


В. Э. Завистовский
С. Э. Завистовский

**ДОПУСКИ, ПОСАДКИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ
ИЗМЕРЕНИЯ**



Учебное пособие

В. Э. Завистовский

С. Э. Завистовский

ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Допущено Министерством образования
Республики Беларусь в качестве учебного пособия
для учащихся учреждений образования,
реализующих образовательные программы
профессионально-технического образования

2-е издание, исправленное



Минск
РИПО
2016

УДК 621.753+621.7.08(075)
ББК 34.41:30.10я722
3-13

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Стандартизация, метрология
и информационные системы» Белорусского
национального технического университета,
доктор технических наук, доцент *П. С. Серенков*;
методическая комиссия УО «Минский государственный
профессиональный лицей № 1 машиностроения» (*И. К. Горошко*).

*Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей
книги или любой ее части не может быть осуществлено без раз-
решения издательства.*

Завистовский, В. Э.

3-13 Допуски, посадки и технические измерения : учеб. пособие /
В. Э. Завистовский, С. Э. Завистовский. – 2-е изд., испр. –
Минск : РИПО, 2016. – 277 с. : ил.
ISBN 978-985-503-555-9.

Разработано в соответствии с типовой учебной программой учебно-го предмета «Допуски, посадки и технические измерения». Подробно рассмотрена Единая система допусков и посадок, наложены основные нормы по допускам и посадкам подшипников качения, шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений, зубчатых колес и передач, деталей из пластмасс. Приведены средства технических измерений линейных и угловых размеров, дана методика их выбора. Рассмотрены основные понятия о размерных цепях.

Предназначено для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы профессионально-технического образования.

УДК 621.753+621.7.08(075)
ББК 34.41:30.10я722

ISBN 978-985-503-555-9

© Завистовский В. Э., Завистовский С. Э., 2012
© Завистовский В. Э., Завистовский С. Э., 2016
© Оформление. Республиканский институт
профессионального образования, 2016

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- D, d* – номинальный диаметр отверстия, вала;
Dr, dr – действительный размер отверстия, вала;
ES, es – верхнее отклонение отверстия, вала;
EI, ei – нижнее отклонение отверстия, вала;
IT – стандартный допуск;
TD, Td – допуск отверстия, вала;
S – зазор;
N – натяг;
H6, D11, F9 – обозначение полей допусков отверстия;
h6, d11, f9 – обозначение полей допусков вала;
H7/h6 – обозначение посадки;
AT – допуск конической поверхности.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Содержание учебного предмета «Допуски, посадки и технические измерения» включает в себя объем обязательных знаний, которые должны быть усвоены специалистом и которыми он должен уметь пользоваться, не прибегая дополнительно к справочникам и учебникам.

Особенность учебного предмета заключается и в том, что необходимо запомнить большой объем понятий, определений, формулировок, без которых невозможно усвоить материал.

Цель изучения данного учебного предмета – приобретение знаний, необходимых для правильного выбора допусков и посадок, измерения контролируемых параметров, обоснованного выбора измерительных средств и способов контроля, а также правильного использования указаний контролируемых параметров на чертеже.

Основной задачей учебного предмета является формирование представлений о взаимозаменяемости, допусках и посадках, знание которых необходимо для овладения практическими умениями и навыками построения и чтения чертежей и схем, средствами измерительной техники и методами измерений физических величин.

1. КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Современные машины состоят из большого количества взаимодействующих деталей, узлов и агрегатов, которые имеют определенное назначение и должны обладать стандартными характеристиками. Нарушение размеров или отклонение какого-либо технического параметра любой из используемых в машине деталей может сказываться на качестве всей машины в целом, на надежности и устойчивости ее работы.

1.1. ПОКАЗАТЕЛИ КАЧЕСТВА ИЗДЕЛИЯ

Качество продукции – это совокупность свойств продукции, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с назначением.

Качество любого вида продукции определяется ее свойствами, составом, размерами и другими параметрами, установленными с учетом стоимости и надежности.

Для оценки уровня качества изделия применяют различные группы показателей [10]:

- *показатели назначения* характеризуют свойства изделия, определяющие основные функции, для выполнения которых оно предназначено;
- *показатели надежности* характеризуют безотказность и долговечность изделия машиностроения;
- *эргономические показатели* характеризуют взаимоотношения человека с изделием;
- *эстетические показатели* характеризуют внешний вид изделия, ее информационную выразительность;

- *показатели технологичности* характеризуют свойства изделия, обуславливающие оптимальное распределение затрат материалов, средств, труда и времени при изготовлении и эксплуатации изделия;

- *показатели транспортабельности* характеризуют приспособленность изделия к транспортированию;

- *экологические показатели* характеризуют уровень вредных воздействий на окружающую среду, возникающих при эксплуатации изделия;

- *показатели безопасности* характеризуют особенности изделия, обуславливающие при его эксплуатации безопасность обслуживающего персонала.

Качество изделия познается в сравнении: оно относительно. Чтобы его оценить, необходимо предварительно собрать данные о существующих аналогичных изделиях и на основании анализа приведенных показателей сделать вывод о качестве продукции.

1.2. СТРУКТУРНАЯ МОДЕЛЬ ДЕТАЛИ

Деталь – это изделие, которое изготовлено из материала одной марки без применения сборочных операций. По форме деталь представляет собой комбинацию геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими, сферическими, трапецеидальными и т. п. (рис. 1.1). Таких комбинаций, в зависимости от назначения детали, размеров, материала и др., может быть бесконечное множество, поэтому легко представить их разнообразие на практике.

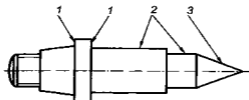


Рис. 1.1. Виды поверхностей детали: 1 – плоские; 2 – цилиндрические; 3 – конические

Простейшие геометрические тела, составляющие деталь, называются ее *элементами* (рис. 1.2).

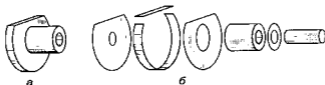


Рис. 1.2. Деталь (а) и ее элементы (б)

Для выполнения определенных функций у деталей предусматриваются различные *формы поверхностей*. Они могут быть плоскими, цилиндрическими, коническими, резьбовыми, шлицевыми, эвольвентными (в виде плоской кривой), профильными и др. [3; 4]. Изделия машиностроения состоят из большого количества деталей, узлов и механизмов, взаимодействующих в процессе эксплуатации друг с другом. Каждая деталь в узле имеет определенное назначение. Поверхности деталей могут быть сопрягаемыми (соединяемыми) и несопрягаемыми (свободными) (рис. 1.3).

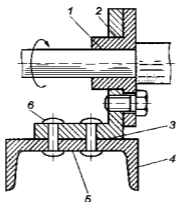


Рис. 1.3. Поверхности деталей: 1, 2, 3 – сопрягаемые;
4, 5, 6 – несопрягаемые

Для обозначения наружных, охватываемых элементов деталей, применяется термин «вал», охватываемые поверхности обозначаются строчными буквами, например: *a*, *d*, *c*. Термин «отверстие» применяют для обозначения внутренних, охватывающих элементов и обозначают прописными буквами, например: *A*, *D*, *C* (рис. 1.4).

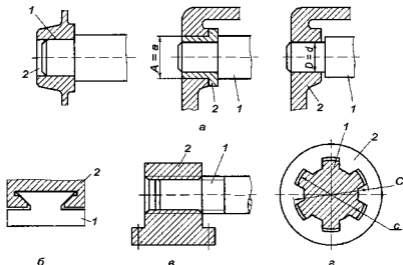


Рис. 1.4. Вали и отверстия в различных соединениях: *a* – цилиндрические соединения; *б* – соединение типа «ласточкин хвост»; *в* – резьбовое соединение; *г* – шлицевое соединение; *1* – вал; *2* – отверстие; *a*, *d*, *c* – размеры вала; *A*, *D*, *C* – размеры отверстия

Для числовой оценки значений линейных величин (длин, высот, диаметров и т. п.) их выражают в виде *размера* в определенных единицах измерения. В машиностроении все размеры в технической документации задают и указывают в миллиметрах (мм).

1.3. ПОНЯТИЕ О ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Как отмечалось выше, в большинстве случаев детали машин и механизмов представляют собой определенные

комбинации геометрических тел, ограниченных поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т. д. При проектировании их геометрические параметры задаются размерами, формой и взаимным расположением поверхностей. Требования к точности должны быть такими, чтобы были обеспечены заданные эксплуатационные свойства. При изготовлении возникают технологические погрешности, т. е. отступления геометрических параметров от запроектированных значений.

Точностью называется степень приближения действительных параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным, заданным по чертежу. Требования к точности могут относиться к точности механической обработки или к другому виду обработки деталей, к точности механизмов и машин, к точности измерений и т. д. Когда применяют термин «точность», то обычно имеют в виду качественный показатель, характеризующий отличие этого показателя от заданного значения. Термин «погрешность» применяют для количественной оценки точности. *Погрешность* – разность между приближенным значением некоторой величины и ее точным значением. Точность характеризуется действительной погрешностью или пределами, ограничивающими значение погрешности. Чем меньше погрешность, тем выше точность.

Для оценки точности размеров деталей используют укрупненную классификацию точности геометрических параметров элементов деталей [4; 5]:

- *точность размера* (размер каждого элемента детали должен находиться в определенных пределах и может отличаться от заданного не больше, чем на установленную величину);
- *точность формы поверхности* (элементы детали должны иметь заданную номинальную геометрическую форму (плоскость, цилиндр, конус и т. д.), и допусти-

мые искажения формы должны находиться в заданных пределах);

- *точность относительного расположения элементов деталей* (каждый элемент детали должен быть расположен относительно других в заданном положении);

- *точность по параметрам шероховатости поверхности* (относительно небольшие неровности на поверхности детали должны быть в определенных пределах).

На рисунке 1.5 (на примере цилиндра) приведены возможные искажения размеров и формы после изготовления.

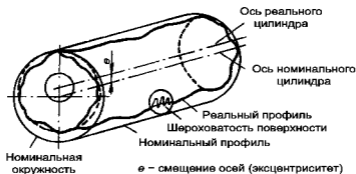


Рис. 1.5. Отклонения размеров и формы цилиндра после изготовления

1.4. ПРИЧИНЫ ПОЯВЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Существует достаточно много причин, влияющих на точность обработки, и они в процессе изготовления деталей постоянно изменяются. Рассмотрим основные, сведя их в определенные группы [4–6].

Состояние оборудования и его точность. Неточность изготовления оборудования, накопленные погреш-

ности эксплуатации технологической оснастки и инструмента почти полностью переносятся на обрабатываемую деталь. Например, биение шлифовального круга и его вибрации при обработке приводят к появлению поверхностных неровностей на обрабатываемых поверхностях деталей. Точность выполнения штампа полностью переносится на точность штампованной детали. Шаг нарезаемой резьбы почти полностью копируется с шага винта токарно-винторезного станка.

Качество и состояние технологической оснастки. К оснастке относится вспомогательное оборудование. Если в кондукторе для сверления отверстий в детали неправильно расположены направляющие втулки, то эти погрешности полностью перейдут на деталь. Если ось центров для установки детали на шлифовальном станке не параллельна рабочим перемещениям при шлифовании, то деталь окажется конической формы (вместо цилиндрической).

Точность инструмента. Точность изготовления резцов, фрез, протяжек, сверл, разверток, метчиков и т. п. прямо и непосредственно влияет на форму и размер обрабатываемой поверхности. Кроме того, на точность обработки детали всеми режущими инструментами влияет износ режущей части. Другим фактором, влияющим на точность обработки деталей, является погрешность настройки инструмента на размер, возникающая при неточной первоначальной установке режущего инструмента или при его замене.

Режимы обработки. Для каждой поверхности детали существуют оптимальные режимы обработки, учитывающие механические характеристики обрабатываемых и режущих материалов. Несоблюдение заданных режимов обработки может привести к появлению погрешностей. Например, если при шлифовании применять большие подачи, то могут получиться прижоги и большие неровности на поверхности детали.

Упругие деформации детали, станка, инструмента. Сильно прижатая к плоскости станка деталь после

обработки и снятия нагрузки может оказаться неправильной формы. Если при установке детали на станке в центрах сильно поджать ее, то вероятность получения цилиндрической поверхности весьма мала.

Неоднородность заготовок по твердости. Если заготовка неоднородна по своей структуре, то в процессе резания возможно появление вибрации, что, в свою очередь, приведет к появлению поверхностных неровностей и вырывов обрабатываемой поверхности.

Неодинаковость припуска на обработку. Разные по величине припуски, назначенные при обработке однотипных деталей, приводят к разному разогреву каждой из них, и их размеры после остывания оказываются другими, чем непосредственно полученные сразу после обработки.

Температурный режим. Установлено, что все размеры должны определяться при температуре 20 °С, поэтому, если температурный режим в процессе изготовления или измерения размеров отличается от 20 °С, то это отражается как на размере детали, так и на искажении ее формы и расположения.

Квалификация и опыт персонала. При работе на определенном виде оборудования рабочий должен приобрести навык. Поэтому обеспечение точности обработки детали зависит от индивидуальных особенностей каждого человека, его квалификации и опыта.

Погрешности параметров неизбежны и допускаются в определенных пределах, при которых деталь удовлетворяет требованиям сборки и функционирования машины.

1.5. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ

В настоящее время ни один завод не изготавливает сам необходимые ему в производстве детали. Детали и узлы машин общемашиностроительного и специального назначения изготавливаются на специализированных

предприятиях. В изготовлении машины посредством кооперирования принимают участие сотни предприятий, поставляя заводу необходимое множество наименований агрегатов, сборочных единиц, составных частей и деталей. Такая кооперация производства возможна лишь при условии, если составные части, детали, узлы, изготовленные с заданной точностью на различных заводах, сразу могли бы занять свое место в машине, для которой они предназначены, без подборки и подгонки. Это возможно при условии, что все они будут изготовлены по единым техническим нормативным правовым актам и отвечать требованиям взаимозаменяемости.

К *техническим нормативным правовым актам* относят технические регламенты, технические кодексы установившейся практики, стандарты, в том числе государственные стандарты Республики Беларусь, стандарты организаций, технические условия и т. д., утвержденные в порядке, установленном законодательством Республики Беларусь.

Взаимозаменяемость – пригодность одного изделия, процесса или услуги для использования вместо другого изделия, процесса или услуги в целях выполнения одних и тех же требований (СТБ 1500-2004).

Свойство одних и тех же деталей, узлов или агрегатов машин, механизмов и т. д., позволяющее устанавливать детали (узлы, агрегаты) в процессе сборки или заменять их без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла и конструкции в целом, принято считать свойством взаимозаменяемости. *Взаимозаменяемость должна обеспечивать нормальное функционирование изделия.*

Можно выделить несколько видов взаимозаменяемости.

- **Внешняя и внутренняя взаимозаменяемость.** Этот вид относится только к узлам и к изделию в целом и не относится к деталям.

Внешняя – это взаимозаменяемость по выходным данным узла, а именно, по его габаритным и присоединительным размерам или технико-эксплуатационным параметрам и характеристикам. Например, если сгорел электродвигатель, то его можно заменить другим; вышедший из строя подшипник может быть заменен на аналогичный подшипник того же типоразмера и т. п.

Внутренняя – это вид взаимозаменяемости отдельных деталей или механизмов, входящих в узел или изделие. Примерами могут служить отдельные крепежные детали резьбовых соединений (болты, гайки и т. п.).

• **Полная и неполная взаимозаменяемость.**

Полная – это такая взаимозаменяемость, когда точность сохраняется у всех деталей и любая деталь из партии может быть поставлена на соответствующее место в узле или конструкции в целом без подгонки.

Неполная – это такой вид взаимозаменяемости, при которой изготавливаемые детали до сборки сортируются по размерам на ряд групп, а затем при сборке узла или конструкции в целом используют не любые детали данного типоразмера, а только определенной группы.

Основными достоинствами взаимозаменяемости являются:

- упрощение процесса проектирования;
- обеспечение широкой специализации и кооперирования;
- удешевление производства;
- возможность обеспечения поточного производства;
- упрощение процесса сборки и ремонта.

1.6. СТАНДАРТИЗАЦИЯ, УНИФИКАЦИЯ, НОРМАЛИЗАЦИЯ

Стандартизация – деятельность по установлению технических требований в целях всеобщего и многократного применения в отношении постоянно повторяющихся задач, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения в области разработки, производства,

эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации продукции или оказания услуг.

Стандарт – это технический нормативный правовой акт в области технического нормирования и стандартизации, разработанный на основе согласия большинства заинтересованных субъектов технического нормирования и стандартизации и содержащий технические требования к продукции, процессам ее разработки, производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации или оказанию услуг.

Главной задачей стандартизации является создание прогрессивной системы нормативно-технической документации и ее внедрение и применение при разработке, производстве и эксплуатации продукции, удовлетворяющей потребности народного хозяйства, населения, обороны страны и экспорта. Требования, устанавливаемые в государственных стандартах, направлены на выпуск современной высококачественной продукции, соответствующей мировому уровню по всем потребительским показателям: надежности и точности, материало- и энергоёмкости, трудоемкости, требованиям эргономики и технической эстетики.

Стандартизуемые показатели промышленных объектов обычно имеют числовое выражение и образуют в определенных диапазонах последовательность чисел. В результате стандартизации всю совокупность показателей представляют в виде математических рядов, что способствует сокращению номенклатуры, типоразмеров, выбору рациональных режимов работы машин, экономии ресурсов. Наиболее удобными являются геометрические прогрессии, включающие число 1 и имеющие знаменатель $\varphi_n = \sqrt[n]{10}$. ГОСТ 8032-84 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел» устанавливает следующие четыре основных *десятичных ряда предпочтительных чисел* со знаменателем φ :

$$\sqrt[5]{10} = 1,5849 \approx 1,6 \text{ для ряда } R5;$$

$$\sqrt[10]{10} = 1,2589 \approx 1,25 \text{ для ряда } R10;$$

$$\sqrt[40]{10} = 1,0598 \approx 1,06 \text{ для ряда } R20;$$

$$\sqrt[20]{10} = 1,1220 \approx 1,12 \text{ для ряда } R40.$$

Предпочтительные числа стандартизированы. Ряды предпочтительных чисел нужно применять не только при стандартизации, но и при выборе нормальных значений параметров в процессе проектирования. Только при такой единой закономерности построения параметров изделия можно согласовать между собой параметры связанных с ними комплектующих изделий, полуфабрикатов и материалов.

На базе рядов предпочтительных чисел построены ряды нормальных линейных размеров с несколько большим округлением чисел (ГОСТ 6686-69). В отличие от рядов предпочтительных чисел, ряды нормальных размеров дополнительно обозначают буквой «а», например, *Ra5*. Применение рядов нормальных линейных размеров целесообразно для поверхностей, подвергаемых точной механической обработке, особенно для посадочных поверхностей. Это способствует стандартизации режущего, контрольного и мерительного инструментов и облегчает настройку станков. Кроме того, это ведет к уменьшению числа членов рядов, что позволяет сокращать номенклатуру инструмента. На основании нормальных линейных размеров устанавливают ряды диаметров проволоки, прутков, толщины листового проката, линейных размеров фасонного проката.

