и допуск бокового зазора T_{jn} (определяется видом сопряжения).

В стандартах и справочной литературе приводятся рекомендуемые контрольные комплексы, которые наиболее полно заменяют комплексные показатели.

Первый комплекс рекомендуется применять для оценки точности зубчатых колес, работающих в прецизионных парах (измерительные, делительные, отсчетные механизмы) при наличии на фирме прибора для однопрофильного контроля.

Второй комплекс рекомендуется применять для точных колес при модуле более 3 мм, когда используются шагомеры для контроля окружного шага и шага зацепления.

Третий комплекс наиболее широко используется при производстве зубчатых передач 7 и 8 степеней точности в автомобильной, авиационной отраслях и в станкостроении. Операционный и приемочный контроль может выполняться на удобных и простых приборах (межцентромерах) по всем показателям норм точности. Если этот комплекс используется для более точных степеней, когда выполняется шлифование эвольвентного профиля, то необходим контроль профиля на эвольвентомерах.

Четвертый комплекс применяется редко, когда нет межцентромеров, в единичном, мелкосерийном производстве, а также в тракторостроении, в подъемно-транспортных механизмах и в производстве сельскохозяйственных машин.

Пятый и шестой комплексы рекомендуются для контроля крупномодульных ($m \geq 3$) колес грубых степеней точности в условиях мелкосерийного производства.

9. Нормирование точности угловых размеров

9.1. Нормальные углы и допуски на угловые размеры. Нормальные конусности и углы конусов

При конструировании различных изделий широко используются: нормальные углы общего назначения, нормальные конусности и углы конусов для стандартизированных деталей (штифты, инструментальные конусы, арматура и т.п.), а также специальные углы. Специальные углы допускаются, когда их значения связаны расчетными зависимостями с другими размерами и их нельзя округлять до значений нормальных углов.

Конические поверхности деталей машин, приборов и механизмов имеют различное назначение, от которого зависят и требования к обработке конусов. Конические соединения обеспечивают высокую точность центрирования, при неподвижных посадках обеспечивают передачу больших крутящих моментов с возможной частой и легкой «сборкой – разборкой», при плотных посадках обеспечивают газо-, водо- и маслонепроницаемость, при любых посадках путем осевого смещения конических деталей друг относительно друга можно получить нужный характер сопряжения (зазор или натяг).

Передача значительных крутящих моментов от шпинделей металлообрабатывающих станков режущим инструментам (свёрлам, зенкерам, развёрткам) осуществляется с помощью конических хвостовиков с малой конусностью. При этом используются две системы конусов: Морзе и метрическая

На рисунках 9.1 и 9.2 представлены основные размеры призматических элементов деталей, конусов и конических сопряжений. Для призматических элементов деталей, конусов и конических сопряжений установлены следующие основные термины и обозначения:

- α - угол призматического элемента детали, угол конуса;
- $\alpha/2$ – угол уклона;
- L – длина стороны конуса;
- L_1 – длина стороны угла, длина образующей конуса;
- L_p – длина конического сопряжения;
- L_s – осевое расстояние от большого основания конуса до заданного сечения;

L_x – осевое расстояние от большего основания конуса до произвольно расположенного сечения;

D – диаметр поперечного сечения большого основания конуса;

d – диаметр поперечного сечения малого основания конуса;

d_x – диаметр произвольно расположенного поперечного сечения;

D_s – диаметр заданного поперечного сечения (в котором задан допуск);

$Z_e; Z_i$ – базорасстояния конусов, наружного и внутреннего;

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

Z_p – базорасстояние соединения.

1 – основная плоскость поперечного сечения (в ней задается номинальный диаметр);

2 – базовая плоскость поперечного сечения (определяет осевое положение сопряженных конусов).

Конус (наружный или внутренний) характеризуется: диаметром большого основания D , диаметром малого основания d , углом конуса α , углом уклона $\alpha/2$, длиной конуса L , что видно из рисунка 9.2.

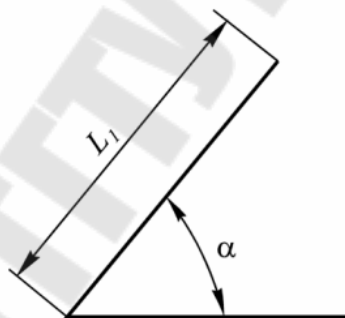


Рис. 9.1. Основные размеры призматических элементов деталей

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

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

где $2 \operatorname{tg} \alpha / 2 = C$ – конусность; $\operatorname{tg} \alpha / 2 = \frac{C}{2}$ – уклон i .

Конусность C – это отношение разности диаметров двух поперечных сечений к расстоянию между ними. Конусность часто указывают в виде отношения $1:x$, где x – расстояние между поперечными сечениями конуса, разность диаметров которых равна 1 мм, например, $C-1:20$.

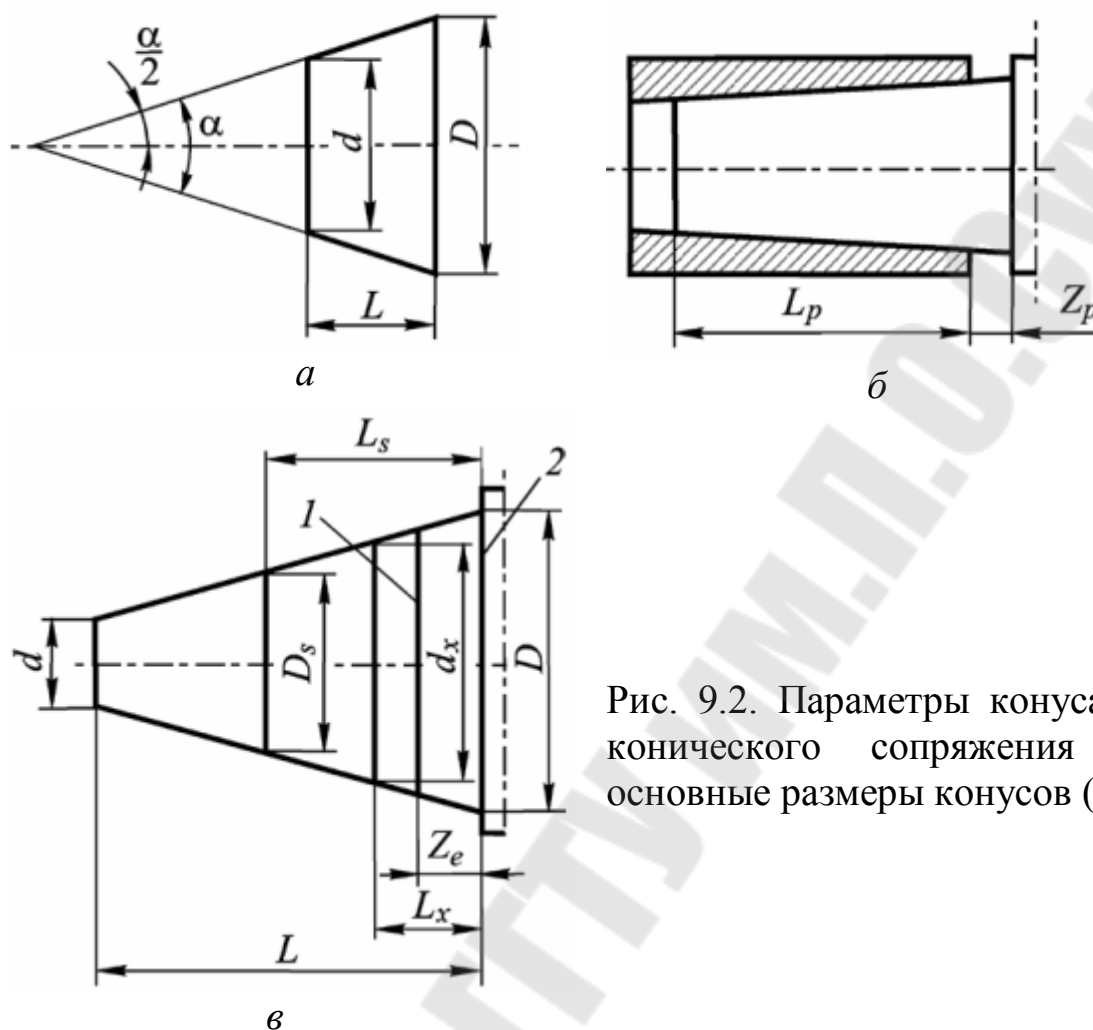


Рис. 9.2. Параметры конуса (а), конического сопряжения (б), основные размеры конусов (в)

Для облегчения достижения взаимозаменяемости установлены ряды нормальных конусностей ГОСТ 8593-81. ГОСТ 8908-81 устанавливает 17 степеней точности допусков углов в порядке убывания точности: 1, 2, ..., 17. Допуск угла – это разность между наибольшим и наименьшим предельными углами.

Допуск угла обозначается – AT . Степени точности $AT1 \div AT5$ применяются для углов измерительных средств и калибров и требуют тонкого шлифования с последующей доводкой. Степени точности $AT4 \div AT12$ используются для сопрягаемых углов и конусов, остальные – для углов с неуказанными допусками.