Для рационального сокращения номенклатуры изготавливаемых изделий проводят их *унификацию*, что повышает серийность, способствует специализации производства и улучшению качества.

Унификация – это научно-технический метод отбора и регламентации оптимальной и сокращенной номенклатуры объектов одинакового функционального назначения.

На практике термин «унификация» используется как приведение к единообразию технических характеристик изделий, документации и средств общения.

Унифицированные изделия, их составные части и детали должны обладать полной взаимозаменяемостью по показателям качества и по присоединительным размерам. При унификации устанавливается минимальное, но достаточное число видов, типов, типоразмеров, обладающих высокими показателями качества.

Агрегатирование – это метод создания машин, приборов и оборудования из отдельных стандартных унифицированных узлов, многократно используемых при создании различных изделий на основе геометрической и функциональной взаимозаменяемости. Агрегатирование очень широко применяется в машиностроении, радиоэлектронике. Развитие машиностроения характеризуется усложнением и частой сменяемостью конструкции машин. Для проектирования и изготовления большого количества разнообразных машин потребовалось, в первую очередь, расчленив конструкцию машины на независимые сборочные единицы (агрегаты) так, чтобы каждая из них выполняла в машине определенную функцию, что позволило специализировать изготовление агрегатов как самостоятельных изделий, работу которых можно про- верить независимо от всей машины.

Унификации могут предшествовать систематизация и классификация объектов. *Систематизация* предметов, явлений или понятий ставит цель расположить их в определенном порядке и последовательности, образующей четкую систему, удобную для использования. Наиболее простой формой систематизации является алфавитная система расположения объектов. *Классификация* предусматривает цель расположить предметы, явления или понятия по классам, подклассам и разрядам в зависимости от их общих признаков, т. е. создать системы соподчиненных объектов.

Нормализация – выявление единых норм и требований по типам, размерам, качеству объектов, изделий или узлов, а также по их обозначению и маркировке. Нормализация предшествовала стандартизации и в настоящее время используется достаточно редко.

Контрольные вопросы и задания

1. Сформулируйте понятие «качество продукции».
2. Назовите и опишите отдельные показатели уровня качества изделия.
3. Дайте определение детали и ее элементов.
4. Дайте понятие о сопрягаемых и несопрягаемых поверхностях.
5. Сформулируйте понятие точности размера.
6. Дайте понятие о погрешности некоторой величины.
7. Назовите и охарактеризуйте классификационные признаки точности геометрических параметров деталей.
8. Назовите и охарактеризуйте причины появления геометрических погрешностей изготовления деталей.
9. Сформулируйте понятие взаимозаменяемости.
10. Назовите и охарактеризуйте виды взаимозаменяемости.
11. Объясните сущность понятия «стандартизация».
12. Объясните сущность понятий «унификация», «нормализация».

2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАЗМЕРАХ, ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ

Современное производство и перспективы его развития, постоянно повышающиеся требования к качеству продукции, внедрение в производство последних достижений науки и техники требуют, чтобы рабочий любой отрасли промышленности и любой профессии имел широкий научно-технический кругозор, хорошо знал основы техники, промышленной технологии и в совершенстве владел производственными навыками в своей профессии.

2.1. ПОВЕРХНОСТИ, РАЗМЕРЫ, ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ

Основные определения допусков и посадок для элементов деталей и их соединений, имеющих гладкие цилиндрические или плоские параллельные поверхности, содержатся в ГОСТ 25346-89. Стандарт регламентирует термины и определения, вносящие строгую однозначность в описание элементов.

Как уже отмечалось в п. 1.2, поверхности деталей бывают цилиндрические, плоские, конические и др.; сопрягаемые и несопрягаемые. На рисунке 2.1 представлена модель сопрягаемых деталей.



Рис. 2.1. Модель сопрягаемых деталей

Внутренние цилиндрические поверхности, а также внутренние поверхности с параллельными плоскостями являются охватываемыми. Их условно называют **отверстиями**. Диаметры отверстий обозначают D .

Наружные поверхности являются охватываемыми. Их называют **валами** и обозначают d в выбранных единицах измерения.

Номинальный размер (D) – размер, относительно которого определяют отклонения. Номинальные размеры являются основными размерами деталей или их соединений. Их определяют в результате расчетов деталей на прочность, жесткость, износостойкость, принимают во внимание и другие критерии работоспособности. Сопрягаемые поверхности имеют общий номинальный размер (ГОСТ 6636-69).

Действительный размер (D_r, d_r) – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер. Вольший из двух предельных размеров называют *наибольшим предельным размером* (D_{\max}, d_{\max}), а меньший – *наименьшим предельным размером* (D_{\min}, d_{\min}).

Отклонение – алгебраическая разность между размером (действительным, предельным) и соответствующим номинальным размером. Отклонения отверстий обозначают E , валов – e (рис. 2.2).



Рис. 2.2. Поля допуска: вала (ES, es); отверстия (EI, EI)

Действительное отклонение (Er, er) равно алгебраической разности действительного и номинального размеров:

$$Er = Dr - D; er = dr - d.$$

Предельное отклонение равно алгебраической разности предельного и номинального размеров. Различают верхнее и нижнее отклонения.

Верхнее отклонение (ES, es) равно алгебраической разности наибольшего предельного и номинального размеров (ES – верхнее отклонение отверстия; es – верхнее отклонение вала):

$$ES = D_{\max} - D; es = d_{\max} - D.$$

Нижнее отклонение (EI, ei) равно алгебраической разности наименьшего предельного и номинального размеров (EI – нижнее отклонение отверстия; ei – нижнее отклонение вала):

$$EI = D_{\min} - D; ei = d_{\min} - D.$$

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз.

Отклонение может быть *положительным*, если предельный размер больше номинального, и *отрицательным*, если предельный размер меньше номинального.

Значения верхних и нижних предельных отклонений на чертежах и в других технических документах представляют (в миллиметрах) непосредственно после номинального размера (рис. 2.3).

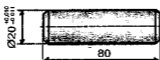


Рис. 2.3. Пример простановки размера вала с отклонением

Если отклонения имеют разные абсолютные значения, то их помещают одно над другим (верхнее над нижним) и пишут меньшими цифрами, чем те, которые приняты для номинальных размеров. Так, диаметр штифта $D = 20$ мм с отклонениями, вычисленными на конкретном примере, на чертеже пишут

$$\varnothing 20_{-0,011}^{+0,010}$$

Если отклонения имеют одинаковые абсолютные значения, но разные знаки, то указывают только одно отклонение со знаками \pm , например: $\varnothing 10 \pm 0,011$. Отклонения, равные нулю, не указываются.

Разброс действительных размеров неизбежен, но при этом не должна нарушаться работоспособность деталей и их соединений, т. е. действительные размеры годных деталей должны находиться в допустимых пределах, которые в каждом конкретном случае определяются предельными размерами или предельными отклонениями. Отсюда и происходит понятие «допуск размера».

Допуск (T – общее обозначение, TD – допуск отверстия, Td – допуск вала) равен разности наибольшего и наименьшего предельных размеров:

$$TD = D_{\max} - D_{\min}, \quad Td = d_{\max} - d_{\min}$$

или абсолютной величине разности верхнего и нижнего отклонений:

$$TD = ES - EI; \quad Td = es - ei.$$

Стандартный допуск IT – любой из допусков, устанавливаемых данной системой допусков и посадок.

Допуск измеряется в миллиметрах. Он всегда является положительной величиной, независимо от способа вычисления.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие данному уровню точности для всех номинальных размеров.

2.2. ГРАФИЧЕСКОЕ ИЗОБРАЖЕНИЕ ДОПУСКОВ И ОТКЛОНЕНИЙ

Графический способ изображения допусков и отклонений, которые устанавливаются на размеры деталей и их соединений, характеризуется наглядностью. Сопряжение (соединение) оси вала 1 с корпусом 2 в общем случае следует рассматривать как сопряжение вала и отверстия (рис. 2.4).

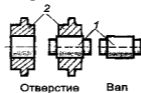


Рис. 2.4. Характер сопряжения вала и корпуса

У всех деталей, поступающих на сборку, размеры сопрягаемых поверхностей находятся в пределах от D_{\max} до D_{\min} для отверстия и от d_{\max} до d_{\min} для вала.

Если совместить контуры отверстий и валов (отдельно), изготовленных по предельным размерам, так, чтобы совпали их осевые линии, тогда действительные размеры всех годных деталей окажутся в зонах, ограниченных предельными размерами.

Сумма этих зон, расположенных симметрично относительно оси, выражает допуски отверстия TD и вала Td (рис. 2.5).

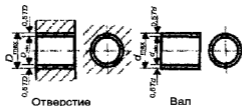


Рис. 2.5. Положение допусков отверстия TD и вала Td

Удобнее изображать зоны допусков отверстий и валов целиком. Для этого необходимо показать, что предельные

контуры отверстий и валов совмещаются нижними образующими. В таком случае при тех же размерах допуски можно изобразить зонами, расположенными между верхними образующими совмещенных контуров (рис. 2.6).

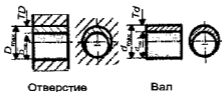


Рис. 2.6. Характер изображения допусков в реальных деталях

Типовые примеры графического изображения допусков, отклонений, номинальных и предельных размеров и других параметров точности отверстий и вала показаны на рис. 2.7.



Рис. 2.7. Характер расположения полей допусков в посадке

Схемы построены на основе изложенного принципа.

Масштаб при построении таких схем, как правило, не выдерживается, так как допуски на обработку деталей в сотни и тысячи раз меньше номинальных размеров. Поэтому горизонтальные линии, определяющие предельные размеры D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min} , проводят на произвольных расстояниях от нижней линии, являющейся нижней образующей совмещенных контуров отверстий или валов. Кроме

того, проводят горизонтально нулевую линию, т. е. линию, положение которой соответствует номинальному размеру.

На схемах указывают номинальный (D) и предельные (D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min}) размеры, предельные отклонения (ES , EI , es , ei), поля допусков и другие параметры.

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поля допусков показывают зонами, которые ограничены двумя линиями, проведенными на расстояниях, соответствующих верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Положение поля допуска относительно номинального размера или нулевой линии определяется одним из двух отклонений – верхним или нижним.

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. На практике основное отклонение совпадает с положением нулевой линии. Для представленной схемы основными отклонениями являются:

- для поля допуска отверстия – нижнее отклонение EI ;
- для поля допуска вала – верхнее отклонение es .

Предельные отклонения откладывают от нулевой линии, а их численные значения, задаваемые в выбранном масштабе, определяют величину и положение поля допуска относительно этой же линии.

Это обстоятельство позволяет применить более простой способ графического изображения полей допусков – только через отклонения.

Положение нулевых линий всегда соответствует концу вектора номинального размера, который условно направляют снизу вверх. Поля допусков следует вычерчивать в масштабе, они наглядны, просты и компактны (рис. 2.8).

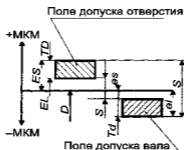


Рис. 2.8. Изображение полей допусков

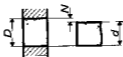
2.3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОСАДКАХ

Механизмы всех машин и приборов состоят из взаимно соединяемых деталей и сборочных единиц. Характер соединений должен обеспечивать точность положения или перемещения деталей и сборочных единиц, надежность эксплуатации, простоту ремонта машин и приборов, при этом следует учитывать, что конструкции соединений разнообразны и к ним предъявляются различные требования.

В одних случаях необходимо получить подвижное соединение (с зазором), в других – неподвижное соединение (с натягом).

Зазор S (рис. 2.9) называется разность размеров между диаметрами отверстия и вала, создающая свободу их относительного перемещения:

$$S = D - d.$$

Рис. 2.9. Характер соединения деталей с зазором S

Натягом N (рис. 2.10) называется разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. При подобном соотношении диаметров d и D натяг можно считать отрицательным зазором:

$$N = -S = -(D - d) = d - D.$$

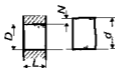


Рис. 2.10. Характер соединения деталей с натягом N

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки. Посадки характеризуют свободу относительного перемещения соединенных деталей или способность сопротивляться взаимному смещению.

В зависимости от расположения полей допусков отверстия и вала посадки подразделяют на три нижеприведенные группы.

1. *Посадки с зазором* (рис. 2.11) обеспечивают зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала).

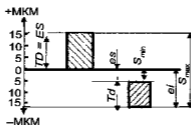


Рис. 2.11. Изображение посадки с зазором

2. *Посадки с натягом* (рис. 2.12) обеспечивают натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала).

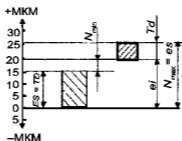


Рис. 2.12. Изображение посадки с натягом

3. *Переходные посадки* (рис. 2.13) дают возможность получать в соединении как зазор, так и натяг (поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично).

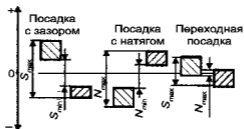


Рис. 2.13. Изображение возможных вариантов посадок

2.4. ПОСАДКИ В СИСТЕМАХ ОТВЕРСТИЙ И ВАЛА

Посадки всех трех групп с различными зазорами и натягами можно получить, изменяя положения полей допусков обеих сопрягаемых деталей (рис. 2.14).

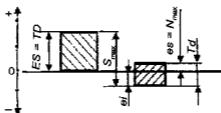


Рис. 2.14. Изображение переходной посадки в системе отверстия

Однако в технологическом и эксплуатационном отношениях удобнее получать разнообразные посадки, изменяя положения поля допусков только вала (рис. 2.15) или только отверстия (рис. 2.16).

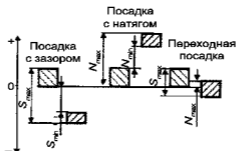


Рис. 2.15. Посадки в системе отверстия

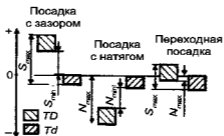


Рис. 2.16. Посадки в системе вала

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска *основного отверстия*. *Посадки в системе вала* – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска *основного вала*.

2.5. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

В системе допусков и посадок существуют их общепринятые условные обозначения, которыми руководствуются в производственной практике. Так, стандарт устанавливает 20 квалитетов. Они обозначаются порядковыми номерами, например: 01, 7, 14. Допуски по квалитетам обозначаются сочетанием прописных букв *IT* с порядковым номером квалитета, например: *IT01*, *IT7*, *IT14*. Чем больше номер квалитета, тем шире допуск и меньше точность размера.

Основные отклонения обозначаются буквами латинского алфавита: прописными для отверстий (*A...ZC*) и строчными для валов (*a...zc*).

Поле допуска обозначается буквой (сочетанием букв) основного отклонения и порядкового номера квалитета. Например: *g6*, *js7*, *H7*, *H11*.

Обозначение поля допуска указывается после номинального размера элемента. Например: *40g6*, *40H7*, *40H11*.

В технически обоснованных случаях допускается обозначать поле допуска с основным отклонением «*H*» символом «*+IT*», с основным отклонением «*h*» – символом «*-IT*», с отклонениями «*Js*» – символом «*±IT/2*». Например: *+IT14*, *-IT14*, *±IT14/2*.

Посадка обозначается дробью, числитель которой содержит обозначение поля допуска отверстия, а знамена-

тель – поля допуска вала, например $H7/g6$. Обозначение посадки указывается после номинального размера посадки, например $40H7/g6$.

2.6. ОБОЗНАЧЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ И ДОПУСКОВ НА ЧЕРТЕЖАХ

Предельные отклонения размеров следует указывать непосредственно после номинальных размеров. Предельные отклонения линейных и угловых размеров относительно низкой точности допускаются не указывать после номинальных размеров, а оговаривать общей записью в технических требованиях чертежа при условии, что эта запись однозначно определяет значения и знаки предельных отклонений.

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными обозначениями полей допусков в соответствии с ГОСТ 25346-89, например: $18H7$, $12e8$; числовыми значениями, например, $18^{+0,018}$, $12_{-0,032}^{-0,069}$ или условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках их числовых значений, например, $18H7^{(+0,018)}$, $12e8^{(-0,032)}_{(0,069)}$.

При записи предельных отклонений числовыми значениями верхние отклонения помещают под нижними. Предельные отклонения, равные нулю, не указывают, например: $60^{+0,014}_{-0,032}$; $60^{+0,19}$; $60^{-0,19}$.

При симметричном расположении поля допуска абсолютную величину отклонений указывают один раз со знаком «±»; при этом высота цифр, определяющих отклонения, должна быть равна высоте шрифта номинального размера, например $60 \pm 0,23$.

Предельные отклонения, указываемые десятичной дробью, записывают до последней значащей цифры включительно, выравнивая количество знаков в верхнем и нижнем отклонении добавлением нулей, например: $10^{+0,15}_{-0,30}$; $35_{-0,142}^{-0,060}$.

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе, указывают одним из следующих способов:

1. В виде дроби, в числителе которой – условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала, например:

$50 \frac{H11}{h11}$ или $H11/h11$ (рис. 2.17).



Рис. 2.17. Обозначение посадки на чертеже

2. В виде дроби, в числителе которой – числовые значения предельных отклонений отверстия, а в знаменателе – числовые значения предельных отклонений вала (рис. 2.18).



Рис. 2.18. Комплексное обозначение посадки

3. В виде дроби, в числителе которой – условное обозначение поля допуска отверстия с указанием справа в скобках его числового значения, а в знаменателе – условное обозначение поля допуска вала с указанием справа в скобках его числового значения.

4. В виде записи, в которой указывают предельные отклонения только одной из сопрягаемых деталей (рис. 2.19). В этом случае необходимо пояснить, к какой детали относятся эти отклонения.

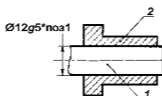


Рис. 2.19. Обозначение качества точности детали (1), входящей в сопряжение

Когда для участков поверхности с одним номинальным размером назначают разные предельные отклонения, границу между ними наносят сплошной тонкой линией, а номинальный размер указывают с соответствующими предельными отклонениями для каждого участка отдельно.

Методика пользования таблицами предельных отклонений может быть проиллюстрирована на примере фрагмента таблицы предельных отклонений вала, приведенных в приложении. Если на чертеже вала дан размер Ш20k7 , то ему соответствуют отклонения: верхнее $+23$ мкм, нижнее $+2$ мкм. Для нахождения указанных параметров необходимо выйти на соответствующий интервал размеров, данных по горизонтали (18–24 мм) и на заданный kvalitet точности размера, заданный по вертикали ($k7$) (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Фрагмент таблицы предельных отклонений вала

Интервал размеров, мм	$e7$	$f7$	$k7$	$is7$	$k7$	$m7$	$n7$	$s7$	$u7$
10–14	-32	-16	0	+9	+19	+25	+30	+46	+51
14–18	-50	-34	-18	-9	+1	+7	+12	+28	+33
18–24	-40	-20	0	+10		+29	+26	+56	+41
24–30	-61	-41	-21	-10		+8	+15	+35	+69
									+48
30–40	-50	-25	0	+12	+27	+34	+42	+68	+85
	-75	-50	-25	-12	+2	+9	+17	+43	+60

Результат находится на пересечении соответствующих вертикали и горизонтали (\pm_{-2}^{+23} мкм). Форма записи: $\varnothing 20_{-2}^{+23}$.

Не все поверхности деталей входят в сопряжение с другими деталями, некоторые размеры являются несопрягаемыми. Они получили название размеров с неуказанными допусками («свободные размеры»). Стандартом установлено, что предельные отклонения размеров с неуказанными допусками могут назначаться по 12, 14 и 16-му квалитетам.

В машиностроении для деталей, обработанных резанием, на «свободные размеры» предельные отклонения назначаются, как правило, по 14-му квалитету.

На размеры, относящиеся к отверстиям, проставляется допуск основного отверстия (рис. 2.20).

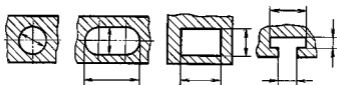


Рис. 2.20. Элементы конструкции, подпадающие под определение «основное отверстие»

На размеры, относящиеся к валам, проставляется допуск основного вала (рис. 2.21).

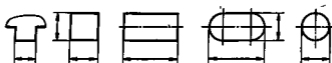


Рис. 2.21. Элементы конструкции, подпадающие под определение «основной вал»

На размеры, не относящиеся к отверстиям и валам, проставляются симметричные допуски $\pm \frac{IT}{2}$ (рис. 2.22).

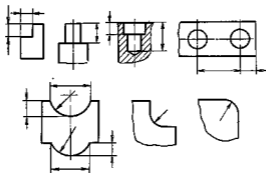


Рис. 2.22. Элементы конструкции, не подпадающие под принятые определения: «основной вал» и «основное отверстие»

Контрольные вопросы и задания

1. Объясните отличие сопрягаемых и несопрягаемых поверхностей детали.
2. Дайте понятие о номинальном и действительном размерах детали.
3. Сформулируйте понятие и обозначение предельных размеров валов и отверстий.
4. Сформулируйте понятие и обозначение предельных отклонений размеров.
5. Дайте понятие о допуске размера и правилах его представления в технической документации.
6. Объясните сущность понятия «кавалитет». Назовите количество квалитетов, регламентированное стандартом.
7. Сформулируйте понятие поля допуска и его условное изображение в технологических расчетах.
8. Дайте понятие о посадках, их видах и формах графического представления.
9. Дайте понятие о гарантированном зазоре в посадке и назовите расчетную формулу для определения его величины.
10. Дайте понятие о гарантированном натяге в посадке и назовите расчетную формулу для определения его величины.
11. Объясните сущность понятий «основной вал» и «основное отверстие».

3. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

3.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Единая система допусков и посадок (ЕСДП) введена в действие в народном хозяйстве в 1977 г. взамен группы государственных стандартов (ОСТ и ГОСТ), образывавших национальную систему допусков и посадок СССР, условно названную системой ОСТ. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений для размеров от 0 до 500 мм изложены в ГОСТ 25346-89, который разработан на основе требований Международной системы допусков и посадок ИСО. Рекомендации по замене допусков и посадок системы ОСТ полями допусков ЕСДП даны в справочной литературе.

Как отмечалось в п. 2.5, стандартом предусмотрено 20 квалитетов: 01; 0; 1; 2–18. Точность убывает от *IT01* к *IT17*. 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, в которых *IT4*...*IT6* используются для высокоточных деталей; *IT7*, *IT8* применяются для деталей ответственных соединений в машиностроении и приборостроении, 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 запы-

ленных условиях; $IT12...IT17$ назначаются для размеров металлических деталей с неуказанными допусками, т. е. для размеров, не образующих соединения; $IT8...IT18$ – для обозначения допусков изделий из пластмасс.

Допуски в квалитетах $IT5...IT17$ вычисляются для каждого интервала номинальных размеров по зависимости: $IT_n = a_n i$, где a_n – безразмерный коэффициент (число единиц допуска), установленный для каждого n -го квалитета и являющийся постоянным числом для данного квалитета; n – номер квалитета; i – единица допуска, являющаяся функцией номинального размера (гиперболическая зависимость), мкм.

Начиная с 5-го квалитета, допуски при переходе к следующему, более грубому, квалитету возрастают по геометрической прогрессии со знаменателем 1,6, а начиная с 6-го квалитета (для $IT6$ $a_n = 10$), через каждые пять квалитетов увеличиваются в 10 раз, например, если $IT6 = 10i$, то $IT11 = 10IT6 = 100i$. Для полей допусков, у которых основным является верхнее отклонение, нижнее отклонение, отрицательное, вычисляется по формулам:

для вала: $ei = es - IT$ (основные отклонения $a...h$),

для отверстия: $EI = ES - IT$ (основные отклонения $J...ZC$).

Если основное отклонение – нижнее, то верхнее отклонение вычисляется по формулам:

для вала: $es = ei + IT$ (основные отклонения $j...zc$);

для отверстия: $ES = EI + IT$ (основные отклонения $A...H$).

В Республике Беларусь действует Единая система допусков и посадок (ЕСДП), разработанная в соответствии с рекомендациями Международной организации по стандартизации (ИСО) и оформленная в виде пяти стандартов, основными из которых являются ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82. Единая система допусков и посадок призвана ввести единообразие в методы и средства измерения с целью повышения качества продукции.

ЕСДП построена по принципу рекомендации наиболее рационально употребляемых допусков и посадок. Принципы построения ЕСДП можно проиллюстрировать на примере системы стандартов на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые элементы деталей с номинальными размерами до 10 000 мм (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Стандарты ЕСДП

Обозначение стандарта	Наименование	Диапазоны размеров, мм
ГОСТ 25346-89	Общие положения, ряды допусков основных отклонений	0–3150
ГОСТ 25347-82	Поля допусков и рекомендуемые посадки	0–3150
ГОСТ 25348-82	Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм	3150–10 000
...
ГОСТ 25349-88	Поля допусков деталей из пластмасс	1–500

Основное отклонение – это одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии (линии номинального размера). Таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

Основные отклонения отверстий обозначают прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными; основное отверстие обозначают буквой *H*, а основной вал – буквой *h*.

Отклонения от *A* до *H* (*a–h*) предназначены для образования полей допусков в посадках с зазорами; отклонения *Js, K, M, N* (*js, k, m, n*) – в переходных посадках, отклонения от *P* до *ZC* (*p–zc*) – в посадках с натягом.

Для валов с отклонениями *js* и отверстий с отклонениями *Js* основных отклонений не установлено. Оба предельных отклонения определяют исходя только из

допуска IT соответствующего качества. Для js и J_s поле допуска симметрично относительно нулевой линии, а предельные отклонения равны по значениям и противоположны по знакам:

$$ES(es) = +IT/2; EI(ei) = -IT/2.$$

Значения основных отклонений валов и отверстий приведены в таблицах соответствующих стандартов.

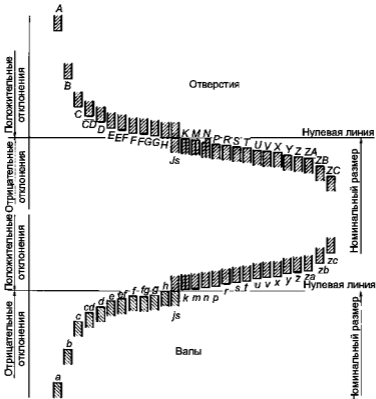


Рис. 3.1. Схема расположения основных отклонений отверстий и валов

Поле допуска образуется сочетанием одного из основных отклонений с допуском по одному из квалитетов. В соответствии с этим правилом поле допуска обозначают буквой (иногда двумя) основного отклонения и номером квалитета; например, для вала – *h6, d11, f9*; для отверстия – *H6, D11, Js10*.

Чтобы обеспечить минимально необходимое, но достаточное число посадок, в соответствии с эксплуатационными требованиями разработана система допусков и посадок. Для образования *посадок* с различными зазорами и натягами в системе ЕСДП для размеров до 500 мм предусмотрено 27 вариантов основных отклонений валов и отверстий, образующих систему допусков (см. рис. 3.1).

3.2. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ КВАЛИТЕТА ТОЧНОСТИ

Определение оптимальной точности обработки и выбор квалитета точности часто представляют собой сложную задачу. При произвольном назначении технически необоснованного квалитета с малыми допусками увеличивается стоимость изготовления деталей. При выборе более грубого квалитета точности стоимость изготовления уменьшается, но снижаются надежность и долговечность работы деталей в узле. Для решения этой задачи необходимо учесть не только характер посадки конкретного соединения, условия его работы, но и рекомендации, учитывающие целесообразность назначения того или иного квалитета и возможность изготовления деталей необходимой точности.

Общее представление о применении квалитетов в соединениях машин и механизмов можно получить из следующих примеров.

Квалитеты 5 и 6 используются в особо точных соединениях, таких как поршневой палец – втулка верхней головки шатуна двигателя автомобиля, шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника и т. п.

Квалитеты 7 и 8 применяются для соединений зубчатых колес с валом, установки подшипников качения в корпус, фрез на оправки и т. п.

Квалитеты 9 и 10 применяются в соединениях, где требования к точности понижены, но предъявляются сравнительно высокие требования к соосности и центрированию (например, поршневое кольцо – канавка поршня по высоте, посадка звездочек на вал и т. д.).

Квалитеты 11 и 12 распространены в подвижных соединениях сельскохозяйственных машин, в посадках часто снимаемых деталей, не требующих высокой точности центрирования, в сварных соединениях.

3.3. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НЕКОТОРЫХ РЕКОМЕНДУЕМЫХ ПОСАДОК

Посадки образуют систему и сведены в таблицы. Не все посадки рекомендуются к использованию. Наиболее рациональные посадки выделены в таблицах и целесообразны к применению (ГОСТ 25347-82).

3.3.1. Посадки с зазором

Посадки типа H/h . Наименьший зазор в посадках равен нулю. Посадки такого типа установлены во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (с 4 по 12-й квалитеты). В квалитетах 4, 5 и 6 они применяются как центрирующие посадки, т. е. обеспечивают высокую степень совпадения центра вала с центром сопрягаемого с ним отверстия. Допускают медленное вращение и продольное перемещение, чаще всего используемое при настройках и регулировках.

Посадка $H7/h6$ применяется в неподвижных соединениях при высоких требованиях к точности центрирования часто разбираемых деталей: сменные зубчатые колеса на валах, фрезы на оправках, центрирующие корпуса под подшипники качения, сменные кондукторные втулки

и т. д. Для подвижных соединений применяется посадка шпинделя в корпусе сверлильного станка.

Посадки $H8/h7$, $H8/h8$ имеют примерно то же назначение, что и посадка $H7/h6$, но характеризуются более широкими допусками, облегчающими изготовление детали.

Посадки H/h в более грубых квалитетах (с 9-го по 12-й) предназначены для неподвижных и подвижных соединений малой точности. Применяются для посадки муфт, звездочек, шкивов на валы, для неответственных шарниров, роликов и т. п.

Посадки типа H/g , G/h . Обладают минимальным, по сравнению с другими посадками, гарантированным зазором. Установлены только в точных квалитетах с 4-го по 7-й. Применяются для плавных, чаще всего возвратно-поступательных перемещений, допускают медленное вращение при малых нагрузках.

В сопряжении образуются зазоры. На рисунке 3.2 приведена в сокращении схема расположения полей допусков посадок с зазором в системе отверстия для размеров до 500 мм.

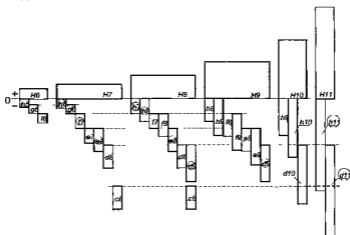


Рис. 3.2. Расположение полей допусков посадок с зазором в системе отверстия

Посадки *H6/g5*, *H7/g6* применяются в плунжерных и золотниковых парах, в шпинделе делительной головки и т. п.

Посадки типа *H/f*, *F/h*. Характеризуются умеренным гарантированным зазором. Применяются для обеспечения свободного вращения в подшипниках скольжения общего назначения при легких и средних режимах работы со скоростями не более 150 рад/с и в опорах поступательного перемещения.

Посадки *H7/i7*, *H8/f8* применяются в подшипниках скольжения коробок передач различных станков, в сопряжениях поршня с цилиндром в компрессорах, в гидравлических прессах и т. п.

Посадки типа *H/e*, *E/h*. Обладают значительным гарантированным зазором, вдвое большим, чем у ходовых посадок. Применяются для свободного вращательного движения при повышенных режимах работы со скоростями более 150 рад/с, а также для компенсации погрешностей монтажа и деформаций, возникающих во время работы.

Посадки *H7/d8*, *H8/e8* применяются для подшипников жидкостного трения турбогенераторов, больших электромашин, коренных шеек коленчатых валов.

Посадки типа *H/d*, *D/h* – широкоходовые. Характеризуются большим гарантированным зазором, позволяющим компенсировать значительные отклонения расположения сопрягаемых поверхностей и температурные деформации и обеспечить свободное перемещение деталей или их регулировку и сборку.

Посадки *H8/d9*, *H9/d9* применяются для соединений при невысоких требованиях к точности: подшипников трансмиссионных валов, поршней в цилиндрах компрессоров.

Посадка *H11/d11* применяется для крышек подшипников и распорных втулок в корпусах, шарниров и роликов на осях.

3.3.2. Переходные посадки

В сопряжении могут получаться как зазоры, так и натяги. На рисунке 3.3 приведена в сокращении схема расположения полей допусков переходных посадок в системе отверстия для размеров до 500 мм. Переходные посадки применяются только в точных квалитетах с 4-го по 8-й, они используются как центрирующие посадки и предназначены для неподвижных, но разъемных соединений, так как обеспечивают легкую сборку и разборку соединения.



Рис. 3.3. Расположение полей допусков переходных посадок в системе отверстия

Области применения некоторых рекомендуемых переходных посадок

Посадки типа H/js , Js/h – плотные. Вероятность получения натяга $P(N)$ – 0,5...5 %, следовательно, в сопряжении образуются преимущественно зазоры. Обеспечивают легкую собираемость.

Посадка $H7/js6$ применяется для сопряжения стаканов подшипников с корпусами, небольших шкивов и ручных маховиков с валами.

Посадки типа H/k , K/h – напряженные. Вероятность получения натяга $P(N)$ – 24...68 %. Однако из-за влияния отклонений формы, особенно при большой длине соединения, зазоры в большинстве случаев не ощущаются. Обеспечивают хорошее центрирование. Сборка и разборка производится без значительных усилий, например при помощи ручных молотков.

Посадка $H7/k6$ широко применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами.

Посадки типа H/m , M/h – тугие. Вероятность получения натяга $P(N)$ – 60...99,98 %. Обладают высокой

степенью центрирования. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях. Разбираются, как правило, только при ремонте.

Посадка $H7/m6$ применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами, для установки тонкостенных втулок в корпуса, кулачков на распределительном валу.

Посадки типа H/n , N/h – глухие. Вероятность получения натяга $P(N)$ – 88...100 %. Обладают высокой степенью центрирования. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях: применяются прессы. Разбираются, как правило, только при капитальном ремонте.

Посадка $H7/p6$ применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, муфт, кривошипов с валами, для установки постоянных кондукторных втулок в корпусах кондукторов, пгифтов и т. п.

3.3.3. Посадки с натягом

В сопряжении образуются только натяги. На рисунке 3.4 приведена в сокращении схема расположения полей допусков посадок с натягом в системе отверстия для размеров до 500 мм.

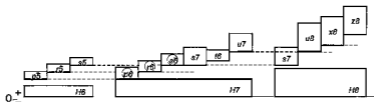


Рис. 3.4. Расположение полей допусков посадок с натягом в системе отверстия

Посадки типа H/p , P/h – легкопрессовые. Имеют минимальный гарантированный натяг. Обладают высокой степенью центрирования. Применяются, как правило, с дополнительным креплением. Посадка $H7/p6$ применяет-

ся для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, втулок, установочных колец с валами, для установки тонкостенных втулок и колец в корпуса.

Посадки типа H/r , H/s , H/t , R/h , S/h , T/h – пресовые средние. Имеют умеренный гарантированный натяг в пределах $N = (0,0002...0,0006)D$. Применяются как с дополнительным креплением, так и без него. При сопряжении возникают, как правило, упругие деформации.

Посадки $H7/r6$, $H7/s6$ применяются для сопряжения зубчатых и червячных колес с валами в условиях тяжелых ударных нагрузок с дополнительным креплением (для стандартных втулок подшипников скольжения предусмотрена посадка $H7/s6$).

Посадки типа H/u , H/x , H/z , U/h – пресовые тяжелые. Имеют большой гарантированный натяг в пределах $N = (0,001...0,002)D$. Предназначены для соединений, на которые воздействуют большие, в том числе и динамические нагрузки. Применяются, как правило, без дополнительного крепления соединяемых деталей. В сопряжении возникают упругопластические деформации. Детали должны быть проверены на прочность.

Посадки $H7/u7$, $H8/u8$ наиболее распространенные из числа тяжелых посадок. Примеры применения: вагонные колеса на осях, бронзовые венцы червячных колес на стальных ступицах, пальцы эксцентриков и кривошипов с дисками.

Контрольные вопросы и задания

1. Расшифруйте аббревиатуру ЕСДП.
2. Изложите методику расчета допусков.
3. Расскажите об обозначении в ЕСДП основных отклонений отверстий и валов.
4. Расскажите об обозначении в ЕСДП полей допусков.

5. Охарактеризуйте рекомендации по выбору качества точности.
6. Дайте понятие и определение посадок в системе отверстия и системе вала, представьте их в графической интерпретации.
7. Объясните форму записи соединения с посадкой на чертеже узла.
8. Опишите различные предпочтительные посадки с зазором (скольжения, движения, ходовую, легкоходовую, широкоходовую).
9. Опишите различные предпочтительные переходные посадки (плотная, напряженная тугая, глухая).
10. Опишите различные предпочтительные посадки с натягом (легкопрессовая, прессовая).

4. ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

4.1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Допуски формы и расположения поверхностей деталей машин и приборов, термины, определения, относящиеся к основным видам отклонений, стандартизированы ГОСТ 24642-81.

В основу нормирования и систему отсчета отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих поверхностей и профилей, элементов, деталей, сборочных единиц (узлов).

Под *элементом* понимается поверхность (часть поверхности, плоскость симметрии нескольких поверхностей), профиль поверхности, линия пересечения двух поверхностей, ось поверхности или сечения (точка пересечения линии, линии и поверхности, центр окружности или сфера).