Допуски углов назначаются в зависимости от номинальной длины меньшей стороны угла, так как чем меньше длина, тем труднее изготовить и измерить угол (рис.9.3):

- AT_α – в угловых единицах рад; мкрад;

- AT'_α – округлённое значение допуска угла в градусной мере; ($360^\circ = 2\pi = 6,2831\text{рад}$; $1^\circ = 2\pi/360 = 0,01743\text{рад}$; $1\text{рад} = 360/2\pi = 57^\circ 17'43''$);
- AT_h ; AT_D – допуски угла в метрической системе единиц (мкм);
- AT_h – длина противоположащего отрезка на перпендикуляре к стороне угла на расстоянии L от вершины угла (рис. 9.3, а и рис. 9.3, в);
- AT_D – разность диаметров в двух сечениях конуса на расстоянии L между ними (рис. 9.3, б).

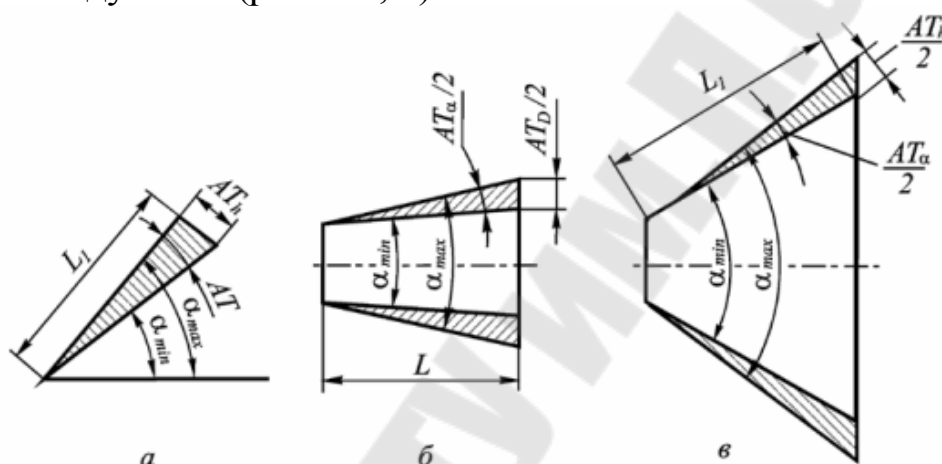


Рис. 9.3. Виды допусков углов:

а – допуск угла; б – конусность $C \leq 1:3$; в – конусность $C > 1:3$

Допуск угла может располагаться относительно номинального размера угла в «плюс» – $(+AT)$, в «минус» – $(-AT)$ или симметрично – $(\pm AT/2)$ (рис.4).

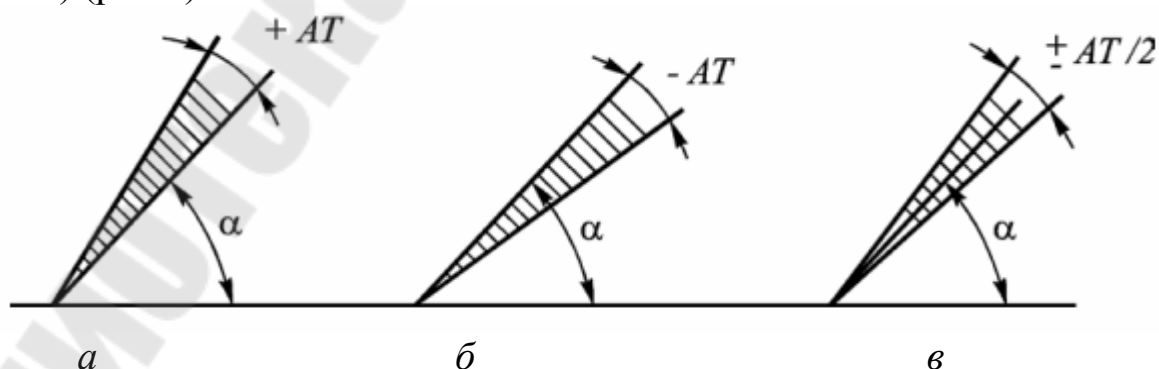


Рис. 9.4. Варианты расположения поля допуска угла относительно номинального размера угла: а – в «плюс» $(+AT)$; б – в «минус» $(-AT)$; в – симметрично $(\pm AT/2)$

9.2. Система допусков и посадок конических соединений

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

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

Конические соединения можно разделить на следующие виды:

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

Область применения.

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

б) применяются для обеспечения газо-, водо- и маслонепроницаемости по сопрягаемым поверхностям, т.е. для герметизации соединения путем притирки поверхностей. Например, в двигателях для посадки клапана в седло; в жиклерах карбюраторов.

в) применяются для обеспечения относительного вращения или зазора между элементами пары. Обеспечивают точное центрирование и компенсацию износа рабочих поверхностей перемещением деталей вдоль оси. Например, в точных приборах; конических подшипниках станков; дозирующих и регулирующих устройствах.

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

Допуски и посадки для конических соединений устанавливает ГОСТ 25307.

Для конусов различают:

T_D – допуск диаметра конуса в любом сечении; равен разности предельных диаметров конуса в одном и том же поперечном сечении (рисунок 78);

T_{D_s} – допуск диаметра конуса в заданном сечении; равен разности предельных диаметров конуса в заданном сечении;

AT_α – допуск угла конуса;

T_{FR} – допуск круглости конуса (допуск формы конуса в поперечном сечении);

T_{FL} – допуск прямолинейности образующей (допуск формы конуса в продольном сечении).

Допуски T_D и T_{D_s} выбираются по ГОСТ 25346 и ГОСТ 25347. Допуски AT_α должны соответствовать ГОСТ 8908, а допуски формы конусов – ГОСТ 25643.

Все точки реальной поверхности конуса, должны находиться в поле допуска, под которым понимают область пространства, ограниченную предельными конусами (рис.9.5).

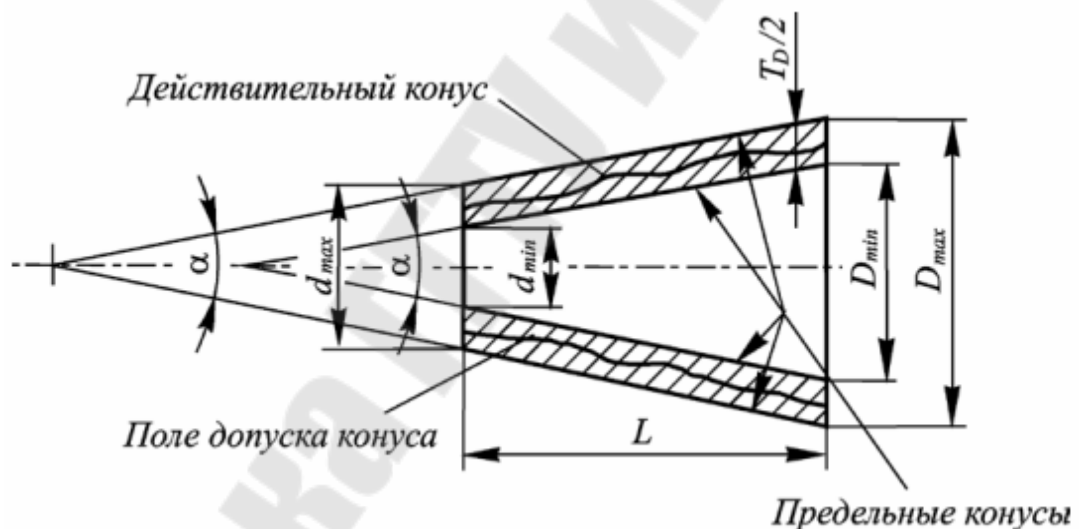


Рис. 9.5. Действительный и предельные конусы

Допуски конусов назначают одним из двух способов:

- совместным нормированием всех видов допусков одним 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. Поле допуска конуса ограничивает не только отклонения диаметра, но и отклонения угла и формы конуса;

- раздельным нормированием каждого вида допуска, а именно допуска T_{D_s} диаметра конуса в заданном сечении, допуска AT_α угла

конуса, допуска T_{FR} круглости и допуска T_{FL} прямолинейности образующей конуса.

Допуски угла AT_α конуса и допуски формы конуса T_{FR} и T_{FL} назначают в том случае, если отклонения угла конуса ограничены более узкими пределами, чем это возможно при более полном использовании допуска T_D .

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

- путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов (базовых плоскостей);
- по заданному базорасстоянию соединения (z_p);
- по заданному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения;
- по заданному усилию запрессовки, прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов.

Первые два типа посадок назначают в системе отверстия с полями допусков, сопрягаемых конусов одного качества. Соединения с зазором применяют в соединениях, в которых необходимо регулировать зазор между сопрягаемыми деталями (например, соединения конусной шейки шпинделя станка с конусными вкладышами подшипника скольжения). К ним относят также соединения, обеспечивающие герметичность и разобщение одного пространства от другого как в покое, так и при взаимном перемещении соединяемых деталей (например, арматурные краны). Соединения с натягом могут быть получены путем приложения осевой силы, создающей соответствующий натяг, необходимый при передаче крутящего момента. Под влиянием осевой силы происходит самоцентрирование деталей (оси сопрягаемых деталей совпадают). Конусные соединения обеспечивают более легкую по сравнению с цилиндрическими соединениями разборку, позволяют регулировать натяг в процессе работы.