Различают следующие основные виды прилегающих поверхностей, плоскостей и профилей:

- номинальная (идеальная) поверхность, форма которой задана чертежом или другой технической документацией;
- реальная поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Профиль – это линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью. Различают профили номинальной и реальной поверхностей (рис. 4.1).

Прилегающая плоскость и прилегающая прямая – плоскость или прямая, соприкасающаяся с реальной

поверхностью или профилем и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки соответственно реальной поверхности или профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Реальный профиль



Рис. 4.1. Прилегающая окружность

Нормируемый участок – это участок поверхности или линии, к которому относится допуск или отклонение формы или расположение элемента.

Нормируемый участок должен задаваться размерами, определяющими его площадь, длину или угол сектора (в полярных координатах). Если нормируемый участок не задан, то допуск или отклонение формы и расположения должны относиться ко всей поверхности или длине рассматриваемого элемента.

Прилегающая окружность – окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения, или минимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения.

База – элемент детали (или выполняющее ту же функцию сочетание элементов), определяющий одну из плоскостей или осей системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения рассматриваемого элемента. Базами могут быть, например, базовая плоскость, базовая ось, базовая плоскость симметрии.

Общая ось – это прямая, относительно которой наибольшее отклонение осей нескольких рассматриваемых

поверхностей вращения в пределах длины этих поверхностей имеет минимальное значение. Для двух поверхностей общей осью является прямая, проходящая через оси рассматриваемых поверхностей в их средних сечениях (рис. 4.2).

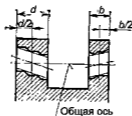


Рис. 4.2. Общая ось

Общая плоскость симметрии – плоскость, относительно которой наибольшее отклонение плоскостей симметрии нескольких рассматриваемых элементов в пределах длины этих элементов имеет минимальное значение.

Все отклонения и допуски подразделяются на три группы: формы; расположения; суммарные (формы и расположения).

В стандартах приняты следующие буквенные обозначения:

A – отклонение формы, отклонение расположения или суммарное отклонение формы и расположения;

T – допуск формы, допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения;

L – длина нормируемого участка (заданная длина).

Допуски формы и расположения указываются на чертежах графическим символом согласно таблице 4.1 по ГОСТ 2.308-2011.

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей определяются по ГОСТ 24643-81.

Таблица 4.1

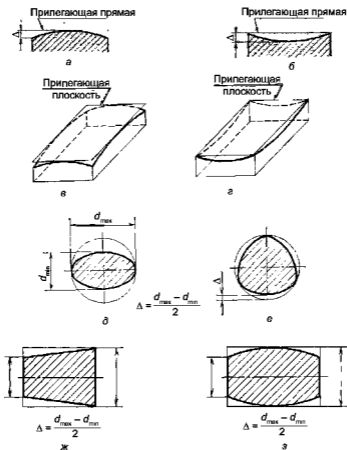
Символическое обозначение допусков на чертеже

Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуск формы	Допуск прямолинейности	
	Допуск плоскостности	
	Допуск круглости	
	Допуск цилиндричности	
	Допуск профиля продольного сечения	
Допуск расположения	Допуск параллельности	
	Допуск перпендикулярности	
	Допуск наклона	
	Допуск соосности	
	Допуск симметричности	
	Позиционный допуск	
	Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения	Допуск радиального биения	
	Допуск торцового биения	
	Допуск биения в заданном направлении	
	Допуск полного радиального биения	
	Допуск полного торцового биения	
	Допуск формы заданного профиля	
	Допуск формы заданной поверхности	

Для допусков расположения и суммарных допусков формы и расположения дополнительно указывают базы, относительно которых задается допуск, и оговаривают зависимые допуски расположения или формы.

4.1.1. Отклонения и допуски формы

К отклонениям формы отнесены все отклонения от номинальной формы, кроме шероховатости поверхности (рис. 4.3). Волнистость рассматривается как отклонение формы.



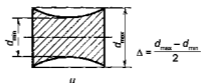


Рис. 4.3. Отклонения и допуски формы: *a, б* – прилегающая прямая; *в, г* – прилегающая плоскость; *д* – овальность; *е* – огранка в поперечном сечении; *ж* – конусообразность; *з* – бочкообразность; *и* – седлообразность

Отклонение формы определяется как сумма абсолютных значений наибольших отклонений точке реальной поверхности, расположенных по обе стороны от средней поверхности. Такой способ оценки получил применение в ряде современных измерительных средств. Разница между отклонениями формы, определенными относительно прилегающей и средней поверхности, практически незначительна.

К отклонениям и допускам формы относятся:

- *отклонение от прямолинейности* в плоскости и допуск; частными видами являются выпуклость и вогнутость; отклонение от прямолинейности оси (или линии) в пространстве и допуск (рис. 4.3, *а, б*);
- *отклонение от плоскостности* и допуск; частными видами являются выпуклость и вогнутость (рис. 4.3, *в, г*);
- *отклонение от круглости* и допуск; частными видами являются овальность и огранка (рис. 4.3, *д, е*);
- *отклонение от цилиндричности* и допуск цилиндричности; частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность (рис. 4.3, *ж, з, и*).

Применять частные виды отклонений – выпуклость, вогнутость, огранку, овальность, конусообразность, бочкообразность, седлообразность – для их нормирования следует лишь в технически обоснованных случаях, когда

для обеспечения правильного функционирования изделия важно учитывать и характер отклонения формы.

4.1.2. Отклонения и допуски расположения

В реальных поверхностях отклонения формы и расположения всегда сочетаются. В работе и при измерениях эти отклонения могут проявляться или раздельно, или совместно. Поэтому установлены собственно отклонения и допуски расположения, предполагающие исключение из рассмотрения отклонений формы путем замены реальных поверхностей прилегающими, и суммарные отклонения и допуски формы и расположения.

Отклонения расположения и допуски определяются относительно характеристических поверхностей, выбранных в качестве баз.

Введенный допуск на *наклон* позволяет нормировать отклонения от любого номинального угла (кроме 0 и 90°) методом, аналогичным методу нормирования допусков на параллельность и перпендикулярность, т. е. в линейной мере.

Допуски на *соосность, симметричность, пересечение осей, позиционный допуск* можно задавать либо предельным значением отклонения в радиусном выражении, либо шириной поля допуска, что соответствует удвоенному предельному отклонению (допуски в диаметральном выражении).

Понятия о допусках в радиусном выражении не исключены, и применять такие допуски разрешается в случаях, когда эта величина непосредственно влияет на функционирование изделия или определяется при измерении (например, измерение эксцентриситета на кругломерах или позиционных отклонений на координатно-измерительных машинах).

4.1.3. Нормирование суммарных отклонений и допуска формы и расположения

Названные отклонения оцениваются по точкам реальной поверхности или реального профиля. Отклонения формы базовых элементов суммарным допуском не ограничиваются. К *суммарным отклонениям формы и расположения* относятся все виды биений.

Кроме известных видов биения, рассматриваемых в отдельных сечениях поверхности (радиального, торцового и в заданном направлении), введены понятия о *полном радиальном* и *полном торцовом биениях*, определяемых по всем точкам поверхности. Суть этих понятий можно пояснить на примерах измерения полного биения.

Полное радиальное биение определяется как наибольшая разность показаний измерительной головки при относительном вращении детали и перемещении ее вдоль базовой оси (рис. 4.4, а) и может применяться для нормирования цилиндрических поверхностей. Оно ограничивает суммарно отклонения от *цилиндричности* и *соосности*.

Полное торцовое биение определяется как наибольшая разность показаний измерительной головки при относительном вращении детали вокруг базовой оси и радиальном перемещении (рис. 4.4, б). Оно используется применительно к плоским торцовым элементам и суммарно ограничивает отклонения от *плоскостности* и *перпендикулярности*.

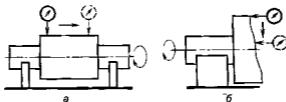


Рис. 4.4. Схема контроля биения: а – радиального; б – торцового

В ГОСТ 24642-81 сохранены и дополнены понятия о *зависимых* и *независимых* допусках расположения.

Зависимыми могут быть в отдельных случаях и допуски формы, например, *допуск прямолинейности оси* отверстия или вала. Допускается применять любые методы и средства прямого или косвенного измерения отклонений формы и расположения, обеспечивающие соблюдение допусков, регламентированных в ГОСТ 24642-81.

4.2. НОРМИРОВАНИЕ ФАКТИЧЕСКОЙ ВЕЛИЧИНЫ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными знаками, нормируются стандартами и назначаются при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения деталей.

Для измерения величины отклонений от *круглости* деталей типа тел вращения (например цилиндров) применяются приборы – *кругломеры*. Кругломеры обеспечивают точное относительное вращение преобразователя (датчика) и контролируемой детали. При этом в случае отклонения поперечного сечения детали от правильной окружности измерительный наконечник преобразователя получает перемещения, которые усиливаются усилителем и записываются в виде *профилограммы*.

Для определения отклонения от круглости на профилограмму накладывают прилегающую окружность:

- для вала – окружность наименьшего возможного диаметра, описанная вокруг профилограммы вала (рис. 4.5);
- для отверстия – окружность наибольшего возможного диаметра, вписанная в профилограмму отверстия (рис. 4.6).



Рис. 4.5. Профилограмма вала



Рис. 4.6. Профилограмма отверстия

Отклонения от круглости (в данном случае – *огранка*) $\delta_{огр}$ определяются по формуле

$$\delta_{огр} = \Delta/Y,$$

где Δ – наибольшее расстояние прилегающей окружности до профилограммы, измеренное в радиальном направлении, мм (рис. 4.7); Y – коэффициент увеличения прибора, при котором произведена запись профилограммы (1000, 2000, 4000 и т. д.).

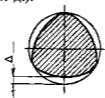


Рис. 4.7. Отклонение от круглости (огранка)

Одним из элементарных видов отклонений от круглости является *овальность* (рис. 4.8). Для определения овальности можно применять двухконтактные средства измерений (микрометры, рычажные скобы и т. д.). Овальность $\delta_{ов}$ определяется по формуле

$$\delta_{ов} = (d_{max} - d_{min})/2,$$

где d_{max} – наибольший измеренный диаметр, мм; d_{min} – наименьший измеренный диаметр, мм.

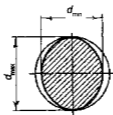


Рис. 4.8. Отклонение от круглости (овальность)

Частными видами отклонения профиля продольного сечения цилиндрической поверхности являются:

1. *Конусообразность* – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 4.9).

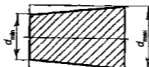


Рис. 4.9. Отклонения профиля продольного сечения (конусообразность)

2. *Бочкообразность* – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 4.10).

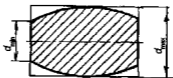


Рис. 4.10. Отклонения профиля продольного сечения (бочкообразность)

3. *Седлообразность* – отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны

и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (рис. 4.11).



Рис. 4.11. Отклонения профиля продольного сечения (седлообразность)

Количественно конусообразность, бочкообразность и седлообразность оцениваются по формуле

$$\delta = (d_{\max} - d_{\min})/2,$$

где d_{\max} – наибольший измеренный диаметр, мм; d_{\min} – наименьший измеренный диаметр, мм.

Для измерения этих отклонений можно применять двухконтактные средства измерения (микрометры, рычажные скобы и т. д.).

4.3. УКАЗАНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

ГОСТ 2.308-2011 устанавливает правила указания допусков формы и расположения поверхностей на чертежах изделий для всех отраслей промышленности, ГОСТ 24643-81 – числовые значения допусков.

Как правило, предпочтение отдается условным обозначениям допусков, а не текстовым записям. Записи рекомендуется в основном применять для текстовой документации или в случаях, когда вид допуска или базирования не может быть выражен условным обозначением. Опыт применения условных обозначений показал, что они удобны, наглядны, упрощают оформление документации, позволяют ввести единообразие в текстовых формулировках.

При условном обозначении данные о допусках формы и расположении поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на две части и более (рис. 4.12), в которых помещают (слева направо):

- в первой – знак допуска по таблице 4.1;
- во второй – числовое значение допуска в миллиметрах;
- в третьей и последующих – буквенное обозначение элемента детали, выбранного в качестве измерительной базы (рис. 4.13, 4.14).



Рис. 4.12. Указание допусков формы и расположения в прямоугольной рамке

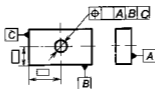


Рис. 4.13. Буквенное обозначение каждого базового элемента

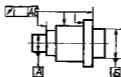


Рис. 4.14. Несколько элементов, образующих объединенную базу

Существует правило базирования и указания баз в машиностроении (ГОСТ 21495-76). Буквенные обозначения каждого базового элемента вносятся слева направо в отдельное поле рамки (третье, четвертое и т. д.) в порядке убывания числа степеней свободы детали. Если же два или несколько элементов образуют объединенную базу и их последовательность не имеет значения (например,

они образуют общую ось), то их буквенные обозначения вписывают вместе в третье поле рамки.

Суммарные допуски формы и расположения поверхностей, для которых не установлены отдельные графические знаки, обозначают знаками составных допусков в такой последовательности: знак допуска расположения, знак допуска формы. Например, на рисунке 4.15, *а* изображен знак суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности поверхности относительно основания 0,02 мм, на рисунке 4.15, *б* – знак суммарного допуска наклона и плоскостности поверхности относительно основания 0,05 мм.

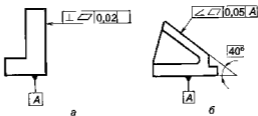


Рис. 4.15. Суммарные допуски: *а* – перпендикулярности и плоскостности; *б* – наклона и плоскостности

Допуски расположения охватывающих и охватываемых поверхностей могут быть двух видов – *зависимыми* и *независимыми*.

Зависимым называется допуск расположения, величина которого зависит не только от заданного предельного отклонения расположения, но и от действительных отклонений размеров рассматриваемых поверхностей. При зависимых допусках должны задаваться предельные отклонения расположения, соответствующие наименьшим предельным размерам охватывающих поверхностей (отверстий) и наибольшим предельным размерам охватываемых поверхностей (валов). При отклонениях действительных размеров от указанных выше предельных зна-

чений (в пределах полей допусков на размеры) допускаются превышение проставленных на чертеже предельных отклонений расположения на величину, компенсированную отклонениями размеров.

Зависимые допуски расположения назначаются для деталей, которые сопрягаются с контрдеталью одновременно по двум или нескольким поверхностям и для которых требования взаимозаменяемости сводятся к обеспечению собираемости (под *собираемостью* понимается возможность соединения деталей по всем сопрягаемым поверхностям с соблюдением заданных условий сборки, например, гарантированного зазора).

Зависимые допуски связаны с зазорами между сопрягаемыми поверхностями. На чертежах проставляются минимальные значения допусков, соответствующие наименьшим зазорам. При отклонениях действительных размеров от пределов, соответствующих наименьшим зазорам, зазоры в соединении возрастают и, следовательно, могут быть допущены большие отклонения расположения.

Например, для фланца с восемью отверстиями $\varnothing 8,2^{+0,1}$ мм под крепежные детали (рис. 4.16) допуск на расстояние между осями отверстий задан $+0,1$ мм (допуск зависимый).

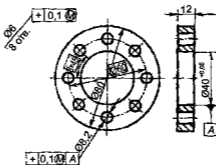


Рис. 4.16. Обозначение зависимого допуска

4.4. ПРАВИЛА НАЗНАЧЕНИЯ ОБЩИХ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Общим допуском формы или расположения называют допуск, указываемый на чертеже или в других технических документах общей записью и применяемый в тех случаях, когда допуск формы или расположения не указан индивидуально для соответствующего элемента детали. Общие допуски формы и расположения поверхностей по настоящему стандарту применяются, если на чертеже или в другой технической документации имеется ссылка на соответствующий стандарт.

Общие допуски формы и расположения установлены по трем классам точности. При выборе класса точности следует учитывать обычную точность соответствующего производства. Если необходимы меньшие допуски или допустимы и экономически выгодны большие допуски, то эти допуски должны быть указаны непосредственно для соответствующих элементов согласно ГОСТ 2.303-2011. Значения общих допусков формы и расположения применяются независимо от действительных размеров рассматриваемых и базовых элементов (допуски являются независимыми).

Общие допуски цилиндричности, профиля продольного сечения, наклона, перекоса осей, позиционные, полного радиального и полного торцового биения, формы заданного профиля и формы заданной поверхности не устанавливаются. Отклонения этих видов косвенно ограничиваются допусками на линейные и угловые размеры или другими видами допусков формы и расположения, в том числе и общими. Если такого ограничения недостаточно, то перечисленные виды допусков должны указываться на чертеже непосредственно для соответствующих элементов.

Элементы деталей имеют размеры и геометрические характеристики (форма, расположение) поверхностей. Функция деталей требует установления предельных отклонений размеров, допусков формы и расположения

элементов, превышение которых может привести к разрушению этой функции.

Ограничение размеров и геометрии элементов на чертеже должно быть полным и пониматься однозначно: не должно быть разночтений и произвольного истолкования требований при изготовлении и контроле. Использование общих допусков размеров, формы и расположения создаст реальные предпосылки для решения этой задачи. Значения общих допусков формы и расположения установлены по классам точности, характеризующим различные уровни обычной производственной точности, достигаемой без применения дополнительной обработки повышенной точности. Выбор класса точности осуществляют с учетом функциональных требований к детали и возможностей производства.

Если по функциональным требованиям для элемента необходимы допуски меньшие, чем общие допуски, то они должны указываться на чертеже непосредственно для данного элемента. Это же относится и к случаям, когда общим допуском не могут быть оговорены все условия, необходимые для ограничения отклонений формы и расположения элемента, например, допуск расположения должен относиться к базе, отличной от указанной в настоящем стандарте, или может быть зависимым и т. д.

Допуски формы и расположения, на которые настоящий стандарт не распространяется, при необходимости их ограничения должны быть указаны на чертеже, иначе они могут остаться неограниченными. Увеличение допусков сверх принятых значений общих допусков обычно не дает экономических преимуществ при изготовлении. Например, если при изготовлении элемента диаметром $25 \pm 0,1$ мм и длиной 80 мм с общим допуском размера по ГОСТ 30893.1 по классу точности *m* и общими допусками формы и расположения по настоящему стандарту по классу точности *H* (0,1 мм для прямолинейности, круглости и радиального биения) обычная точность произ-

водства равна или превышает указанные допуски, то установление более грубых допусков для данного производства не представляет интереса. В тех случаях, когда допуск, превышающий общий допуск, все же дает экономию при изготовлении и может быть разрешен исходя из функции детали, его указывают непосредственно на чертеже, например допуск круглости для большого и тонкого кольца.

4.4.1. Общие допуски формы

Отклонения формы для элементов с указанными на чертеже предельными отклонениями размеров в соответствии с ГОСТ 25346-89 должны быть ограничены в пределах поля допуска размера.