Для получения различных посадок (с зазором, с натягом и переходных) используют основные отклонения $d, e, f, q, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z$ для наружных конусов и H, Js, N – для внутренних конусов в качествах с 4 по 12-й.

Обозначения допусков конусов и гладких конических соединений на чертежах регламентирует ГОСТ 2.320-82.

Обозначение допусков конусов:

- если конус определяется конусностью, то предельные отклонения необходимо указывать под обозначением числовыми значениями AT , как показано на рисунке 9.6, *а*, либо условными (рис.9.6, *в*), либо смешанными (рис. 9.6, *з*);

- если конус определен углом конуса, то предельные отклонения следует указывать числовыми значениями непосредственно после номинального размера (рис.9.6, *б*);

- при условии назначения допуска T диаметра конуса в любом сечении значение конусности или угла конуса необходимо заключить в прямоугольную рамку, Таким же образом обозначается и расстояние от базовой плоскости до плоскости в заданном сечении, (рис.9.6, *б*).

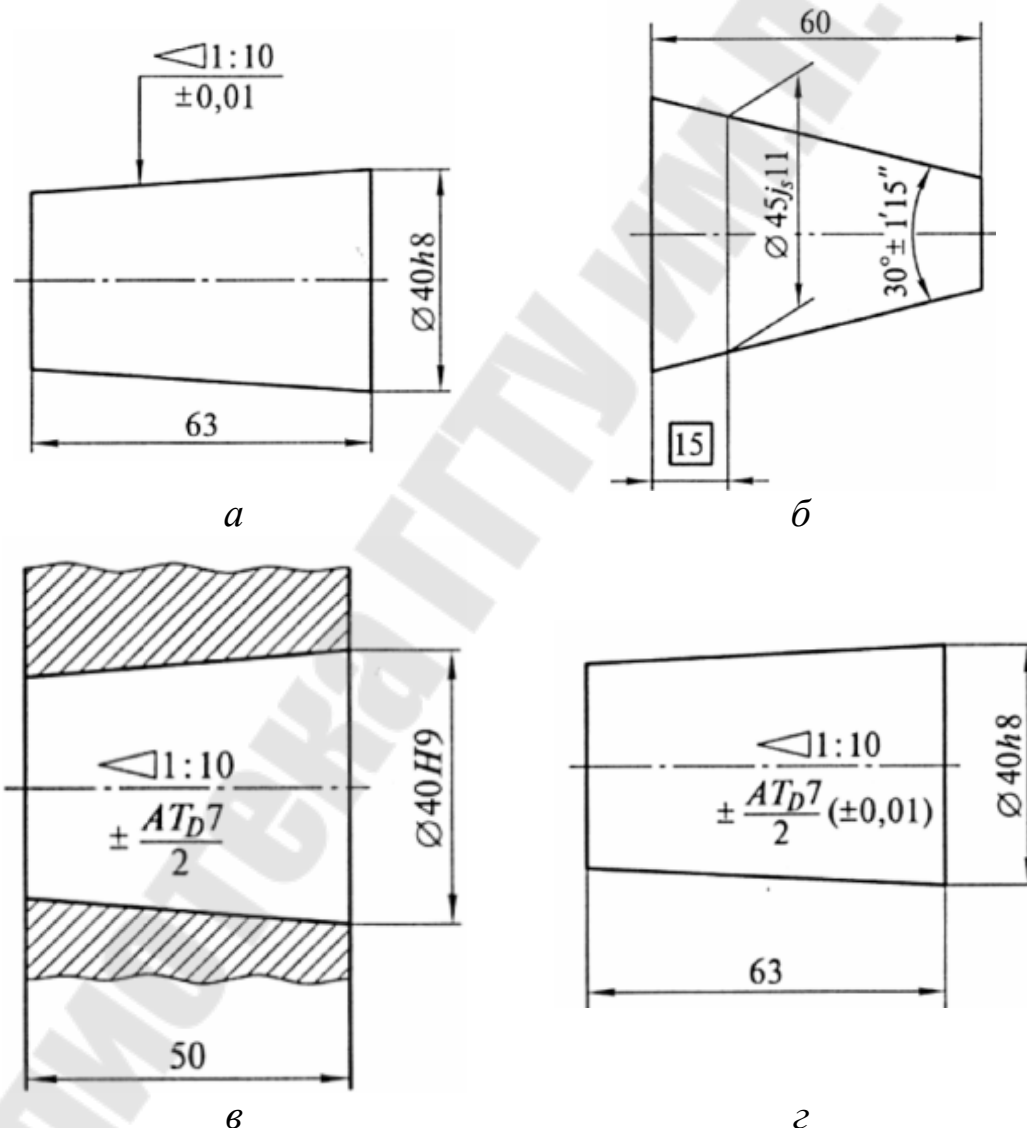


Рис. 9.6. Числовой (*а*, *б*), условный (*в*) и смешанный (*з*) способы обозначения допусков конусов на чертежах

Обозначение гладких конических соединений на чертежах:

– при посадке с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов сопрягаемых конусов размеры, определяющие характер соединения на сборочном чертеже, могут быть указаны только как справочные (рис.9.7, а);

– при посадке с фиксацией по заданному осевому расстоянию Z_{pf} между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов должен быть нанесен размер, определяющий расстояние между базовыми плоскостями, заключенный в прямоугольную рамку (рис.9.7, б);

– при посадке с фиксацией по заданному взаимному осевому смещению сопрягаемых конусов от их начального положения должен быть указан размер осевого смещения, а начальное положение конусов отмечается штрихпунктирной линией с двумя точками (рис.9.7, в);

– при посадке с фиксацией по заданному усилию запрессовки, прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов, заданное усилие запрессовки указывается в технических требованиях «Усилие запрессовки $F_s = \dots$ Н».

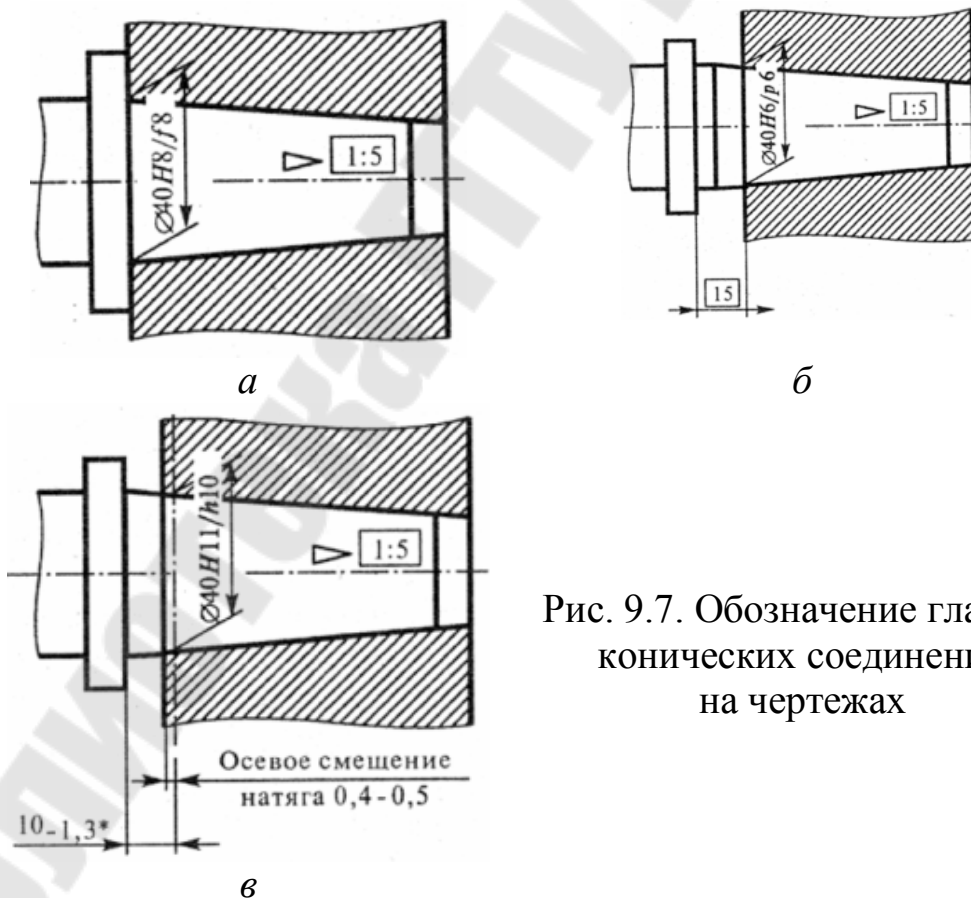


Рис. 9.7. Обозначение гладких конических соединений на чертежах

10. Обеспечение точности размерных цепей

Машины и механизмы состоят из множества различных деталей, взаимно связанных между собой и имеющих линейные и диаметральные размеры. Для обеспечения правильной работы любой сборочной единицы и машины в целом, взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц, необходимо выдержать эти размеры в определенных пределах, поскольку изменение размера любой из множества деталей вызовет нарушение положения других деталей, составляющих эту сборочную единицу или машину. Вышеуказанные требования обеспечиваются за счет расчета размерных цепей, проводимых на стадии конструирования машин и проектирования технологических процессов.

10.1. Основные понятия о размерных цепях. Классификация размерных цепей. Основные термины и определения.

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

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

Звеньями размерной цепи называются размеры, составляющие размерную цепь.

Классификация размерных цепей.

По области применения:

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

По месту в изделии:

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

По расположению звеньев:

- линейная – звенья цепи являются линейными размерами и расположены на параллельных прямых.
- угловая – звенья цепи представляют собой угловые размеры.
- плоская – звенья расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях.
- пространственная – звенья расположены произвольно в пространстве.

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

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

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

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

Составляющие звенья, с увеличением которых замыкающее звено также увеличивается, называются увеличивающими и обозначаются \overline{A}_i . Звенья, с увеличением которых уменьшается, называют уменьшающими и обозначают \overline{A}_i .

10.2. Составление размерных цепей

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

1. Должна быть четко сформулирована задача, для решения которой рассчитывается размерная цепь.
2. Для выявления исходного звена необходимо установить требования к точности, которым должно удовлетворять изделие или сборочная единица.

Правильно составленная размерная цепь должна иметь:

- минимум звеньев;
- замкнутый контур;

- при мысленной разборке звенья сохраняться как размеры конкретных деталей.

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

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

Построим сборочную размерную цепь для сопряжения шпонки с валом (рис.10.1). Размерную цепь изображают в виде примыкающих отрезков произвольного масштаба. В одном ряду откладывают увеличивающие звенья, а в другом – уменьшающие и замыкающие звенья. Направление стрелок должно образовывать замкнутый контур.

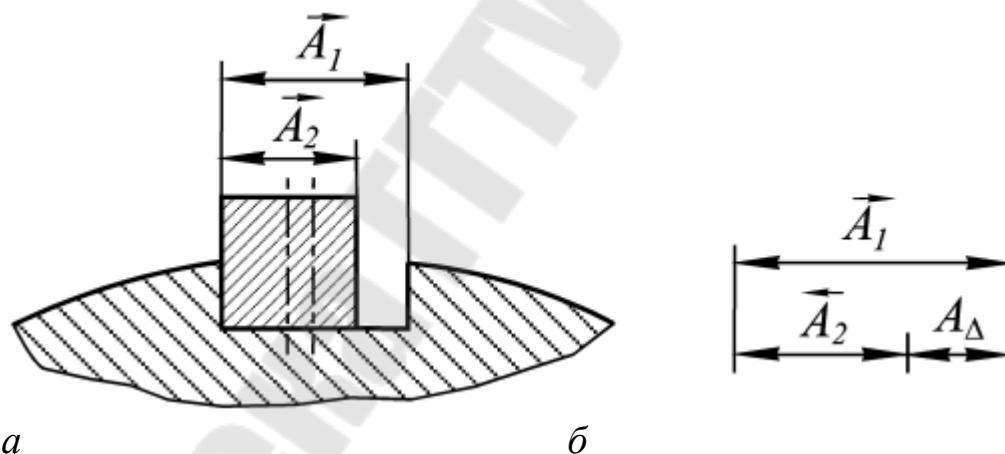


Рис. 10.1. Сопряжение шпонки с валом (а) и сборочная размерная цепь для данного сопряжения (б)

На рисунке 10.1,б показана сборочная размерная цепь для вышеуказанного сопряжения, в которой замыкающее звено A_Δ определяет зазор. При определении увеличивающих и уменьшающих звеньев остальные звенья полагаются неизменными. В данной схеме \vec{A}_1 является увеличивающим звеном, \vec{A}_2 - уменьшающим.

При решении размерных цепей различают прямую и обратную задачи.

Прямая задача – определение допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по предельным значениям исходного звена. Это конструкторская задача.

Обратная задача – определение номинального размера, предельных отклонений и допуска замыкающего звена по допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Это технологическая задача.

10.3. Методы решения размерных цепей

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

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

Метод максимума-минимума обеспечивает полную взаимозаменяемость всех деталей и сборочных единиц и исходит из допущения, что в процессе изготовления или сборки возможны сочетания наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или наоборот.

Вероятностный метод допускает вероятность несоблюдения требуемых зазоров или натягов у незначительной части изделий, т.е. обеспечивает неполную взаимозаменяемость, при которой эта часть изделий требует дополнительной доработки. Зато этот метод позволяет несколько расширить допуски на изготовление деталей и сборочных единиц.

При выборе метода решения размерных цепей необходимо учитывать:

- функциональное назначение изделия;
- его конструктивные и технологические особенности;
- стоимость изготовления и сборки;
- эксплуатационные требования;
- тип производства и другие факторы.

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

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

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

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

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

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

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

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

10.3.1. Метод полной взаимозаменяемости

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

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

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

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

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

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

Анализируя формулу (7), можно сделать следующие выводы:

1. В качестве замыкающего звена при сборке или изготовлении необходимо принимать наименее ответственный размер.

2. Точность замыкающего звена увеличивается с уменьшением допусков составляющих звеньев.

3. Сокращение числа звеньев приводит к повышению точности замыкающего звена; чем меньше число составляющих, тем больше допуски на составляющие звенья при той же величине допуска на исходное (замыкающее) звено, тем меньше стоимость изготовления.

Если из уравнений (4) и (5) вычесть последовательно уравнение (1), получим

выражения для определения предельных отклонений замыкающего (исходного) звена:

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

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

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

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

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

$$E_c(A_0) = \sum_{i=1}^m E_c(\overline{A}_i) - \sum_{i=1}^n E_c(\overline{A}_i). \quad (11)$$

Решение прямой задачи.

Такая задача встречается гораздо чаще. Она наиболее важна, поскольку конечная цель расчета допусков составляющих размеров при заданной точности сборки (заданном допуске исходного звена) –

обеспечить выполнение машиной ее функционального назначения. Эту задачу можно решать одним из следующих способов.

Способ равных допусков.

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

Допуски всех составляющих звеньев принимаются одинаковыми.

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

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

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

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

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

При этом выбирают стандартные поля допусков желательно предпочтительного применения.

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

Способ допусков одного качества.

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

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

Требуемый качество определяют следующим образом:

Допуск составляющего размера:

$$TA_i = a_i i_i,$$

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

Используя формулу (7):

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

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

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

Откуда получаем формулу (3):

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

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

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

10.3.2. Теоретико-вероятный метод

При расчете размерных цепей методом максимума-минимума предполагалось, что в процессе обработки и сборки деталей возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание, что приводит к снижению точности замыкающего звена или к уменьшению допуска составляющих звеньев. Но такое сочетание маловероятно, так как отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. Если допустить ничтожно малую вероятность (0,27 %) несоблюдения предельных значений замыкающего размера, то можно значительно расширить допуски составляющих размеров и тем самым снизить себестоимость изготовления деталей. На этом принципе и основан теоретико-вероятный метод (ТВМ) расчета размерных цепей.

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

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

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

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

При расчетах коэффициент λ_j принимают равным:

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

рассеивания размеров деталей (мелкосерийное и индивидуальное производство);

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

деталей близко к закону треугольника;

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

характер (крупносерийное и массовое производство);

t – коэффициент, зависящий от % риска.

Рассмотрим пример. Для линейной размерной цепи, состоящей из 5 звеньев:

По методу max – min:

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

По методу ТВМ:

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

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

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

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

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

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

Способ равных допусков.

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

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

Способ допусков одного качества.

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

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

Теоретико-вероятностный метод позволяет назначить более широкие допуски на составляющие звенья, чем метод max – min.

10.3.3. Методы достижения требуемой точности замыкающего звена

Метод групповой взаимозаменяемости (метод селективной сборки) – это изготовление деталей со сравнительно широкими допусками, сортировка сопрягаемых деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборка деталей из одноименных групп. При селективной сборке наибольшие зазоры (в подвижных посадках) и наибольшие натяги (в неподвижных посадках) уменьшаются, а наименьшие увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к средней величине зазора или натяга посадки (рис.10.2). В переходных посадках наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, приближаясь с ростом числа групп к тому натягу или зазору, который соответствует серединам полей допусков деталей. Производственный и эксплуатационный опыт показал, что максимальное число групп сортировки $n_{\max} = 4...5$ и лишь в подшипниковой промышленности n достигает 10 и более.

Селективная сборка позволяет в n раз увеличить точность сборки без уменьшения допусков на изготовление деталей. Однако этот вид сборки имеет и недостатки: усложненный контроль, увеличение трудоемкости разборки деталей на группы, увеличение незавершенного производства из-за разного количества деталей в парных груп-

пах, неполная взаимозаменяемость. Поэтому применение селективной сборки целесообразно только в массовом и крупносерийном производстве, где затраты на сортировку окупаются высоким качеством изделий.