Общие допуски прямолинейности и плоскостности для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями (общими допусками) размеров приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Общие допуски прямолинейности и плоскостности

Класс точности	Общие допуски прямолинейности и плоскостности для интервалов номинальных длин, мм					
	до 10	свыше 10 до 30	свыше 30 до 100	свыше 100 до 300	свыше 300 до 1000	свыше 1000 до 3000
<i>H</i>	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
<i>K</i>	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
<i>L</i>	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Примечание. Допуск прямолинейности выбирается исходя из длины элемента, а плоскостности – по длине большей стороны поверхности или ее диаметру, если поверхность ограничена круговым контуром.

Общий допуск круглости для элементов с не указанными на чертеже предельными отклонениями размеров равен допуску на диаметр, но не должен превышать общего допуска на радиальное биение.

4.4.2. Общие допуски расположения и биения

Общий допуск параллельности равен допуску размера между рассматриваемыми элементами. За базу следует

принимать наиболее протяженный из двух рассматриваемых элементов. Если два элемента имеют одинаковую длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

Общие допуски перпендикулярности должны соответствовать приведенным в таблице 4.3. За базу следует принимать элемент, образующий более длинную сторону рассматриваемого прямого угла. Если стороны угла имеют одинаковую номинальную длину, то в качестве базы может быть принята любая из них.

Таблица 4.3

Общие допуски перпендикулярности

Класс точности	Общие допуски перпендикулярности для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	свыше 100 до 300	свыше 300 до 1000	свыше 1000 до 3000
<i>H</i>	0,2	0,3	0,4	0,5
<i>K</i>	0,4	0,6	0,8	1,0
<i>L</i>	0,6	1,0	1,5	2,0

Общие допуски симметричности и пересечения осей должны соответствовать приведенным в таблице 4.4. За базу следует принимать элемент с большей длиной. Если рассматриваемые элементы имеют одинаковую длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

Таблица 4.4

Общие допуски симметричности и пересечения осей

Класс точности	Общие допуски симметричности и пересечения осей для интервалов номинальных длин более короткой стороны угла, мм			
	до 100	свыше 100 до 300	свыше 300 до 1000	свыше 1000 до 3000
<i>H</i>	0,5			
<i>K</i>	0,6		0,8	1
<i>L</i>	0,6	1,0	1,5	2

Примечание. Допуски симметричности и пересечения осей указаны в диаметральном выражении.

Общие допуски радиального и торцового биения, а также биения в заданном направлении (перпендикулярно к образующей поверхности) должны соответствовать указанным в таблице 4.5.

Таблица 4.5

Общие допуски радиального и торцового биения

Класс точности	Допуск биения, мм
<i>H</i>	0,1
<i>K</i>	0,2
<i>L</i>	0,5

За базу следует принимать подшипниковые (опорные) поверхности, если они могут быть однозначно определены из чертежа, например, заданные как базы для указанных допусков биения. В других случаях за базу для общего допуска радиального биения из двух соосных элементов следует принимать тот, который длиннее. Если элементы имеют одинаковую номинальную длину, то в качестве базы может быть принят любой из них.

Общие допуски соосности применяются в случаях, когда измерение радиального биения невозможно или нецелесообразно. Общий допуск соосности в диаметральном выражении следует принимать равным общему допуску радиального биения.

Применение общих допусков дает следующие преимущества:

- чертежи легче читаются, облегчается связь с пользователем чертежами;
- конструктор экономит время за счет исключения детальных расчетов допусков; достаточно только знать, что допуск, исходя из функционального назначения детали, больше или равен общему допуску;
- чертежи четко показывают, какие элементы могут быть изготовлены при обычных возможностях процесса, что облегчает управление качеством благодаря уменьшению уровня контроля этих элементов;

- остальные элементы, имеющие индивидуально указанные допуски, по большей части относятся к таким, для которых их функция требует относительно малых допусков и которые, следовательно, могут требовать особых усилий при изготовлении; это обстоятельство облегчает планирование производства и помогает службе контроля качества при анализе требований к контролю;

- для работников служб снабжения и субподрядчиков упрощается работа по заключению договоров, так как обычная производственная точность известна до заключения контрактов; это устраняет также споры между поставщиком и потребителем при поставках продукции, так как чертежи, с точки зрения требований, являются полными.

Перечисленные преимущества применения общих допусков будут проявляться в полной мере, если есть уверенность в том, что общие допуски не будут превышены при изготовлении, т. е. обычная производственная точность данного производства обеспечивает соблюдение общих допусков, указанных на чертежах.

Поэтому производству рекомендуется:

- определять с помощью измерений, какова для него обычная производственная точность;

- при приемке чертежей обращать внимание на то, чтобы указанные в них общие допуски соответствовали или превышали его обычную производственную точность;

- контролировать выборочно отклонения формы и расположения элементов с общими допусками, чтобы убедиться, что обычная производственная точность не отклоняется от первоначально установленной;

- подход к назначению общих допусков предполагает, что в ряде случаев допуск, вытекающий из функциональных требований, превышает общий допуск. Поэтому случайное превышение общего допуска для какого-либо элемента не всегда приводит к нарушению функции детали.

высоты и формы, сравнительно малых размеров по высоте и шагу. Высота и форма, а также характер расположения и направления неровностей зависят от режима обработки, условий охлаждения и смазки, зернистости инструмента, материала заготовки, жесткости технологической системы.

Поверхностный слой детали при эксплуатации часто испытывает максимальные напряжения, поэтому его физико-механические свойства, микро- и макрогеометрия определяют надежность всей детали. Шероховатость поверхности играет большую роль в подвижных соединениях деталей, в значительной степени влияя на трение и износ. Зазор или натяг, который можно определить при измерении деталей соединения, отличается от эффективного зазора или натяга, имеющего место при сборке и в процессе эксплуатации. Эффективный натяг уменьшается, а эффективный зазор увеличивается тем больше, чем большую шероховатость имеют сопрягаемые поверхности. Уменьшение шероховатости поверхности вносит большую определенность в характер и качество соединений деталей.

Шероховатость поверхности связана и с другими важными показателями изделий, такими, как плотность и герметичность соединений, отражательная способность поверхности, контактная жесткость поверхности, прочность сцепления при притирании и склеивании, качество покрытий и т. п. Шероховатость поверхности влияет на точность измерений детали. Ее необходимо нормировать, исходя из функционального назначения поверхности детали.

Термины и определения основных понятий, применяемых в науке, технике и производстве, относящихся к шероховатости поверхности, установлены ГОСТ 25142-82. Параметры, характеристики и обозначения шероховатости поверхности регламентированы ГОСТ 2789-78. Стандарт устанавливает перечень параметров и типов направлений неровностей, которые применяются при установ-

базовые длины не указываются в требованиях к шероховатости. Базовую длину в обозначении шероховатости поверхности не указывают.

При необходимости дополнительно к параметрам шероховатости поверхности устанавливаются требования к направлению неровностей поверхности, к способу или последовательности способов получения (обработки) поверхности.

Параметры шероховатости, связанные с высотными свойствами неровностей:

R_a – среднее арифметическое отклонение профиля – определяется как среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины;

R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам – определяется как сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины;

R_{max} – наибольшая высота профиля – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

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

S_m – средний шаг неровностей профиля – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины;

S – средний шаг местных выступов профиля – среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины. Числовые значения параметров S_m , S принимают в диапазоне от 0,002 до 12,5 мм по ГОСТ 2789-73.

Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля:

t_p – относительная опорная длина профиля – отношение опорной длины профиля к базовой длине, где p – значение уровня сечения профиля.

Параметр Ra является предпочтительным. Числовые значения параметров шероховатости (наибольшие, наименьшие, номинальные) Ra , Rz и R_{\max} выбирают из соответствующих таблиц.

Параметры шероховатости поверхностей деталей машин выбирают исходя из функционального назначения данных поверхностей, их конструктивных особенностей. При выборе параметров Ra и Rz следует помнить, что параметр Ra дает более полную оценку шероховатости, так как для его определения измеряют и суммируют расстояния большого числа точек действительного профиля до его средней линии, а при определении Rz измеряют только расстояния между пятью вершинами и пятью впадинами неровностей.

Влияние формы неровностей на эксплуатационные качества детали величиной Ra оценить нельзя, так как при различных формах неровностей значения Ra могут быть одинаковыми. Например, профили неровностей, изображенные на рисунке 4.19, имеют зеркально симметричную форму и одинаковые значения параметра Ra .



Рис. 4.19. Профили неровностей поверхностей, имеющих разную форму, но одинаковые значения Ra

Для лучшей оценки свойств шероховатости необходимо знать ее высотные, шаговые параметры и параметр формы tp . Требования к шероховатости поверхности должны быть обоснованы и устанавливаться исходя из функционального назначения поверхности. Если в этом нет необходимости, то требования к шероховатости не устанавливаются, и шероховатость этой поверхности не контролируется.

Требования к шероховатости поверхности должны устанавливаться указанием числового значения параме-

тра (наибольшего, номинального или диапазона значений) и значений базовой длины l , на которой происходит определение параметра. В общем случае значение l выбирают по допустимым Ra , Rz и R_{\max} согласно нормативным таблицам. Если параметры Ra , Rz , R_{\max} определены на базовой длине в соответствии с таблицей, то эти базовые длины не указываются в требованиях к шероховатости.

ГОСТ 2.309-73 устанавливает обозначения шероховатости поверхностей и правила нанесения их на чертежах изделий всех отраслей промышленности. Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рисунке 4.20. При наличии в обозначении шероховатости только значения параметра (параметров) применяют знак без полки линии-выноски. В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков: Ra или Rz .

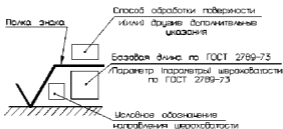


Рис. 4.20. Структура обозначения шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей изделия, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции.

При применении знака без указания параметра и способа обработки его изображают без полки. В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рисунках 4.21–4.23.



Рис. 4.21. Обозначение шероховатости поверхности без указания способа обработки



Рис. 4.22. Обозначение шероховатости поверхности, при образовании которой обязательно удаление слоя материала



Рис. 4.23. Обозначение шероховатости поверхности, образование которой осуществляется без удаления слоя материала

Высота h должна быть приблизительно равна применяемой на чертеже высоте цифр размерных чисел. Высота H равна $(1,5...5)h$. Толщина линий знаков должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной линии, применяемой на чертеже.

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак (рис. 4.21).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак (рис. 4.22).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак (рис. 4.23) с указанием значения параметра шероховатости. Поверхности детали, изготавливаемые из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обра-

ботке, должны быть отмечены знаком (см. рис. 4.23) без указания параметра шероховатости. Состояние поверхности, обозначенной знаком (см. рис. 4.23), должно соответствовать требованиям, установленным соответствующим стандартом, техническими условиями или другим документом.

Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $Ra0,4$; $Rz50$.

При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр без предельных отклонений, например:

$$\sqrt{Ra0,4}, \sqrt{Rz50}$$

При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать «min», например:

$$\sqrt{Ra3,2_{\min}}, \sqrt{Rz50_{\min}}$$

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

$$Ra_{0,4}^{0,8}, Rz_{0,05}^{0,10}, Ra_{\max 0,32}^{0,80}$$

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее более грубой шероховатости.

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности – значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке:

параметр высоты неровностей профиля

параметр шага неровностей профиля

относительная опорная длина профиля

$$\sqrt{Ra0,1}$$

$$0,8/Sm_{0,040}^{0,063}$$

$$\sqrt{0,25/t_{50}80 + 104 \%}$$

При нормировании требований к шероховатости поверхности параметрами Ra , Rz , R_{\max} базовую длину в обозначении шероховатости не приводят, если она соответствует указанной в ГОСТ 2789-73 для выбранного значения параметра шероховатости.

Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать приведенным в таблице 4.6. Их приводят на чертеже при необходимости. Высота знака условного обозначения направления неровностей должна быть приблизительно равна h . Толщина линий знака должна быть приблизительно равна половине толщины сплошной основной линии.

Таблица 4.6

Условные обозначения направления неровностей

Тип направления неровностей	Схематическое изображение	Обозначение
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		
Точечное		

Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемого качества поверхности (рис. 4.24).

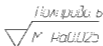


Рис. 4.24. Указание вида обработки поверхности

Допускается применять упрощенное обозначение шероховатости поверхностей с разъяснением его в технических требованиях чертежа по примеру, указанному на рисунке 4.25.

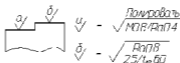


Рис. 4.25. Упрощенное обозначение шероховатости поверхностей

В упрощенном обозначении используют знак $\sqrt{\quad}$ и строчные русские буквы в алфавитном порядке без повторов и, как правило, без пропусков.

Если направление измерения шероховатости должно отличаться от предусмотренного ГОСТ 2789-73, его указывают на чертеже по примеру, приведенному на рисунке 4.26.

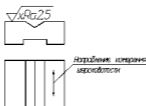


Рис. 4.26. Указание направления измерения шероховатости поверхности

4.6. ПРАВИЛА НАНЕСЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ЧЕРТЕЖАХ

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок. Допускается при недостатке места располагать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, а также разрывать выносную линию (рис. 4.27).

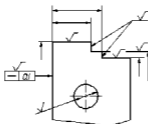


Рис. 4.27. Примеры расположения обозначения шероховатости

На линии невидимого контура допускается наносить обозначение шероховатости только в том случае, когда от этой линии нанесен размер.

Обозначение шероховатости поверхности, в которых знак имеет полку, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рисунке 4.28.



Рис. 4.28. Обозначения шероховатости поверхности знаком с полкой относительно основной надписи

Обозначения шероховатости поверхности, в которых знак не имеет полки, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рисунке 4.29.

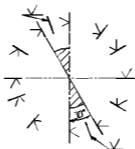


Рис. 4.29. Обозначение шероховатости поверхности знаком без полки относительно основной надписи

При обозначении изделия с разрывом обозначение шероховатости наносят только на одной части изображения, по возможности ближе к месту указания размеров (рис. 4.30).

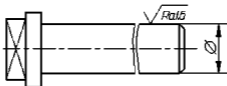


Рис. 4.30. Пример обозначения шероховатости поверхности

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости помещают в правый верхний угол чертежа и на изображении не наносят (рис. 4.31). Размеры и толщина линий знака в обозначении шероховатости, вынесенном в правый верхний угол чертежа, должны быть приблизительно в 1,5 раза больше, чем на обозначениях, нанесенных на изображении.

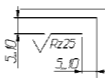


Рис. 4.31. Указание шероховатости, одинаковой для всех поверхностей изделия

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рис. 4.32, 4.33) вместе с условным обозначением $\sqrt{\quad}$. Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак $\sqrt{\quad}$, должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением.

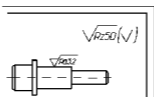


Рис. 4.32. Указание шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия

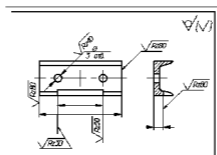


Рис. 4.33. Указание шероховатости, когда большая часть поверхностей не обрабатывается по данному чертежу

Размеры знака, взятого в скобки, должны быть одинаковыми с размерами знаков, нанесенных на изображении.

Обозначение шероховатости поверхностей повторяющихся элементов изделия (отверстий, пазов, зубьев и т. п.), количество которых указано на чертеже, а также обозначение шероховатости одной и той же поверхности наносят один раз, независимо от числа изображений.

Обозначение шероховатости симметрично расположенных элементов симметричных изделий наносят один раз.

Если шероховатость одной и той же поверхности различна на отдельных участках, то эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующих размеров и обозначения шероховатости (рис. 4.34). Через заштрихованную зону линию границы между участками не проводят (рис. 4.35).



Рис. 4.34. Обозначение различной шероховатости на одной поверхности без заштрихованной зоны

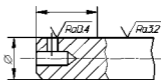


Рис. 4.35. Обозначение различной шероховатости на одной поверхности с заштрихованной зоной

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев зубчатых колес, эвольвентных шлицев и т. п., если на чертеже не приведен их профиль, условно наносят на линии делительной поверхности, а для глобоидных червяков и сопряженных для них колес – на линии расчетной окружности (рис. 4.36).

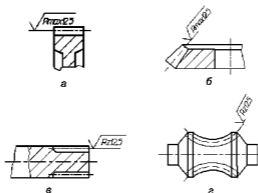


Рис. 4.36. Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубьев: *а* – цилиндрическое колесо; *б* – коническое колесо; *в* – шлицевой вал; *г* – червяк

Обозначение шероховатости поверхности профиля резьбы наносят по общим правилам при изображении профиля (рис. 4.37) или условно на выносной линии для указания размера резьбы (рис. 4.38–4.41), на размерной линии или на ее продолжении (рис. 4.42).



Рис. 4.37. Обозначение шероховатости профиля резьбы

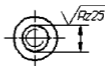


Рис. 4.38. Обозначение шероховатости наружной резьбы



Рис. 4.39. Обозначение шероховатости наружной резьбы



Рис. 4.40. Обозначение шероховатости внутренней резьбы



Рис. 4.41. Обозначение шероховатости внутренней конической резьбы



Рис. 4.42. Обозначение шероховатости внутренней резьбы

Если есть шероховатость поверхностей, образующих контур, обозначение шероховатости наносят один раз в соответствии с рисунком 4.43. Диаметр вспомогательного знака \circ 4...5 мм.



Рис. 4.43. Обозначение одинаковой шероховатости поверхностей, образующих замкнутый контур

В обозначении одинаковой шероховатости поверхностей, плавно переходящих одна в другую, знак \circ не приводят (рис. 4.44).

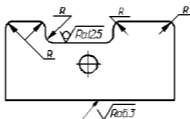


Рис. 4.44. Обозначение шероховатости поверхностей, плавно переходящих одна в другую

Обозначение одинаковой шероховатости поверхности сложной конфигурации допускается приводить в техни-

ческих требованиях чертежа со ссылкой на буквенное обозначение поверхности, например: «шероховатость поверхности $A-\sqrt{Ra16}$ ». При этом буквенное обозначение поверхности наносят на полке линии-выноски, проведенной от утолщенной штрих-пунктирной линии, которой обводят поверхность на расстоянии 0,8...1 мм от линии контура (рис. 4.45).

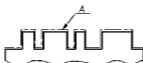


Рис. 4.45. Обозначение поверхности сложной формы, имеющей одинаковую шероховатость

Шероховатость поверхности можно контролировать путем сравнения с образцами шероховатости (рис. 4.46). Образцы представляют собой бруски 1 размером 30×20 мм. Наборы образцов, укомплектованные по видам обработки (точение, фрезерование, шлифование, строгание) и материалам, из которых они изготовлены, собираются в оправах 2. Сравнение осуществляют визуально. Точность контроля повышается при использовании специальных микроскопов сравнения, которые позволяют одновременно рассматривать поверхность изделия и образец шероховатости.

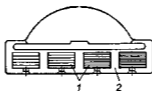


Рис. 4.46. Образцы шероховатости:
1 – бруски; 2 – металлическая оправа

Контактные измерения шероховатости выполняются непрерывным ощупыванием поверхности изделия. Щуповые приборы делятся на профилометры, показывающие отдельные параметры шероховатости, как правило Ra , и профилографы, записывающие профиль поверх-

ности. По профилограмме определяются все параметры шероховатости.