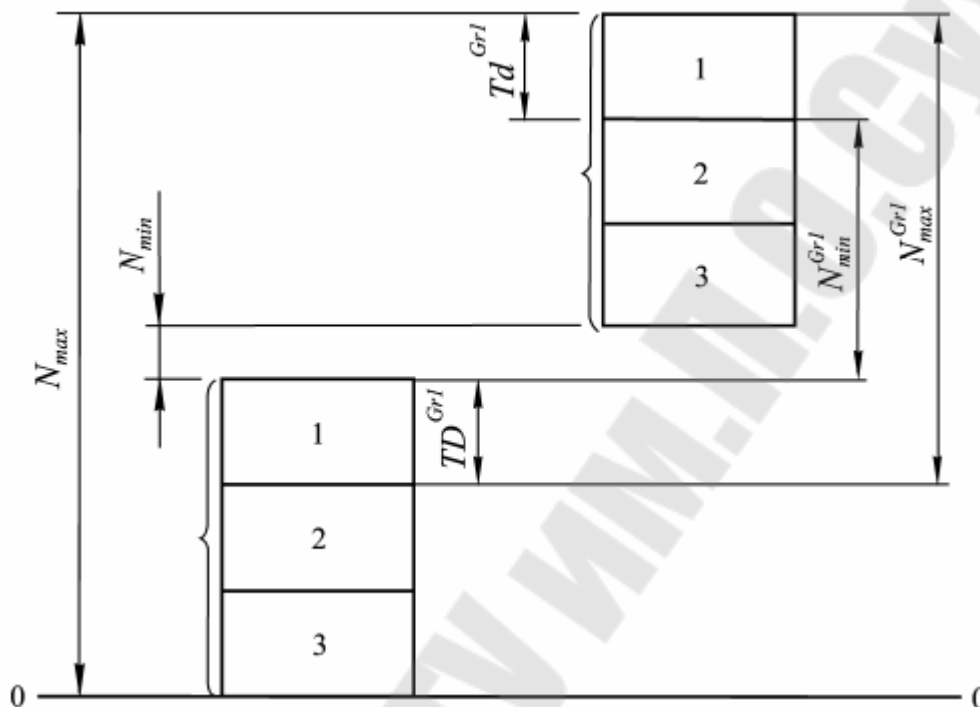


Рис. 10.2. Схема, поясняющая селективную сборку

Метод регулирования предполагает такой расчет размерных цепей, при котором заданная точность замыкающего звена достигается изменением (регулированием) одного заранее выбранного составляющего размера, называемого компенсатором. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т.д. При этом все остальные составляющие размеры цепи изготавливаются с расширенными, экономически целесообразными допусками.

Номинальный размер компенсирующего звена K определяется из уравнения

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{i=n+1}^{n+p} \vec{A}_i \pm K.$$

Значение K берется со знаком "плюс", когда он является увеличивающим размером, и со знаком "минус", когда он уменьшающий.

Метод регулирования позволяет достигнуть высокой точности соединений и поддерживать эту точность в процессе эксплуатации, но

приводит к увеличению числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, процесс сборки и эксплуатацию.

Метод пригонки - при этом методе предписанная точность замыкающего размера достигается дополнительной обработкой при обработке детали по одному из заранее выбранному размеру цепи. Остальные размеры выполняются с расширенными экономически целесообразными допусками. Для того чтобы пригонка всегда осуществлялась за счет выбранного размера, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для пригонки, но вместе с тем он должен быть минимальным для сокращения объема пригоночных работ.

Способ пригонки применяется в единичном и мелкосерийном производстве, когда нельзя использовать другие средства достижения требуемой точности.

11. Основные понятия о метрологии и технических измерениях

11.1. Роль метрологии и технических измерений в оценке точности контролируемых изделий

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

Единство измерений – состояние измерений, при котором их результаты выражены в единицах величин, а показатели точности измерений не выходят за установленные границы.

Измерения являются неотъемлемой частью большинства трудовых процессов. На основе измерений получают информацию о состоянии производственных, экономических и социальных процессов. Измерительная информация служит основой для принятия решений о качестве продукции при внедрении систем качества, в научных экспериментах и т. д. И только достоверность и соответствующая точность результатов измерений обеспечивают правильность принимаемых решений на всех уровнях управления. Получение недостоверной информации приводит к неверным решениям, снижению качества продукции, возможным авариям.

Метрология как наука и область практической деятельности имеет древние корни. Потребность в измерениях возникла в незапамятные времена. Для этого в первую очередь использовались подручные средства. Например, единица веса драгоценных камней – карат, что в переводе с языков древнего Юго-Востока означает «семя боба», «горошина»; единица аптекарского веса – гран, что в переводе с латинского, французского, английского и испанского означает «зерно». Многие меры имели антропометрическое происхождение или были связаны с конкретной трудовой деятельностью человека. Так, в Киевской Руси применялись в обиходе вершок – длина фаланги указательного пальца; пядь – расстояние между концами вытянутых большого и указательного пальцев; локоть – расстояние от локтя до конца среднего пальца; сажень – от «достигать», то есть можно достать; косая сажень – предел того, что можно достать (расстояние от подошвы левой ноги до конца среднего пальца вытянутой вверх правой руки); верста – от «верти», «поворачивая» плуг обратно, длина борозды.

В Вавилоне во II в. до н. э. время измерялось в минах. Мина равнялась промежутку времени (равному примерно двум астрономическим часам), за который из принятых в Вавилоне водяных часов вытекала «мина» воды, масса которой составляла около 500 г. Затем мина сократилась и превратилась в привычную для нас минуту. Со временем водяные часы уступили место песочным, а затем более сложным маятниковым механизмам.

Важнейшим метрологическим документом в России является Двинская грамота Ивана Грозного (1550 г.). В ней регламентированы правила хранения и передачи размера новой меры сыпучих веществ – осьмины. Ее медные экземпляры рассылались по городам на хранение выборным людям – старостам, целовальникам. С этих мер надлежало сделать клейменные деревянные копии для городских помещиков, а с тех, в свою очередь, – деревянные копии для использования в обиходе.

Метрологической реформой Петра I к обращению в России были допущены английские меры, получившие особенно широкое распространение на флоте и в кораблестроении, – футы, дюймы.

В 1736 г. по решению Сената была образована Комиссия весов и мер. В качестве исходных мер комиссия изготовила медный аршин и деревянную сажень, за меру веществ было принято ведро московского Каменноостского питейного двора. Важнейшим шагом, подытожившим работу комиссии, было создание русского эталонного фунта.

Идея построения системы измерений на десятичной основе принадлежит французскому астроному Г. Мутону, жившему в XVII в. Позже было предложено принять в качестве единицы длины одну сорокаmillionную часть земного меридиана. На основе единственной единицы – метра – строилась вся система, получившая название метрической. Идея построения системы измерений на десятичной основе принадлежит французскому астроному Г. Мутону, жившему в XVII в. Позже было предложено принять в качестве единицы длины одну сорокаmillionную часть земного меридиана. На основе единственной единицы – метра – строилась вся система, получившая название метрической.

В России указом «О системе Российских мер и весов» (1835 г.) были утверждены эталоны длины и массы – платиновая сажень и платиновый фунт. В соответствии с международной Метрологической конвенцией, подписанной в 1875 г., Россия получила платиноиридиевые эталоны единицы массы (№ 12 и 26) и эталоны единицы длины

(№ 11 и 28), которые были доставлены в новое здание Депо образцовых мер и весов.

В 1892 г. управляющим Депо был назначен Д. И. Менделеев, который он в 1893 г. преобразовал его в Главную палату мер и весов – одно из первых в мире научно-исследовательских учреждений метрологического профиля.

Метрическая система в России была введена в 1918 г. декретом Совета Народных Комиссаров «О введении Международной метрической системы мер и весов». Дальнейшее развитие метрологии в России связано с созданием системы и органов служб стандартизации [3].

В конце XIX в. в ряде быстро прогрессирующих отраслей стали появляться единые правила, нормалы, технические условия и другие нормативные документы. Разработкой норм занимались различные государственные учреждения, съезды промышленников, акционерные общества и прочие организации.

С развитием науки и техники требовались новые измерения и новые единицы измерения, что стимулировало, в свою очередь, совершенствование фундаментальной и прикладной метрологии.

Первоначально прототип единиц измерения искали в природе, исследуя макрообъекты и их движение. Так, секундой стали считать часть периода обращения Земли вокруг оси. Постепенно поиски переместились на атомный и внутриатомный уровни. В результате уточнялись «старые» единицы и появились новые. Так, в 1983 г. было принято новое определение метра: это длина пути, проходимого светом в вакууме за $1\ 266\ 792\ 458$ долю секунды. Это стало возможным после того, как скорость света в вакууме ($266\ 792\ 458$ м/с) метрологи приняли в качестве физической константы. Интересно отметить, что теперь с точки зрения метрологических правил метр зависит от секунды.

На этих нескольких примерах видно, что метрология как наука динамично развивается, что, естественно, способствует совершенствованию практики измерений во всех других научных и прикладных областях. Качеством и точностью измерений определяется возможность разработки принципиально новых приборов, измерительных устройств для любой сферы техники, что говорит в пользу опережающих темпов развития науки и техники измерений.

11.2. Классификация средств и методов измерений

Измерительные средства - это технические средства, используемые при измерениях и имеющие нормированные метрологические свойства.

Измерительные средства подразделяются на эталоны, меры, инструменты и приборы.

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

Меры - средства измерения, воспроизводящие единицу измерения, либо дробное или кратное ее значение. Меры подразделяются штриховые, концевые, меры массы, меры индуктивности (образцовая катушка индуктивности) и т.п.

Измерительный прибор - средство измерений, предназначенное для выработки сигнала измерительной информации в форме, доступной для непосредственного восприятия наблюдателем. В зависимости от формы представления информации различают аналоговые и цифровые приборы. Аналоговым называют измерительный прибор, показания которого являются непрерывной функцией измеряемой величины, например, стрелочный вольтметр, ртутно-стеклянный термометр, гладкий микрометр и т.д. В цифровом приборе осуществляется преобразование аналогового сигнала измерительной информации в цифровой код, и результат измерения отражается на цифровом табло: цифровые штангенинструменты, цифровые вольтметры, частотомеры и т.д.

Измерительные приборы классифицируются:

1) по конструкции: на штриховые инструменты с нониусом, микрометрические (основаны на принципе действия винтовой пары); рычажно-механические (с зубчатыми, рычажно-зубчатыми и пружинными механизмами); оптико-механические; пневматические (расходомерные, манометрические); электрические (электро-контактные, электро-индуктивные, емкостные, фотоэлектрические); лазерные; приборы и устройства технического зрения; бесшкальные контрольные инструменты,

2) по назначению: на универсальные (предназначенные для измерения одноименных физических величин различных изделий); специализированные (для измерения изделий определенного типа, например, зубчатых колес); либо определенных параметров изделия, например, шероховатости,

3) по степени механизации: ручного действия; механизированные, полуавтоматы и автоматы.

Все приборы содержат чувствительный элемент, находящийся под воздействием измеряемой величины, измерительный механизм и отсчетное устройство.

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

Под получившим распространение термином измерительная информация понимают данные о количественных характеристиках (параметрах) свойств, явлений, веществ, материалов, изделий, продукции, процессов, полученных в результате прямых измерений или измерительного контроля.

Существуют различные виды и методы измерений.

Виды измерений классифицируют по следующим признакам:

- физическая сущность измеряемых физических величин;
- характеристика точности (измерения равноточные, неравноточные);
- число измерений случайной величины (измерения однократные, многократные);
- измерение определяемой величины во времени (измерения статические, динамические);
- метрологическое назначение (измерения технические, метрологические);
- способ получения числового значения физической величины (прямые, косвенные, совместные, совокупные);
- выражение результатов измерений (измерения абсолютные, относительные).

Равноточные измерения – ряд измерений какой-либо величины, выполненными одинаковыми по точности средствами измерений и в одних и тех же условиях с одинаковой тщательностью. Например, измерение у детали одного и того же размера разными микрометрами одинаковой точности при одинаковой температуре и влажности помещения, в котором производят измерения.

Неравноточные измерения – ряд измерений какой-либо величины, выполненными различающимися по точности средствами измерений и (или) в разных условиях. В этом случае размер одной и той же детали определяется в разных условиях (например, в разных цехах) или разными средствами измерений (например, в одном цехе штангенциркулем, а в другом микрометром), разными операторами.

Однократное измерение – измерение, выполненное один раз.

Многократное измерение – измерение одной и той же физической величины, результат которого получен из нескольких следующих друг за другом измерений (наблюдений), т.е. измерение, состоящее из ряда однократных измерений.

Метрологические измерения – измерения, выполненные при помощи рабочих эталонов и образцовых средств измерения.

Технические измерения – измерения, выполненные при помощи рабочих средств измерения.

При прямом измерении искомое значение величины находят непосредственно из опытных данных. Примерами прямых измерений являются измерения длины с помощью линейных мер или температуры термометром. Прямые измерения составляют основу более сложных – косвенных.

При косвенном измерении искомое значение величины находят на основании известной зависимости между этой величиной и величинами, подвергаемыми прямым измерениям, например тригонометрические методы измерения углов, при которых острый угол прямоугольного треугольника определяют по измеренным длинам катетов и гипотенузы.

Совместные измерения – одновременные измерения двух или нескольких разнородных величин для установления зависимости между ними (ряд одновременных, прямых измерений электрического сопротивления проводника и его температуры для установления зависимости сопротивления от температуры).

Совокупные измерения – проводимые одновременно измерения нескольких одноименных величин, при которых искомое значение величин находят решением системы уравнений, получаемых при прямых измерениях различных сочетаний этих величин (нахождение значений массы отдельных гирь набора по известному значению массы одной из гирь: сравнивая массы различных сочетаний гирь, получают систему уравнений, из решения которой находят массу одной из гирь, входящих в набор).

Абсолютные измерения основаны на прямых измерениях одной или нескольких основных величин, то есть по шкале прибора определяется полное значение измеряемой величины.

Относительные измерения основаны на измерении отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерения величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную.

Методом измерений называют совокупность приемов использования принципов и средств измерений. Различают: метод непосредственной оценки, в котором значение искомой величины определяют непосредственно по отчетному устройству измерительного средства; метод сравнения с мерой, в котором измеряемую величину сравнивают с величиной, воспроизводимой мерой.

Метод сравнения с мерой имеет несколько разновидностей: нулевой метод, дифференциальный метод, метод замещения и метод совпадений.

Нулевой метод (или метод полного уравнивания) – это метод сравнения с мерой, в котором результирующий эффект воздействия измеряемой величины и встречного воздействия меры на сравнивающее устройство сводят к нулю (рис. 11.1,а).

При дифференциальном методе полное уравнивание не производят, а разность между измеряемой величиной и величиной, воспроизводимой мерой, отсчитывается по шкале прибора (рис.11.1,б).

Метод замещения – метод сравнения с мерой, в котором измеряемую величину замещают известной величиной, воспроизводимой мерой (рис.11.1,в).

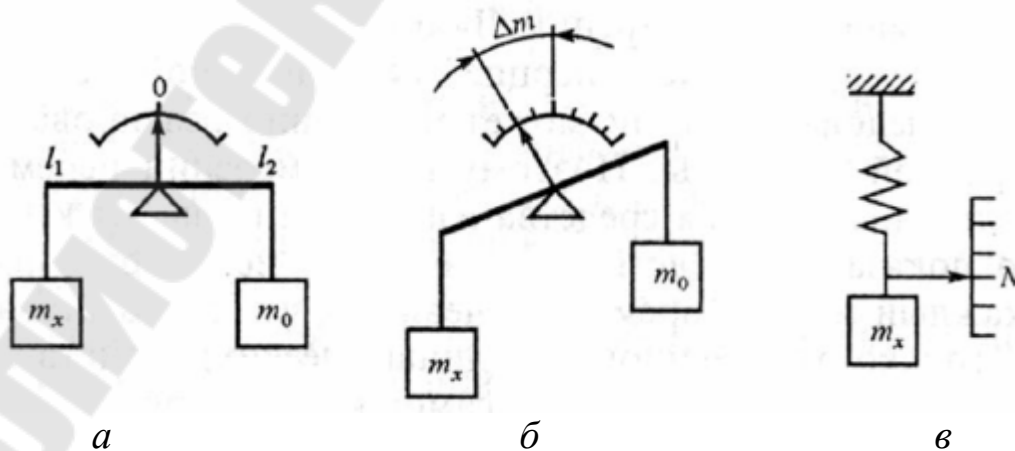


Рис. 11.1. Методы сравнения с мерой:
а – нулевой; б – дифференциальный; в – замещения

В методе совпадений разность между измеряемой величиной и величиной воспроизводимой мерой измеряют, используя совпадения отметок шкал или периодических сигналов. Например, измерение числа оборотов вала с помощью стробоскопа – вал периодически освещают вспышками света, и частоту вспышек подбирают так, чтобы метка нанесенная на вал, казалась наблюдателю неподвижной.

Методы измерений подразделяются на контактные и бесконтактные. При контактном методе измерения чувствительный элемент измерительного средства приводится в контакт с измеряемым объектом, при бесконтактном – чувствительный элемент измерительного средства не контактирует с объектом измерения.

11.3. Метрологические показатели средств измерений

Важнейшими показателями средств измерений являются такие показатели, от которых зависит качество получаемой с помощью этих средств измерительной информации.

Метрологический показатель средства измерений – это показатель одного из свойств средства измерений, влияющий на результат измерения и его погрешность.

ГОСТ 8.009-84 устанавливает комплекс нормируемых метрологических показателей средств измерений.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся метрологические показатели средств измерений, которые обеспечиваются определенными конструктивными решениями средств измерений и их отдельных узлов. Графическая иллюстрация некоторых метрологических показателей средств измерений представлена на рисунке 11.2.

1. Длина деления шкалы – расстояние между осями (центрами) двух соседних отметок шкалы, измеренное вдоль воображаемой линии, проходящей через середины самых коротких отметок шкалы.