При работе профилографа-профилометра с индуктивным датчиком перемещение алмазной иглы с радиусом закругления 2 мкм по проверяемой поверхности приводит к колебанию якоря, установленного на оси. При этом изменяется индуктивное сопротивление датчика, состоящего из сердечника и катушек обмотки. Колебания напряжения на выходе дифференциального трансформатора, получающего питание от генератора звуковой частоты, усиливается электронным блоком. Прибор показывает значение параметров шероховатости. Записывающее устройство вычерчивает профилограмму.

Прибор 201 (рис. 4.47) имеет стойку 13 с кареткой, стол 3, датчик 4, привод 5, электронный блок 1 с отсчетным устройством 2, показывающим параметр Ra , и записывающий прибор 12. Прибор работает или как профилограф, или как профилометр. Переключение осуществляется ручкой 6. Привод грубо перемещается по стойке винтом 9 и тонко – винтом 7 и стопорится винтом 11. Поворотом рычага 8 влево до упора датчик переводится в исходное положение. Переключателем 10 изменяют скорость движения датчика. Изделие устанавливают в искомом положении относительно датчика 4 перемещениями стола.

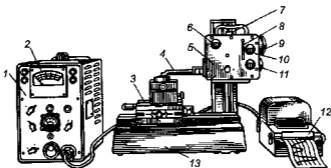


Рис. 4.47. Профилограф-профилометр модели 201

Бесконтактные измерения шероховатости поверхности выполняют на оптических приборах (рис. 4.48, в). В микроскопах светового сечения МИС-11 (рис. 4.48, а) объектив 3 проецирует на поверхность изделия узкий пучок света, идущий от источника 1 через щель 2. На поверхности образуется освещенная полоса, представляющая собой след пересечения профиля плоскостью светового потока. Изображение щели фокусируется объективом 4 в плоскость сетки 5 окуляра 6. Лучи, отраженные от выступов и впадин профиля, на окулярной сетке смещены один относительно другого. Значение смещения зависит от высоты неровностей. Совмещая линии, нанесенные на сетке окуляра-микрометра (рис. 4.48, б), с выступами и впадинами профиля, определяют высоту неровностей на базовой длине и затем подсчитывают параметр R_z . Перед измерением определяют цену деления окулярного микрометра с помощью стеклянной пластины с точной шкалой (объекта-микрометра).

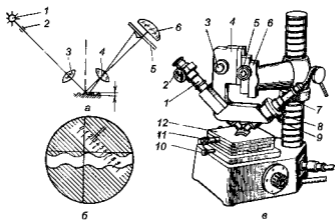


Рис. 4.48. Микроскоп МИС-11: а – оптическая схема; б – шкала; в – внешний вид

Микроскоп ПСС-2, в отличие от МИС-11, имеет большее увеличение, снабжен комплектом встроенных объективов, содержит винтовой окулярный микрометр с внутренним отсчетом, сменные щели и встроенную фотокамеру. Он предназначен для измерения и фотографирования высоты микронеровностей на наружных поверхностях деталей.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте понятие о прилегающей плоскости, прилегающей окружности и прилегающей прямой.
2. Объясните сущность нормируемого участка детали.
3. Назовите и представьте графическое изображение на чертеже допусков размеров из группы допусков формы.
4. Назовите и представьте графическое изображение на чертеже допусков размеров из группы допусков расположения.
5. Назовите и представьте графическое изображение на чертеже допусков размеров из группы суммарных допусков формы и расположения.
6. Охарактеризуйте методику определения фактической величины отклонения формы в осевом и радиальном направлениях.
7. Расскажите о видах указаний допусков формы и расположения на чертеже.
8. Расскажите о зависимых и независимых допусках.
9. Дайте определение шероховатости поверхности.
10. Дайте определения и форму записи основных параметров шероховатости, связанных с высотными свойствами поверхности.
11. Дайте определения и форму записи основных параметров шероховатости, связанных со свойствами неровностей в направлении длины профиля.
12. Дайте определения и форму записи основных параметров шероховатости, связанных с формой неровностей профиля.

5. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипник – это опора, которая воспринимает нагрузки и допускает вращение вала либо оси.

Подшипник качения (рис. 5.1) – это отдельная сборочная единица, которая состоит из наружного 1 и внутреннего 3 колец с дорожками качения, тел качения 2 и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Иногда для уменьшения радиального габарита подшипник выполняют без одного или обоих колец, и тогда тела качения контактируют непосредственно с валом или корпусом.

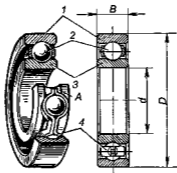


Рис. 5.1. Подшипник качения

Основные стандартные размеры подшипника: d – внутренний и D – наружный диаметры; B – ширина колец.

Достоинства:

- малые потери на трение, высокий КПД ($\eta = 0,995$) и незначительный нагрев;

- высокие нагрузочная способность и надежность;
- малые габаритные размеры в осевом направлении;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- простота в эксплуатации и обслуживании, малый расход смазки;

- невысокая стоимость при массовом производстве.

Недостатки:

- ограниченный ресурс в связи с высокими контактными напряжениями;
- пониженная долговечность при ударных и вибрационных нагрузках;

- ограниченная быстроходность;
- повышенный шум при больших оборотах;
- большие радиальные размеры и неразъемность конструкции;
- ненадежность при работе в агрессивных средах.

Классификация. Подшипники качения классифицируются по следующим признакам: по форме тел качения; направлению действия воспринимаемой нагрузки; числу рядов тел качения; конструктивным особенностям.

По *форме тел качения* подшипники разделяются на шариковые и роликовые (рис. 5.2–5.3).

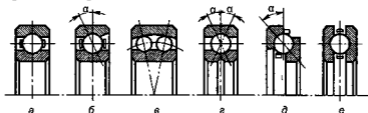


Рис. 5.2. Шариковые подшипники качения: а – радиальный; б – радиально-упорный; в – радиальный двухрядный сферический; г – радиально-упорный однорядный четырехточечный; д – упорно-радиальный; е – упорный

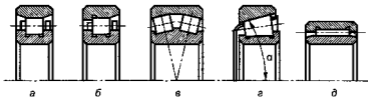


Рис. 5.3. Роликовые подшипники качения: *а*, *б* – радиальные с короткими цилиндрическими роликами; *в* – радиальный сферический двухрядный; *г* – конический однорядный; *д* – игольчатый

Ролики имеют различную форму и длину (рис. 5.4).

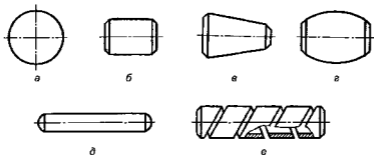


Рис. 5.4. Формы тел качения: *а* – шарик; *б* – ролик цилиндрический короткий; *в* – ролик конический; *г* – ролик бочкообразный; *д* – ролик тонкий длинный (игольчатый); *е* – ролик витой

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники качения делятся на радиальные, упорные, радиально-упорные и упорно-радиальные.

По числу рядов тел качения различают подшипники однорядные, двухрядные, трехрядные, четырехрядные и многорядные.

По способности компенсировать перекосы валов подшипники подразделяются на самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся.

В зависимости от *нагрузочной способности и габаритных размеров* при одном и том же внутреннем диаметре подшипники разделяют на серии:

- *по радиальным размерам*: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые серии;
- *по ширине*: особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие серии.

Примерное соотношение между габаритами различных серий показано на рисунке 5.5. Преимущественное распространение имеют подшипники легкой и средней серий нормальной ширины [3].



Рис. 5.5. Сравнительные габариты подшипников качения

Основные размеры подшипников качения устанавливает ГОСТ 3478-79. ГОСТ 520-2002 устанавливает для различных типов подшипников качения классы точности: 8; 7; *нормальный*; 0; 6X; 6; 5; 4; T; 2 (в порядке повышения точности). Для большинства узлов применяют подшипники класса точности *нормальный*. Подшипники более высоких классов точности используют в узлах с большими скоростями и высокой точности вращения. Кроме подшипников общего применения, выпускают специальные подшипники. К ним относят подшипники теплоустойчивые, высокоскоростные, малошумные, коррозионно-стойкие, немагнитные, самосмазывающиеся и др. Различают подшипники с нормальным, пониженным и низким уровнем вибрации.

Классы точности определяют:

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

Условное обозначение. Внутренний диаметр подшипника качения, его серия, тип, конструктивные особенности и класс точности имеют цифровое условное обозначение, которое наносят на торцевой поверхности колец, как правило, наружных.

Основное обозначение содержит до семи цифр, его читают справа налево. Внутренний диаметр подшипника (диаметр цапфы вала) в его условном обозначении указывается двумя первыми цифрами справа. В диапазоне диаметров $d = 20...495$ мм эти цифры представляют собой частное от деления диаметра на 5. Для диаметров 10, 12, 15 и 17 мм используются обозначения 00, 01, 02 и 03 соответственно. Для подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический внутренний диаметр, вторая цифра – серию диаметров, на третьем месте указывается 0.

Третья цифра условного обозначения указывает серию по наружному диаметру: 1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – средняя; 4 – тяжелая; 5 – легкая широкая; 6 – средняя широкая.

Четвертая цифра определяет тип подшипника качения:

- 0 – радиальный шариковый;
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами, или игольчатый;

- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифры указывают в условном обозначении конструктивные особенности подшипников (канавки на наружном кольце, защитные шайбы и др.).

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине.

Нули, стоящие левее последней значащей цифры, опускаются.

Класс точности проставляют на подшипнике перед его условным обозначением и отделяют знаком «тире».

Буквы, проставленные правее от основного условного обозначения, характеризуют отличительные признаки подшипников (изменение металла, конструкции и др.). Например: А – повышенная грузоподъемность подшипника; В – сепаратор из безоловянистой бронзы; Е – сепаратор из пластических материалов; Ш – специальные требования по шуму; Ю – все или часть деталей из коррозионно-стойкой стали.

5.2. ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ

Если нагрузка на подшипник направлена перпендикулярно оси вращения кольца, то ее называют радиальной F_r , а подшипники, предназначенные для восприятия таких нагрузок, – радиальными. В случае, когда нагрузка на подшипник направлена под углом к оси вращения, ее можно разложить на радиальную F_r и осевую F_a . Для восприятия подобных нагрузок существуют подшипники, которые в зависимости от соотношения F_a/F_r по мере его роста называют радиально-упорными или упорно-

радиальными. Если нагрузка на подшипник направлена по оси вращения кольца, то ее называют осевой, а подшипники, предназначенные для восприятия таких нагрузок, – упорными. Ось вращения тел качения этих подшипников перпендикулярна оси вращения колец.

Радиальные подшипники. *Радиальный шариковый однорядный подшипник* (см. рис. 5.2, а) воспринимает в основном радиальную силу и небольшую осевую силу любого направления при большой частоте вращения. Данный подшипник устанавливают на жестких двухопорных валах и фиксируют положение вала относительно корпуса в двух осевых направлениях. Поскольку перекос колец может вызвать местную перегрузку шариков и дорожки качения, а также увеличение шума, то взаимный перекос колец должен быть минимальным ($2' \dots 10'$). Сепараторы выполняют в основном штампованными из низкоуглеродистой стали и центрируют по телам качения. Подшипники могут иметь уплотнения с одной или с двух сторон и, как правило, заполняются пластичной смазкой. Подшипники такого типа имеют несколько конструктивных особенностей, в частности, внутреннее коническое отверстие.

Радиальный шариковый сферический подшипник (см. рис. 5.2, в) состоит из двух рядов шариков, внутреннего кольца с двумя дорожками качения и наружного с одной сферической дорожкой качения, что позволяет внутреннему кольцу с комплектом шариков поворачиваться вокруг центра подшипника, т. е. самоустанавливаться. Данные подшипники предназначены для восприятия радиальных и небольших осевых нагрузок, т. е. фиксируют вал в обоих направлениях. При качательных движениях работают лучше, чем радиальные однорядные шариковые. Их применяют в случаях, когда соосность посадочных мест труднодостижима или когда имеется прогиб валов под нагрузкой при значительном

расстоянии между опорами. Возможный допустимый перекос осей находится в пределах $2,5^{\circ}$ – 3° . Подшипники могут иметь цилиндрическое или коническое отверстие внутреннего кольца с конусностью 1:12. Сепараторы изготавливают стальными штампованными, но они могут быть выполнены и из стеклонаполненного полиамида. В высокоточных подшипниках применяют массивные латунные сепараторы.

Радиальный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 5.3, а) предназначен для восприятия только радиальных сил, имеет более высокую грузоподъемность, чем шариковый радиальный. Требуется точной соосности посадочных мест, перекос не должен превышать $2'$. Цилиндрические тела качения ведутся беговыми дорожками колец, борта которых предотвращают перекос роликов, как и сепаратор, удерживающий ролики с данным кольцом, даже если съемное кольцо вынуть из подшипника. Поэтому кольца подшипников могут в определенных пределах по отношению друг к другу перемещаться в обе стороны в осевом направлении, что происходит, например, при температурных изменениях валов. Однорядные роликоподшипники имеют несколько конструктивных разновидностей.

Специальную группу представляют двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами. Их особенностью является расположение роликов, оси которых в одном ряду имеют смещение относительно роликов в другом ряду. Это способствует созданию повышенной жесткости в радиальном направлении и плавности вращения. Сепараторы исполняют как штампованными из низкоуглеродистой стали, так и массивными из латуни, бронзы, графитизированной стали или полиамида, которые центрируют по двухбортовому кольцу.

Радиальный роликовый сферический подшипник (см. рис. 5.3, в) предназначен для тяжелых нагрузок,

главным образом радиальных, но может воспринимать и осевую нагрузку определенной величины. Сферический роликоподшипник имеет два ряда тел качения и благодаря сферической поверхности беговой дорожки наружного кольца обладает способностью самоустановки и может работать при угле перекоса оси внутреннего кольца не более $2,5^\circ$ относительно оси наружного, образующегося или в результате прогиба вала под действием нагрузки, или вследствие технологических неточностей обработки и сборки узла. Подшипники устанавливают на тяжело нагруженных многоопорных валах, которые подвержены значительным прогибам, обусловленным внешними нагрузками, на валах с нагрузкой на консоли. Сферические подшипники применяют также в опорах насосов, мощных вентиляторов, редукторов и других машин, где действуют большие радиальные нагрузки и неизбежна несоосность посадочных мест. Их изготавливают как с цилиндрическим, так и с коническим отверстием. Массивные сепараторы изготавливают из латуни и полиамида, штампованные – из низкоуглеродистой стали.

Радиальный роликовый подшипник с длинными цилиндрическими роликами, или игольчатый (см. рис. 5.3, *д*) применяют при ограниченных радиальных размерах для восприятия радиальных нагрузок. Отношение длины игольчатого ролика к его диаметру лимитируется значением 8:1, с ростом скорости оно снижается и принимается, как правило, 4:1. При необходимости сохранения большой грузоподъемности и скоростных качеств в игольчатых подшипниках с сепаратором игольчатый ролик разделяют по длине на два ряда.

Модификации конструкций названных подшипников многообразны. Подшипники с полным заполнением игольчатыми роликами, т. е. без сепаратора с массивными кольцами, обычно применяют при очень высоких радиальных нагрузках. Благодаря большой статической

грузоподъемности они могут воспринимать перегрузки, удары, вибрации. Подшипники без внутреннего кольца, наружные кольца которых изготовлены из закаленной листовой стали, позволяют при необходимости предельно уменьшить радиальные габариты узла. В данном случае поверхности роликовых дорожек сопрягаемого изделия должны быть выполнены с учетом требований по точности формы, твердости и шероховатости поверхности на уровне требований колец подшипников. Применяются и комбинированные игольчатые подшипники, представляющие собой комбинацию однорядного игольчатого роликоподшипника и упорного шарикоподшипника.

Радиальный роликовый подшипник с витыми роликами (рис. 5.6) предназначен для восприятия радиальных нагрузок, в том числе и ударного характера, при небольших частотах вращения.

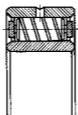


Рис. 5.6. Радиальный роликовый подшипник с витыми роликами

Радиально-упорные подшипники. Радиально-упорный шариковый подшипник (см. рис. 5.2, б) предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузок. Ветовые дорожки в обоих кольцах выполнены так, что линия, соединяющая точки контакта шарика с кольцами, образует с плоскостью, перпендикулярной оси подшипника, определенный угол. С ростом данного угла контакта возрастает осевая грузоподъемность подшипника.

У обычных конструкций однорядных подшипников угол контакта составляет 12° – 36° . По скоростным возможностям радиально-упорные подшипники с углом контакта 12° не уступают радиальным однорядным шарикоподшипникам. Увеличение угла контакта снижает их быстроходность. Подшипники способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому для фиксации вала в обе стороны их устанавливают по два на вал по различным схемам (*O* и *X*). При комплектовании подшипников по схеме *O* (рис. 5.7, *a*) наружные кольца обращены друг к другу широкими торцами, т. е. линии углов контакта пересекают осевую линию подшипника в точках, расстояние между которыми больше, чем по схеме *X* (рис. 5.7, *b*). Поэтому опора, выполненная по схеме *O*, имеет повышенную жесткость и может быть нагружена большим моментом силы в осевой плоскости. При комплектовании подшипников по схеме *X* наружные кольца обращены друг к другу узкими торцами. Допускаемая радиальная нагрузка для спаренного подшипника больше, чем для соответствующего однорядного, в 1,8 раза, осевая нагрузка в обе стороны такая же, что и у однорядного подшипника.

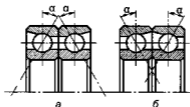


Рис. 5.7. Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники по схеме: *a* – *O*; *b* – *X*

Подшипник с разъемным внутренним кольцом в зависимости от формы дорожек качения имеет трехточечный или четырехточечный контакт шарика с кольцами (см. рис. 5.2, *г*) и воспринимает радиальную и двухстороннюю осевую нагрузку.

Радиально-упорный подшипник с коническими роликами (см. рис. 5.3, з). Тела качения представляют собой конические ролики, большой торец которых прижимается к борту внутреннего кольца. Конические роликовые дорожки и ролики имеют общую вершину конуса на оси подшипника. Если указанное условие нарушено, подшипник будет работать кинематически неправильно с большим внутренним проскальзыванием, что приведет к его нагреву. Упорную поверхность направляющего борта внутреннего кольца выполняют сферической, как и контактирующий большой торец ролика. Ролики прижимаются к упорному борту вследствие возникающей осевой составляющей силы и направляются им даже при действии чисто радиальной нагрузки. Функции направления роликов способствует также сепаратор, который препятствует перекосу роликов. Конический роликоподшипник воспринимает осевую нагрузку только в одном направлении. Поэтому подшипники чаще монтируют парно и соответственно регулируют.