2. Цена деления шкалы - разность значений измеряемой величины, соответствующих двум соседним отметкам шкалы.

3. Диапазон показаний шкалы – область значений шкалы, ограниченная конечным и начальным значениями шкалы, т.е. наибольшим и наименьшим значениями измеряемой величины.

4. Диапазон измерений – область значений измеряемой величины, которые могут быть получены данным измерительным средством с нормированной для него погрешностью.

5. Порог чувствительности средства измерений – показатель средства измерений, выражаемый наименьшим значением изменения физической величины, начиная с которой может осуществляться ее измерение данным средством.

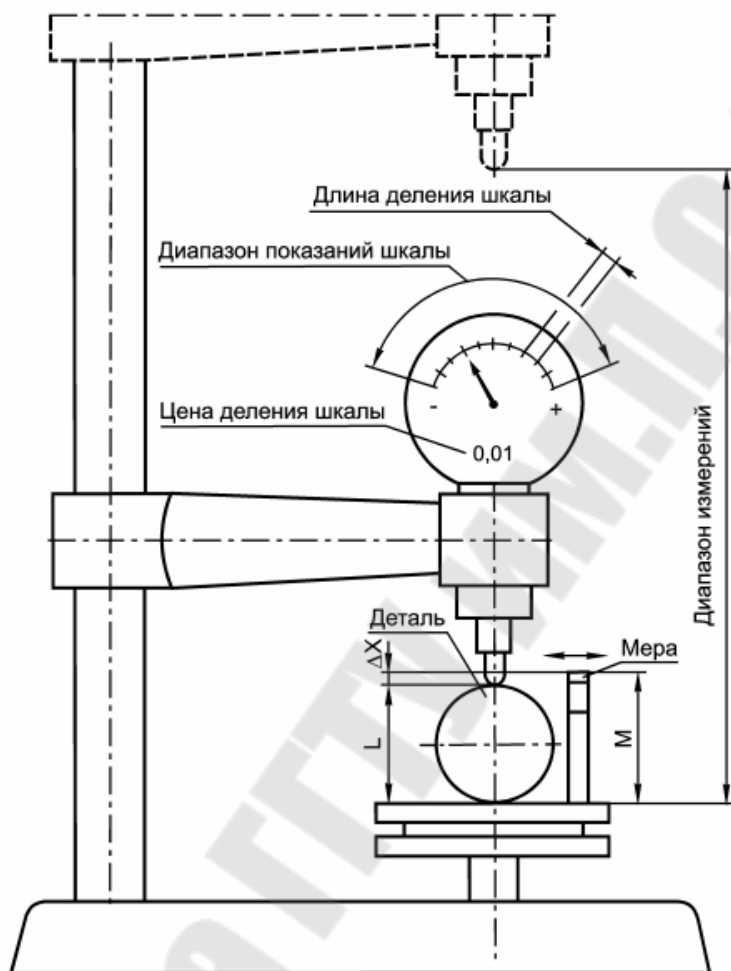


Рис. 11.2. Схема, поясняющая некоторые из основных метрологических показателей средств измерений и относительный метод измерения

6. Вариация показаний измерительного прибора – разность показаний прибора в одной и той же точке диапазона измерений при плавном подходе к этой точке со стороны меньших и больших значений измеряемой величины.

7. Чувствительность – отношение изменения показаний прибора к вызвавшему его изменению измеряемой величины.

8. Стабильность средства измерения - качество средства измерения, отражающее неизменность во времени его метрологических свойств.

9. Измерительное усилие прибора - сила, создаваемая прибором при контакте с изделием и действующая по линии измерения.

10. Предел допустимой погрешности средства измерений – наибольшее значение погрешности средства измерений, устанавливаемое нормативным документом для средств измерений данного типа, при котором оно признается годным к применению.

11.4. Погрешности и выбор измерительных средств

Погрешности измерения зависят от субъективных и объективных причин.

Субъективные погрешности зависят от оператора, его квалификации, навыка работы, его утомляемости и других факторов. Различают субъективные погрешности профессиональные, а также субъективные от присутствия оператора (теплоизлучение оператора), погрешности действия, обусловленные настройкой прибора и перемещением подвижных частей, погрешности параллакса (кажущееся смещение стрелки прибора при неправильном расположении оператора).

Большинство субъективных погрешностей относится к случайным, хотя они могут быть систематическими (например, погрешности неправильной настройки прибора).

Объективные погрешности измерений могут быть как систематическими, так и случайными. Правильность измерения определяется стремлением к нулю систематических погрешностей. Точность измерения оценивается стремлением к нулю случайных погрешностей. Поэтому необходимо выявлять источники систематических погрешностей и устранять их до начала измерения.

Источники систематических объективных погрешностей:

– инструментальные погрешности, зависящие от конструкции (когда нарушен принцип Аббе, требующий, чтобы измеряемый размер и шкала отсчета находились на одной прямой), точности изготовления и износа измерительного средства, которые определяются при их аттестации;

– погрешности установочных мер при относительном методе измерения, зависящие от формы контактных наконечников приборов (контакт должен быть точечный, а не плоскостной);

– погрешности базирования, обусловленные погрешностями поверхностей контакта детали и измерительного средства, для их ис-

ключения необходимо соблюдать принцип единства баз конструкторских и измерительных;

- температурные погрешности, вызванные колебанием температуры при измерении и отклонением ее от нормальной;

- погрешности, зависящие от измерительного усилия при контактных методах измерения, когда пониженная жесткость детали, стоек и других устройств;

- погрешности, зависящие от измерительного усилия при контактных методах измерения, когда пониженная жесткость детали, стоек и других устройств;

- методические погрешности или теоретические, которые зависят от метода измерения, выбранной схемы измерения, алгоритма обработки результатов. Могут быть и другие источники погрешностей.

Способы исключения систематических погрешностей следующие:

- до начала измерения (профилактика измерений);

- в процессе измерения (экспериментальное исключение);

- по окончании выполнения измерений;

- перевод систематической погрешности в случайную и выполнение многократных измерений.

При измерении линейных размеров может проявиться систематическая **температурная погрешность**, которая зависит от температурного режима процесса измерения. Нормальные условия для выполнения линейных измерений установлены ГОСТ 8.050. В производственных условиях трудно обеспечить точное соблюдение температурного режима, однако для компенсации температурных погрешностей необходимо выдерживать детали и приборы в одних и тех же температурных условиях от 2 до 12 часов при колебании температуры в пределах $2...4^{\circ}\text{C}$. До начала выполнения измерений геометрических параметров необходимо устранить температурную погрешность, а также погрешность базирования, проверить нулевую установку прибора, наличие сертификата годности и другие причины.

В процессе измерения возможно противодействие погрешностей, т.е. в начале – увеличивающее воздействие и затем – уменьшающее. Используется, например, поворот детали на 180° для исключения влияния эксцентриситета осей, или измерения при прямом и обратном ходе с целью учета зазора.

По окончании измерений вносится известная поправка – погрешность с обратным знаком. Например, при относительном методе

измерения – погрешность блока концевых мер, найденная по аттестату на поверку (калибровку) набора концевых мер длины.

Наиболее существенными при измерении являются систематические инструментальные погрешности, которые должны быть меньше допускаемых погрешностей измерения, указанных в ГОСТ 8.051 и 8.549. В этих стандартах погрешности измерений даны для выполнения однократных измерений, при устранении известных источников систематических погрешностей до начала измерения. Допускаемая инструментальная погрешность (Δ) должна всегда регламентировать выбор средств измерений.

При выполнении технических измерений систематическая погрешность Δ является доминирующей, т.е. она существенно больше случайной, присущей данному методу. Поэтому эти измерения достаточно производить один раз.

При выполнении метрологических измерений (поверке и калибровке) случайная погрешность является доминирующей, поэтому необходимо осуществлять многократные измерения и производить обработку полученных результатов. Число измерений n следует выбрать таким образом, чтобы ошибка среднего арифметического была меньше систематической инструментальной погрешности, т.е. чтобы последняя опять определяла точность результата измерения, так как погрешность среднего арифметического убывает в \sqrt{n} раз. Окончательный результат измерения должен содержать:

- числовое значение среднего арифметического,
- возможный интервал его рассеивания (доверительный интервал),
- доверительную вероятность, соответствующую доверительному интервалу по таблицам нормального закона распределения случайных величин.

Выбор СИ для однократных измерений по метрологическим факторам заключается в сравнении допускаемой погрешности измерения δ с инструментальной погрешностью Δ , в установлении приемочных границ и приемочного процента риска. Необходимо соблюдать условие $\Delta \leq \delta$.

Если необходимые по точности средства измерения отсутствуют, то более грубые должны быть индивидуально аттестованы, т.е. следует определить их систематическую погрешность и учитывать ее путем введения поправки в результат измерения.

Допускаемая погрешность измерения δ включает случайные и неучтенные систематические погрешности (погрешность СИ).