Конические подшипники выполняют разъемными, что позволяет проводить раздельный монтаж и демонтаж наружных и внутренних колец. Данные роликоподшипники обладают значительной грузоподъемностью в радиальном и осевом направлениях. Осевая грузоподъемность зависит от угла контакта. При его увеличении растет осевая и уменьшается радиальная грузоподъемность. Для большинства типов конических роликоподшипников угол контакта равен 10° – 17° , но для нагрузок, которые действуют преимущественно в осевом направлении, имеются конические роликоподшипники с углом контакта 25° – 30° .

Упорно-радиальные подшипники. Шариковый (см. рис. 5.2, д) и *роликовый упорно-радиальные подшипники* предназначены для восприятия значительной осевой и небольшой радиальной нагрузки. Этот тип подшипников

постепенно приходит на смену упорным подшипникам, прежде всего в быстроходных машинах.

Упорные подшипники. Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рис. 5.2, е) воспринимает осевые силы только в одном направлении. Подшипники одностороннего действия имеют один ряд шариков, которые находятся между двумя кольцами: так называемым «тугим кольцом», монтируемым на валу, и свободным кольцом, устанавливаемым в корпусе. Подшипники двухстороннего действия состоят из трех колец, среднее из которых является тугим. Предельные частоты вращения упорных подшипников ограничены и не допускают перекоса колец. Их применяют в тихоходных редукторах, поворотных устройствах и др.

Для передачи больших осевых усилий существуют конструкции упорно-радиальных многорядных подшипников с числом рядов до 15–20 (рис. 5.8). Наружные и внутренние кольца подшипников имеют беговые дорожки в форме конических скосов. Каждый ряд разделен дистанционными кольцами. Они используются в оборудовании для бурения нефтяных и других скважин.

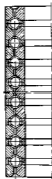


Рис. 5.8. Многорядный радиально-упорный подшипник

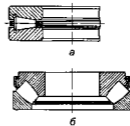


Рис. 5.9. Упорные роликоподшипники:
а — с коническими роликами;
б — со сферическими роликами

Упорные роликоподшипники с цилиндрическими роликами пригодны для очень низкой частоты вращения, но они воспринимают значительные осевые и ударные нагрузки в жестких опорах с небольшими габаритными размерами. В *упорных роликоподшипниках с коническими роликами* вершины конусов обычно пересекаются в одной точке на оси подшипника (рис. 5.9, а). Для низкой частоты вращения или колебательных движений подшипник можно использовать без сепаратора, для средней частоты вращения применяют сепараторы. Данные подшипники имеют большую грузоподъемность. В *упорных роликоподшипниках со сферическими роликами* (рис. 5.9, б) нагрузка передается под углом относительно оси подшипника, поэтому они воспринимают значительную радиальную нагрузку. Имеют сравнительно высокую частоту вращения. Их применяют в компрессорах, масляных насосах, нефтяном оборудовании.

5.3. КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

Подшипниковые узлы, кроме собственно подшипников, включают в себя корпус с крышками, устройства для крепления колец, защитные, уплотнительные устройства и др. Они фиксируют вал в радиальном и осевом направлении, предохраняют тела качения от зацемяления, обеспечивают возможность регулировки зубчатых зацеплений и зазоров в самих подшипниках как при монтаже, так и в процессе эксплуатации, обеспечивают удержание смазочного материала, предохраняют подшипник от пыли и влаги.

Крепление подшипников на валах. На рисунке 5.10 приведены способы крепления подшипников на валу, которые применяют при нагружении вала значительной осевой силой в обоих направлениях. Надежное крепление подшипника осуществляют *круглой шлицевой гай-*

кой (рис. 5.10, а), которую от самопроизвольного отвинчивания стопорят многолапчатой шайбой. Стопорная шайба имеет один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а один из ее наружных выступов отгибают в шлиц гайки.

Надежно и достаточно просто крепление *концевой шайбой* (рис. 5.10, б). При этом штифт фиксирует шайбу от поворота относительно вала. Концевые шайбы центрируют либо по отверстию подшипника (рис. 5.10, в), либо по валу (рис. 5.10, г).

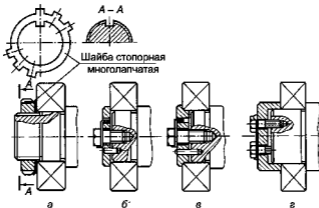


Рис. 5.10. Крепление подшипников на валах: а – круговой шлицевой гайкой; б, в, г – концевой шайбой

Достаточно часто встречается способ крепления подшипников с помощью *пружинных упорных плоских колец* (рис. 5.11). Так как при установке упорного кольца возможно возникновение зазора, то его устраняют компенсаторным кольцом, установленным между упорным кольцом и подшипником. Пружинное упорное плоское кольцо может воспринимать значительную осевую нагрузку.

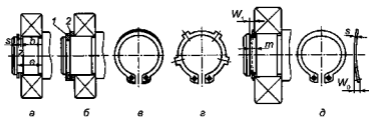


Рис. 5.11. Крепление подшипников на валах пружинными упорными плоскими кольцами: *а* – установочные размеры кольца; *б* – постановка дополнительного компенсаторного кольца 2; *в, г, д* – форма колец

Создание упорных заплечиков на валу. Чтобы внутреннее кольцо подшипника было установлено на валу точно, без перекоса, его необходимо поджимать при сборке к заплечику вала или к торцу детали, установленной на валу. Если по каким-либо причинам не удастся создать заплечик вала требуемой высоты, то используют следующие варианты:

- между заплечиком вала и кольцом подшипника ставят промежуточное кольцо необходимой высоты (рис. 5.12, *а*);
- создают заплечик установкой пружинного упорного плоского кольца в канавку вала (рис. 5.12, *б*);
- устанавливают дополнительное кольцо 1, улучшающее контакт подшипника с пружинным кольцом (рис. 5.12, *в*);
- на канавку на валу устанавливают два полукольца Г-образного или прямоугольного сечения 2, которые от выпадения удерживают внутреннее кольцо подшипника (рис. 5.12, *г*), пружинное кольцо (рис. 5.12, *д*), неразъемное кольцо (рис. 5.12, *е, ж*).

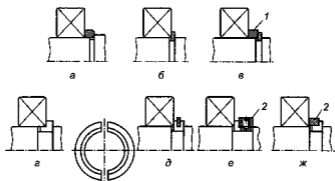


Рис. 5.12. Конструктивное оформление упорных заплечиков на валу

Крепление подшипников в корпусе. Наиболее распространенные способы крепления подшипников в корпусе показаны на рисунке 5.13.

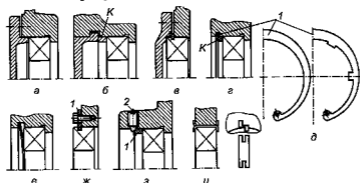


Рис. 5.13. Способы крепления подшипников качения в корпусе:
а – привертной крышкой; *б* – закладной крышкой;
в, г, д – пружинным упорным плоским кольцом; *е* – пружинным изогнутым стопорным кольцом; *ж, з* – установочными винтами;
и – пластиной с разводными концами; *К* – упорное пружинное кольцо; *1* – конструкция кольца; *2* – стопорный винт

Достаточно простой и надежный способ закрепления подшипника в корпусе – привертной или закладной крышкой. Также для этого могут использовать пружин-

ное упорное плоское кольцо, установочные винты, пластины с разводными концами.

Все приведенные способы крепления подшипника в корпусе практически равноценны.

Долговечность подшипников качения определяется величиной и характером нагрузки, точностью изготовления, правильной посадкой на вал и в отверстие корпуса, качеством монтажа.

5.4. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ

При установке или демонтаже подшипников на вал и в корпус обязательным является выполнение следующего условия: *осевую силу необходимо прикладывать непосредственно к тому кольцу, которое напрессовывают или снимают. Недопустимо силу при монтаже или демонтаже подшипника передавать через тела качения.*

На рисунке 5.14 показаны возможные способы установки подшипников.

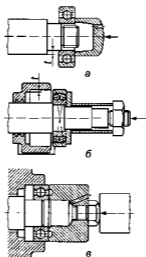


Рис. 5.14. Способы монтажа подшипников: *а* – на вал; *б* – в корпус; *в* – на вал и в корпус одновременно; *t* – размер упорного бурта

Для демонтажа подшипников используют винтовые съемники с двумя (рис. 5.15, а) или тремя (рис. 5.15, б, в) откидными тягами.

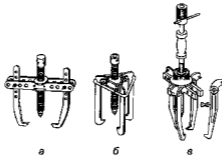


Рис. 5.15. Винтовые съемники: а – с двумя тягами; б, в – с тремя тягами

При удалении подшипника из корпуса его нужно захватить за наружное кольцо, а при снятии с вала – за внутреннее (рис. 5.16).

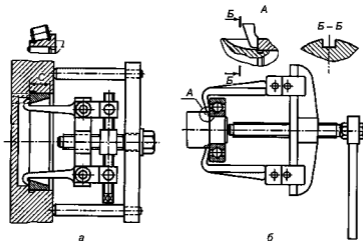


Рис. 5.16. Установка винтового съемника: а – при удалении из корпуса; б – при снятии с вала; С – ширина подшипника

5.5. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ

Назначение полей допусков вала и отверстия в корпусе при установке подшипников качения. В зависимости от точности изготовления и сборки для различных типов подшипников установлены соответствующие категории и классы точности (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Категории и классы точности подшипников

Категория	Класс точности									Дополнительные требования
	8	7	0	6X	6	5	4	2	T	
A	-	-	-	-	-	+	+	+	+	По уровню вибраций По форме поверхности По одному из перечисленных в стандарте параметров (на выбор)
B	-	-	+	+	+	+	-	-	-	По одному из перечисленных в стандарте параметров (на выбор)
C	+	+	+	-	+	-	-	-	-	Не предъявляются

Дополнительные технические требования к подшипникам качения устанавливаются тремя категориями: A, B, C.

Обозначение подшипников категорий A и B; A125-205, где A – категория; 1 – ряд момента трения; 2 – группа радиального зазора; 5 – класс точности; 205 – номер подшипника.

Обозначение подшипников категории C (в обозначении категорию C не указывают):

6-205, где 6 – 6-й класс точности; 205 – номер подшипника;

205, где 205 – номер подшипника; класс точности *нормальный* (в обозначении не указывают).

На рисунке 5.17 показаны схемы расположения рекомендуемых полей допусков посадочных размеров для подшипников классов точности *нормальный* и 6. Из них

видно, что поля допусков для внутреннего и наружного колец подшипника качения расположены одинаково относительно нулевой линии, верхнее отклонение равно 0, нижнее – отрицательное.

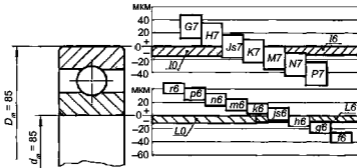


Рис. 5.17. Схемы расположения рекомендуемых полей допусков посадочных размеров внутренних и наружных колец подшипника

Валы с полями допусков $r6$, $p6$, $n6$, $m6$, $k6$ при сопряжении с внутренним кольцом подшипника обеспечивают посадки с натягом.

Вследствие повышенных требований к форме посадочных поверхностей подшипников стандартом устанавливаются следующие поля допусков:

1. Поля допусков на средние диаметры D_m и d_m , которые ограничивают значения средних диаметров колец, равных $D_m = (D_{\max} + D_{\min})/2$ и $d_m = (d_{\max} + d_{\min})/2$, где D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min} выбираются соответственно из ряда измерений в разных сечениях наружного и внутреннего диаметров. Обозначаются поля допусков, например, у подшипников нулевого класса – 10 для наружного кольца и $L0$ – для отверстия внутреннего кольца (см. рис. 5.17).

2. Поля допусков для ограничения самих D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min} , значения которых больше на величину допустимой погрешности формы.

При выборе полей допусков на вал и отверстие под внутреннее и наружное кольца подшипника необходимо учитывать следующее:

- класс точности подшипника качения;
- вид нагружения колец подшипника;
- тип подшипника;
- режим работы подшипника;
- геометрические размеры подшипника.

Практикой установлено, что соединение с валом или корпусом колец, вращающихся относительно нагрузки, должно быть осуществлено обязательно с натягом, исключающим проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали и, как следствие, развальцовку посадочных поверхностей и контактную коррозию.

Посадки неподвижных относительно нагрузки колец назначают более свободными, допускающими наличие небольшого зазора, так как обкатывание кольцами сопряженных деталей в этом случае не происходит. Нерегулярное проворачивание невращающегося кольца полезно, так как при этом изменяется положение его зоны нагружения. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях валов.

Подшипник является основным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Требуемые посадки в соединении подшипника качения получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала и отверстия в корпусе.

Влияние класса точности подшипника качения на выбор посадок. Как видно из схем полей допусков (см. рис. 5.17), для подшипников классов точности *нормальный* и *6* рекомендуемый набор полей допусков посадочных поверхностей одинаков. Для более высоких

классов точности подшипников качения набор полей допусков посадочных поверхностей несколько изменяется, в частности, применяются поля допусков более точных квалитетов.

Влияние вида нагружения колец подшипника на выбор посадок. Вид нагружения кольца подшипника качения существенно влияет на выбор его посадки. Рассмотрим типовые схемы механизмов и особенности работы подшипников в них.

Первая типовая схема. Внутренние кольца подшипников вращаются вместе с валом, наружные кольца, установленные в корпусе, неподвижны. Радиальная нагрузка P постоянна по величине и не меняет своего положения относительно корпуса (рис. 5.18, а).

В этом случае внутреннее кольцо воспринимает радиальную нагрузку P последовательно всей окружностью дорожки качения, такой вид нагружения кольца называется *циркуляционным*. Наружное кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку лишь ограниченным участком окружности дорожки качения, такой характер нагружения кольца называется *местным* (рис. 5.18, б).

Дорожки качения внутренних колец подшипников изнашиваются равномерно, а наружных – только на ограниченном участке.

При назначении посадок подшипников качения существует правило: *кольца, имеющие местное нагружение, устанавливаются с возможностью их проворота с целью более равномерного износа дорожек качения; при циркуляционном нагружении, напротив, кольца сажают по более плотным посадкам.*

Рекомендуемые посадки для подшипников классов точности *нормальный* и *6* приведены в таблице 5.2.

Пример выбора посадок представлен на рисунке 5.18, в.

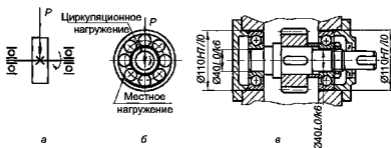


Рис. 5.18. Первая типовая схема нагружения подшипников:
 а – схема нагружения; б – вид нагружения;
 в – пример выбора посадки

Таблица 5.2

**Рекомендуемые посадки наружного
и внутреннего колец подшипников**

Вид кольца	Вид нагружения	Рекомендуемые посадки
Внутреннее кольцо, посадка на вал	Циркуляционное	$\frac{L0}{n6}$, $\frac{L0}{m6}$, $\frac{L0}{k6}$, $\frac{L0}{js6}$, $\frac{L6}{n6}$, $\frac{L6}{m6}$, $\frac{L6}{k6}$, $\frac{L6}{js6}$
	Местное	$\frac{L0}{js6}$, $\frac{L0}{k6}$, $\frac{L0}{g6}$, $\frac{L0}{f6}$, $\frac{L6}{js6}$, $\frac{L6}{k6}$, $\frac{L6}{g6}$, $\frac{L6}{f6}$
	Колебательное	$\frac{L0}{js6}$, $\frac{L6}{js6}$
Наружное кольцо, посадка в корпус	Циркуляционное	$\frac{N7}{10}$, $\frac{M7}{10}$, $\frac{K7}{10}$, $\frac{P7}{10}$, $\frac{N7}{16}$, $\frac{M7}{16}$, $\frac{K7}{16}$, $\frac{P7}{16}$
	Местное	$\frac{H7}{10}$, $\frac{H7}{16}$
	Колебательное	$\frac{Js7}{10}$, $\frac{Js7}{16}$

Примечания.

1. Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются при осевой регулировке колец радиально-упорных подшипников.

2. При регулируемом наружном кольце с циркуляционным нагружением радиально-упорных подшипников рекомендуются посадки $\frac{Js7}{10}, \frac{Js7}{16}$.

3. Таблица дана в сокращении.

Вторая типовая схема. Наружные кольца подшипников вращаются вместе с зубчатым колесом. Внутренние кольца подшипников, посаженные на ось, остаются неподвижными относительно корпуса. Радиальная нагрузка P постоянна по величине и не меняет своего положения относительно корпуса (рис. 5.19, а).

В этом случае наружное кольцо воспринимает радиальную нагрузку P последовательно всей окружностью дорожки качения, т. е. имеет циркуляционное нагружение. Внутреннее кольцо подшипника воспринимает радиальную нагрузку лишь ограниченным участком окружности дорожки качения, т. е. имеет местное нагружение (рис. 5.19, б).

Рекомендуемые посадки для подшипников классов точности 0 и 6 приведены в таблице 5.2.

Пример выбора посадок представлен на рисунке 5.19, в.

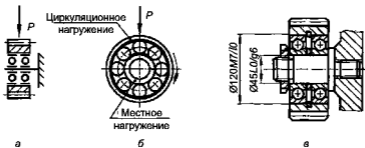


Рис. 5.19. Вторая типовая схема нагружения подшипников:
а – схема нагружения; б – вид нагружения;
в – пример выбора посадки

Третья типовая схема. Внутренние кольца подшипников вращаются вместе с валом, наружные кольца, установленные в корпусе, неподвижны. На кольца действуют две радиальные нагрузки: одна постоянна по величине и по направлению P , другая, центробежная P_c , вращается вместе с валом (рис. 5.20, а).

Равнодействующая сил P и P_c совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления действия силы P . На рисунке 5.20, б штриховыми линиями показано последовательное изменение положения эпиюры нагружения наружного кольца подшипника на ограниченном участке дорожки качения, которая смещается справа налево и меняется по величине. Такой режим нагружения кольца называется *колебательным*.

Внутреннее кольцо воспринимает суммарную радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения, т. е. имеет циркуляционное нагружение.

Рекомендуемые посадки приведены в таблице 5.2.

Пример выбора посадок представлен на рисунке 5.20, в.

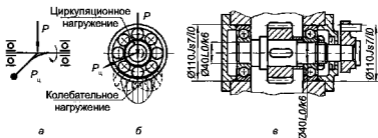


Рис. 5.20. Третья типовая схема нагружения подшипников:
 а – схема нагружения; б – вид нагружения;
 в – пример выбора посадки

Влияние типа подшипника на выбор посадок. Тип подшипника оказывает определенное влияние на выбор

посадки. Выше был рассмотрен выбор посадок для подшипников радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых.

Для тугих колец упорных шариковых и роликовых подшипников применяются посадки $L0/js6$ или $L6/js6$ (рис. 5.21).