Допускаемые погрешности измерения δ для сопрягаемых размеров даны в ГОСТ 8.051-81. Расчет допускаемых погрешностей δ в этом стандарте производится в зависимости от допуска по следующей зависимости:

$$\delta = (0,2 \dots 0,35)IT.$$

Меньшее значение относится к более грубым квалитетам, а большее – к точным квалитетам.

Данная зависимость для контроля размеров с неуказанными допусками (свободных размеров) требует применения довольно точных СИ, что удорожает производство. Применение штангенциркулей и других грубых СИ для контроля размеров с неуказанными допусками по ГОСТ 8.051-81 было незаконным.

В 1986 году был принят ГОСТ 8.549-86, который узаконил применение грубых СИ для размеров с неуказанными (общими) допусками. Теперь для размеров с неуказанными допусками (12...17 квалитеты) допускаемая погрешность измерения по ГОСТ 8.549-86 равна половине допуска размера $\delta = 0,5IT$. Это необходимо учитывать, чтобы не усложнять процесс измерения грубых (неответственных) размеров, особенно в приборостроении и авиации (здесь 12 квалитет используется для свободных размеров с общими допусками). Если же по 12-му квалитету выполняется соединение (посадка), то СИ необходимо выбирать по ГОСТ 8.051-81.

Литература

1. Марков, Н.Н. Нормирование точности в машиностроении : учеб. для машиностр. специальностей вузов / Н. Н. Марков [и др.] /под ред. Ю.М. Соломенцева. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Высш. шк., 2001.
2. Допуски и посадки: справочник в 2-х ч. / под ред. В.Д. Мягкова. - Л.: Машиностроение, 1983.
3. Кадыров, М. Р. Нормирование точности в соединениях деталей машин : учебное пособие : [12+] / М. Р. Кадыров, М. И. Чеботарев. – Москва : Директ-Медиа, 2022. – 188 с. : ил., схем., табл.
4. Черменский, О. Н. Подшипники качения: справочник-каталог/ .Н.Черменский, Н.Н. Федотов. - М.: Машиностроение, 2003.
5. Радкевич, Я. М. Метрология, стандартизация и сертификация: учеб для вузов / Я.М.Радкевич [и др.].– М.: Высш. шк., 2004.
6. Бегунов, А. А. Выбор средств и методик измерений : учеб. пособие : [16+] / А. А. Бегунов, В. Л. Иванов, Е. А. Травина ; Университет ИТМО. – Санкт-Петербург : Университет ИТМО, 2019. – 28 с. : ил., табл., схем.

Содержание

1. Нормирование точности размеров в машиностроении	3
1.1. Основные понятия о точности и взаимозаменяемости	3
Понятия о точности и ее разновидностях. Показатели точности.	
1.1.1. Понятие о взаимозаменяемости и её видах. Функциональная взаимозаменяемость.	6
1.1.2. Нормирование точности размеров в машиностроении	9
1.2. Понятие о размерах, отклонениях, допусках и посадках.	9
Графическое изображение полей допусков и посадок. Обозначение предельных отклонений на машиностроительных чертежах	
1.2.1. Понятие о номинальном, действительном и предельном размерах, предельных отклонениях, допусках	9
1.2.2. Поверхности свободные и сопрягаемые, охватывающие и охватываемые. Классификация соединений по форме сопрягаемых поверхностей деталей и по степени свободы относительно перемещения	13
1.2.3. Понятие о посадках. Три группы посадок, взаимное расположение полей допусков. Предельные, средние зазоры и натяги. Допуск посадки	15
1.3 Единая система допусков и посадок (ЕСДП) для гладких цилиндрических соединений	19
1.3.1. Посадки в системе отверстия и в системе вала. Расположение полей допусков основных деталей. Экономическая целесообразность выбора системы. Единица допуска. Качества точности. Ряды допусков и интервалы размеров	19
1.3.2. Посадки в системе отверстия и системе вала	19
1.3.3. Единица допуска. Качества точности.	21
1.3.4. Ряды допусков диапазоны и интервалы размеров	23
1.4 Основные отклонения валов и отверстий. Поля допусков. Посадки. Методика построения посадок. Отклонения размеров с неуказанными допусками, имеющие общие допуски. Обозначение полей допусков и посадок на чертежах	23
1.4.1. Поля допусков	26
1.4.2. Посадки. Методика построения посадок	27
1.4.3. Отклонения размеров с неуказанными допусками, имеющие общие допуски	29
1.4.4. Назначение и расчет посадок с зазором, переходных и на-	32

тягом для гладких цилиндрических соединений	
2. Методы и средства контроля гладких цилиндрических деталей	36
2.1. Контроль калибрами, их назначение, классификация и правила пользования. Конструкции калибров.	36
2.2. Конструкции и технические требования к калибрам	38
2.3. Схемы расположения полей допусков калибров. Расчет предельных и исполнительных размеров калибров.	41
3. Нормирование точности формы и расположения поверхностей элементов деталей	47
3.1. Виды нормируемых отклонений формы поверхностей и знаки, используемые при указании на чертеже допускаемых отклонений.	47
3.1.1. Отклонения формы плоских поверхностей	48
3.1.2. Отклонения формы цилиндрических поверхностей	49
3.1.3. Определение числовых значений допусков формы поверхности	52
3.2. Отклонения и допуски расположения поверхностей деталей. Обозначение допусков расположения на чертежах	54
3.3. Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей деталей	58
3.4. Независимые и зависимые допуски отклонений расположения и формы элементов деталей	61
3.5. Выбор вида допуска, базы и определение числовых значений допусков расположения	62
3.6. Общие допуски формы и расположения поверхностей	66
4. Нормирование требований к неровностям на поверхности элементов деталей	68
4.1. Основные понятия и определения. Параметры для нормирования значений поверхностных неровностей	68
4.2. Выбор параметров шероховатости и их величины в зависимости от требований к поверхности	71
4.3. Обозначение шероховатости поверхности на чертежах	73
4.4. Контроль шероховатости поверхности	74
4.5. Правила нанесения на чертежах требований к шероховатости поверхности	75
5. Нормирование точности размеров и посадки подшипников качения	77
5.1. Основные положения. Ряды точности подшипников качения.	77

5.2. Условные обозначения подшипников качения	78
5.3. Поля допусков колец подшипников качения	80
5.4. Выбор посадок колец подшипников	81
5.5. Виды нагружения колец подшипников качения	83
5.6. Обозначение посадок подшипников на чертежах	85
5.7. Технические требования к посадочным поверхностям валов и отверстий корпусов под подшипники качения.	86
6. Нормирование точности метрической резьбы	88
6.1. Резьбовые соединения, используемые в машиностроении.	88
6.2. Профиль и основные параметры метрической резьбы	88
6.3. Общие принципы нормирования точности цилиндрических резьб	89
6.4. Допуски и посадки метрической резьбы с зазором. Обозначение допусков и посадок метрических резьб на чертежах.	93
6.5. Допуски и посадки метрической резьбы с натягами и переходными посадками	97
7. Нормирование точности шлицевых и шпоночных соединений	99
7.1. Допуски и посадки шпоночных соединений с призматическими шпонками	99
7.1.1. Требования к оформлению шпоночных соединений	101
7.2. Шлицевые соединения	102
7.2.1. Назначение, краткая характеристика и классификация шлицевых соединений	102
7.2.2. Способы центрирования шлицевых соединений с прямо- бочным профилем зуба	103
7.2.3. Посадки и условные обозначения прямо- бочных шлицевых соединений	105
7.2.4 Допуски и посадки шлицевых соединений с звольвентным профилем зубьев.	106
8. Нормирование точности цилиндрических зубчатых колес и передат	109
8.1. Требования, предъявляемые к зубчатым колесам и переда- чам.	109
8.2. Нормы точности колес и виды сопряжений цилиндрических зубчатых колес и передат. Нормы бокового зазора.	110
8.3. Выбор степени точности и вида сопряжений в зависимости от эксплуатационных требований к цилиндрической зубчатой передатке.	118
8.4. Комплексы показателей при контроле точности.	120

9. Нормирование точности угловых размеров	125
9.1. Нормальные углы и допуски на угловые размеры. Нормальные конусности и углы конусов.	125
9.2. Система допусков и посадок конических соединений	129
10. Обеспечение точности размерных цепей	134
10.1. Основные понятия о размерных цепях. Классификация размерных цепей. Основные термины и определения.	134
10.2. Составление размерных цепей.	135
10.3. Методы решения размерных цепей	137
10.3.1. Метод полной взаимозаменяемости.	138
10.3.2. Теоретико – вероятный метод	141
10.3.3. Методы достижения требуемой точности замыкающего звена.	143
11. Основные понятия о метрологии и технических измерениях	146
11.1. Роль метрологии и технических измерений в оценке точности контролируемых изделий.	146
11.2. Классификация средств и методов измерений	149
11.3. Метрологические показатели средств измерений	153
11.4. Погрешности и выбор измерительных средств	155
Литература	158
	159

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Пособие

**для слушателей специальности переподготовки
1-42 01 71 «Металлургическое производство
и материалобработка»
заочной формы обучения**

Составитель Столяров Александр Игоревич

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 16.11.22.

Рег. № 76Е.

<http://www.gstu.by>