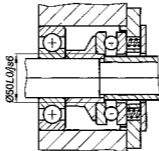


Рис. 5.21. Пример обозначения посадки подшипника

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите классы точности подшипников качения.
2. Назовите составляющие элементы, входящие в условное обозначение подшипников.
3. Дайте разъяснения цифр и букв, входящих в условное обозначение подшипников качения.
4. Дайте характеристику и приведите примеры конструкции радиальных подшипников качения.
5. Дайте характеристику и приведите примеры конструкции радиально-упорных подшипников качения.
6. Дайте характеристику и приведите примеры конструкции упорно-радиальных подшипников качения.
7. Дайте характеристику и приведите примеры конструкции упорных подшипников качения.

8. Опишите возможные способы крепления подшипников качения на валах.
9. Опишите возможные способы крепления подшипников качения в корпусах.
10. Расскажите о назначении полей допусков вала и отверстия в корпусе при установке подшипников качения.
11. Опишите влияние класса точности и типа подшипника на выбор посадок.
12. Опишите влияние вида нагружения колец подшипника на выбор посадок.

6. ДОПУСКИ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

6.1. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения применяют для передачи вращающего момента между валом и ступицей (например, ступицей зубчатого колеса, шкива, маховика и т. п.) с помощью специальной детали – *шпонки*. Шпоночные соединения подразделяют на ненапряженные, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками (рис. 6.1), и *напряженные*, осуществляемые клиновыми шпонками (рис. 6.2).

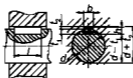


Рис. 6.1. Шпоночное соединение призматической шпонкой:
 b – ширина шпонки; t_1 – глубина врезания шпонки в вал; t_2 – глубина врезания шпонки в ступицу

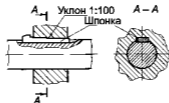


Рис. 6.2. Шпоночное соединение клиновой шпонкой

Различают *неподвижные* и *подвижные* шпоночные соединения. В неподвижных соединениях ступица не может перемещаться по валу в осевом направлении, у по-

движных соединений ступица может перемещаться по валу во время работы. Длинные направляющие шпонки крепят к валу винтами. В машиностроении основное пространство имеют ненапряженные неподвижные шпоночные соединения как более простые в изготовлении. В напряженных шпоночных соединениях используют клиновые шпонки, вызывающие небольшое радиальное смещение ступицы относительно вала.

Призматические шпонки стандартизованы (ГОСТ 23360-78).

Соединения призматическими шпонками имеют наибольшее распространение. Стандартизованы обыкновенные и высокие призматические шпонки. Последние обладают повышенной несущей способностью, их применяют тогда, когда закрепляемые детали (ступицы) имеют малую длину. Момент передается узкими боковыми гранями шпонок.

По форме торцов различают шпонки трех исполнений. Шпонки с закругленными торцами (исполнение 1) обычно размещают на валу в пазах, обработанных концевой фрезой (рис. 6.3, а); плоские торцы шпонок (исполнения 2 и 3) помещают вблизи деталей (концевые шайбы, кольца и т. д.), препятствующих осевому перемещению шпонок (рис. 6.3, б). Пазы обрабатывают дисковой фрезой, что более технологично и дает меньшую концентрацию напряжений у вала.

Для разных ступеней одного и того же вала рекомендуется назначать одинаковые шпонки по сечению исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз. Для предохранения от осевого смещения деталей, закрепленных на валу призматическими шпонками, применяют распорные втулки, установочные винты и др.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу используют в подвижных в осевом направлении соединениях. Эти шпонки отличаются от обыкновенных большей длиной.

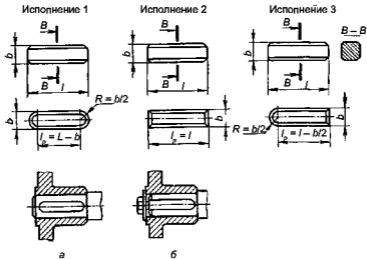


Рис. 6.3. Конструктивные параметры призматических шпонок различных исполнений

Соединения сегментными шпонками (рис. 6.4) являются разновидностью соединений призматическими шпонками. Сегментные шпонки (пластины в виде сегмента), так же, как и призматические, «работают» боковыми гранями. Эти шпонки и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже (шпонки свободно вставляются в паз), взаимозаменяемы. Глубокая посадка шпонки предохраняет ее от выворачивания под нагрузкой. Однако глубокий паз существенно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют для передачи небольших вращающих моментов или лишь для фиксации элементов соединения.

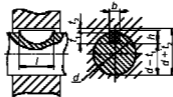


Рис. 6.4. Шпоночное соединение сегментной шпонкой

Соединения клиновыми шпонками (см. рис. 6.2). Клиновые шпонки представляют собой односкосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100, которые ударами молотка забивают в пазы вала и ступицы. При этом создается напряженное соединение, передающее как вращающий момент, так и осевую силу и препятствующее относительному смещению детали вдоль вала. Рабочими поверхностями клиновых шпонок являются верхняя и нижняя широкие грани. По боковым граням имеется зазор. При запрессовке клиновой шпонки происходит радиальное смещение ступицы по отношению к валу и перекос детали, что является причиной ее торцового биения. Из-за этих недостатков, а также из-за трудности обработки паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, применение клиновых шпонок ограничено. Их используют в основном в тихоходных передачах.

Размеры сечений призматической шпонки (ширину b и высоту h) выбирают в зависимости от диаметра d вала по ГОСТ 23360-73 (табл. 6.1). Длину шпонки конструктивно принимают на 5–10 мм меньше длины ступицы и согласовывают со стандартом (длины шпонок l выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100...500 мм).

Таблица 6.1

Размеры сечений призматической шпонки

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	ступицы t_2
	Размер, мм			
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4
» 10 » 12	4	4	2,5	1,8
» 12 » 17	5	5	3,0	2,3
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8
» 22 » 30	8	7	4,0	3,3

Окончание табл. 6.1

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	ступицы t_2
	Размер, мм			
• 30 • 38	10	8	5,0	3,3
• 38 • 44	12	8	5,0	3,3
• 44 • 50	14	9	5,5	3,8
• 50 • 58	16	10	6,0	4,3
• 58 • 65	18	11	7,0	4,4

Размеры сечений сегментных шпонок (см. рис. 6.4) ширину b , высоту h , длину шпонки l и глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071-97.

При сборке шпонки, вала и втулки необходима взаимозаменяемость. Наиболее важным является соединение втулки и вала по размеру b , т. е. по ширине шпонки и канавок (пазов) вала и втулки.

Размеры, допуски, посадки и предельные отклонения соединений с призматическими шпонками установлены ГОСТ 23360-78.

Основные параметры шпонок и шпоночных пазов в соединениях с призматическими шпонками показаны на рисунке 6.5.

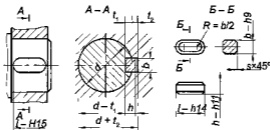


Рис. 6.5. Основные обозначения параметров соединений с призматическими шпонками

Стандартом установлены поля допусков по ширине шпонки и шпоночных пазов для свободного, нормального и плотного соединений (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Поля допусков по ширине шпонок

Элемент соединения	Поле допуска размера b при соединении		
	свободном	нормальном	плотном
Ширина шпонки	$h9$	$h9$	$h9$
Ширина паза на валу	$H9$	$N9$	$P9$
Ширина паза на втулке	$D10$	J_s9	$P9$

В таблице 6.3 приведены размеры пазов и шпонок, предусмотренные ГОСТ 23360-73.

Таблица 6.3

Размеры пазов и шпонок

Диаметр вала d , мм	Номинальный размер шпонки, мм		Номинальный размер паза, мм				
	$b \times h$	Фаска S		Глубина		Радиус r	
		max	min	на валу t_1	на втулке t_2	max	min
Свыше 30 до 38	10×8			5,0	3,3		
» 38 » 44	12×8			5,0	3,3		
» 44 » 50	14×9	0,60	0,40	5,5	3,8	0,40	0,25
» 50 » 58	16×10			6,0	4,3		
» 58 » 65	18×11			7,0	4,4		
» 65 » 75	20×12			7,5	4,9		
» 75 » 85	22×14			9,0	5,4		
» 85 » 95	25×14	0,80	0,60	9,0	5,4	0,60	0,40
» 95 » 110	28×16			10,0	6,4		
» 110 » 130	32×18			11,0	7,4		
» 130 » 150	36×20			12,0	8,4		
» 150 » 170	40×22			13,0	9,4		
» 170 » 200	45×25	1,2	1,00	15,0	10,4	1,0	0,7
» 200 » 230	50×28			17,0	11,4		

Примечания.

1. Длина шпонок должна выбираться из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220.
2. Материал – сталь с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м^2 (60 кгс/мм^2).
3. На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) и для втулки $d + t_2$.
4. В технически обоснованных случаях (пустотелые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. п.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок.
5. Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 (с радиусом закруглений $R = b/2$) с размерами $b = 18 \text{ мм}$, $h = 11 \text{ мм}$, $l = 100 \text{ мм}$: Шпонка 18×11×100 (ГОСТ 23360-78).

Предельные отклонения и посадки шпоночных соединений. Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных полей допусков. Рекомендуемые посадки показаны на рисунке 6.6.

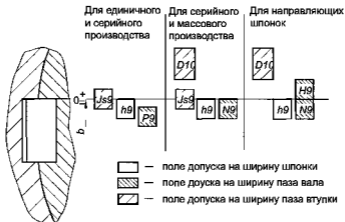


Рис. 6.6. Рекомендуемые посадки шпоночных соединений

Предельные отклонения на глубину пазов приведены в таблице 6.4.

Таблица 6.4

Предельные отклонения на глубину пазов шпонок

Высота шпопки h , мм	Предельные отклонения на глубину паза на валу t_1 (или $d - t_1$) и во втулке t_2 (или $d + t_2$), мм	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
От 2 до 6	+0,1	0
От 6 до 18	+0,2	0
От 18 до 50	+0,3	0

Простановка посадок шпоночного соединения показана на рисунке 6.7.

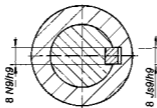


Рис. 6.7. Простановка посадок шпоночного соединения

6.2. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевые соединения вал-ступица (рис. 6.8) представляют собой соединения, образуемые выступами – зубьями на валу, входящими во впадины (шлицы) соответствующей формы в ступице. Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены как одно целое с валом.

По сравнению со шпоночными, шлицевые соединения имеют следующие преимущества:

- большую несущую способность при одинаковых габаритах благодаря значительно большей рабочей поверх-

ности и равномерному распределению давления по высоте зубьев;

- большую усталостную прочность вала;
- лучшее центрирование детали на валу и лучшее направление при передвижении вдоль вала.

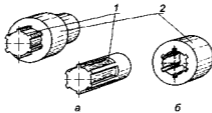


Рис. 6.8. Шлицевое соединение (а) и его детали (б):
1 – вал шлицевой; 2 – ступица со шлицами

Различают шлицевые соединения неподвижные и подвижные с возможностью перемещения деталей вдоль оси под нагрузкой или без нее (например, шлицевые соединения сверлильных шпинделей станков, карданных валов автомобилей и др.). Шлицевые (зубчатые) соединения стандартизованы. Стандартами установлены число и размеры шлицев (зубьев), а также допуски на их размеры.

В машиностроении применяют прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицы.

В настоящее время наиболее распространены давно применяемые прямобочные шлицевые соединения (около 80 %) по ГОСТ 1139-80. В поперечном сечении профиль прямобочных шлицев (рис. 6.9) очерчивается окружностью выступов зубьев D , окружностью впадин d и прямыми, определяющими постоянную толщину зубьев b . Соединения с прямобочными шлицами выполняют с центрированием по наружному диаметру D (рис. 6.9, а), по внутреннему диаметру d (рис. 6.9, б) и по боковым граням b (рис. 6.9, в).

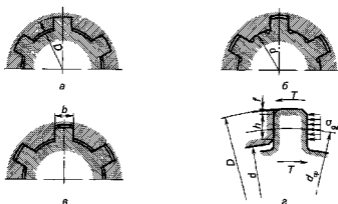


Рис. 6.9. Виды центрирования прямоугольных шлицевых соединений: а – по наружному диаметру; б – по внутреннему диаметру; в – по боковым граням шлицев; г – форма прямоугольного шлица

При выборе способа центрирования руководствуются величиной и характером нагрузки на соединение, требованиями по точности центрирования деталей соединения. Несущую способность шлицевых соединений и износостойкость шлицев можно значительно увеличить повышением твердости рабочей поверхности (боковых граней) шлицев путем закалки их до высокой твердости. Однако после закалки происходит искажение сопрягаемых поверхностей, которое можно устранить лишь последующим шлифованием, что не всегда можно выполнить. Наружное шлифование шлицевых валов по диаметру D выполняется легко; более сложно шлифовать отверстия в ступицах по диаметру d и боковые грани зубьев шлицевых валов; невозможно шлифовать боковые грани шлицев и впадины между шлицами по диаметру D у ступиц.

В зависимости от числа шлицев (зубьев) ($z = 6-20$) и их высоты ГОСТ 1139-80 предусматривает три серии прямоугольных соединений для валов с $d = 11-112$ мм: *легкую*, *среднюю* и *тяжелую* (табл. 6.5).

С переходом от легкой к средней и тяжелой сериям при одном и том же внутреннем диаметре d увеличивают

наружный диаметр D и число зубьев z , что повышает несущую способность соединений. Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, тяжелая – для неподвижных и подвижных при передаче больших крутящих моментов.

Таблица 6.5

**Прямобоочные шлицевые соединения
(выборка из ГОСТ 1139-80)**

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	Ширина зубьев, b	S_z , мм ² /мм (ГОСТ 21425-75)
Легкая	6×23×26	6	66
	6×26×30	6	118
	6×28×32	7	126
	8×32×36	6	163
	8×36×40	7	182
	8×42×46	8	211
	8×46×50	9	230
	8×52×58	10	440
	8×56×62	10	472
Средняя	6×23×26	6	145
	6×26×32	6	191
	6×28×34	7	205
	8×32×38	6	308
	8×36×42	7	343
	8×42×48	8	396
	8×46×54	9	600
	8×52×60	10	672
	8×56×65	10	854
Тяжелая	10×23×29	4	312
	10×26×32	4	319
	10×28×35	4	426
	10×32×40	5	576
	10×36×45	5	749
	10×42×52	6	978
	10×46×56	7	1020
	16×52×60	5	1340
	16×56×65	5	1690

Более перспективны *соединения с эвольвентными зубьями (шлицами)*. Их выполняют с центрированием по боковым, рабочим поверхностям (рис. 6.10, *а*) или по наружному диаметру (рис. 6.10, *б*); наиболее распространен первый способ центрирования из-за простоты его получения. Профиль эвольвентных шлицев очерчивается, как и профиль зубьев эвольвентных зубчатых колес, окружностью вершин, окружностью впадин и эвольвентами с углом зацепления 30° (у зубчатых колес 20°) при уменьшенной высоте зуба $h = t$ (у зубчатых колес $h = 2,25t$). Размеры эвольвентных шлицев определяются по ГОСТ 6033-30.

Шлицевые соединения треугольного профиля (рис. 6.10, *в*) применяют иногда при стесненных габаритах в радиальном направлении. Эти соединения центрируют по боковым сторонам зубьев. В основном их используют в кинематических (приборных) механизмах. При необходимости беззазорного соединения применяют конические соединения треугольного профиля с конусностью 1:16 на валу.

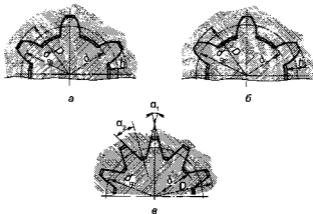


Рис. 6.10. Виды центрирования эвольвентных шлицевых соединений (*а, б*) и шлицевое соединение треугольного профиля (*в*)

Номинальные размеры основных параметров и число зубьев шлицевых соединений общего назначения с пря-

мобочным профилем зубьев, параллельных оси соединения, изображены на рисунке 6.11.

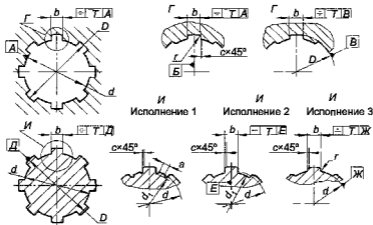


Рис. 6.11. Размеры основных параметров и число зубьев шлицевых соединений

Центрирование по D рекомендуется при повышенных требованиях к соосности элементов соединения, когда твердость втулки не слишком высока и допускает обработку чистой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и шлифуется по наружному диаметру D . Применяется такое центрирование в подвижных и неподвижных соединениях.

Центрирование по d применяется в тех же случаях, что и центрирование по D , но при твердости втулки, не позволяющей обрабатывать ее протяжкой. Такое центрирование является наименее экономичным.

Центрирование по b используют, когда не требуется высокой точности центрирования, при передаче значительных крутящих моментов.

Посадки шлицевых соединений с прямобоковым профилем зуба. По ГОСТ 1139-80 установлены допуски

и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба для различных способов центрирования.

Допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента приведены в таблице 6.6.

Таблица 6.6

Допуски симметричности боковых сторон шлицев

b , мм	2,5; 3	3,5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
Допуск симметричности, мм	0,01	0,012	0,015	0,018

Условные обозначения шлицевых прямобочных соединений. Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по D показан на рисунке 6.12.

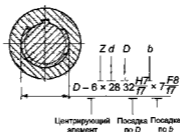


Рис. 6.12. Обозначения шлицевого соединения

Посадки шлицевых эвольвентных соединений.



В шлицевых соединениях с эвольвентным профилем зубьев применяются следующие способы относительного центрирования вала и втулки: по боковым поверхностям зубьев s , e ; по наружному диаметру D ; допускается также центрирование по внутреннему диаметру.

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

ГОСТ 6033-30 установлены допуски и посадки для различных способов центрирования. Примеры выбора посадок приведены в таблице 6.7.

Таблица 6.7

Выбор посадок шлицевых эвольвентных соединений

Чертеж сопряжения						
	s(e)			D		
Центрирующий элемент	s(e)			D		
Посадка	По D (d_s, D_s)	По s(e)	По D (d_s, D_s)	По D	По s(e)	По D_s, d_s
Подвижное сопряжение	$D_s - H16$	$\frac{9H}{9g} \frac{9H}{9k}$	$D_s - H11$	$\frac{H7}{f7} \frac{H7}{g6}$	$\frac{9H}{9g} \frac{9H}{9k}$	$D_s - H11$
Неподвижное сопряжение	$d_s - h12$	$\frac{7H}{8k} \frac{7H}{7n}$	$d_{f_{max}} - h16$	$\frac{H7}{js6} \frac{H7}{nb}$		$d_{f_{max}} - h16$

Пример условного обозначения шлицевых эвольвентных соединений показан на рисунке 6.13.

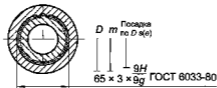


Рис. 6.13. Обозначения шлицевых эвольвентных соединений

Условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения включает номинальный диаметр соединения D , модуль m , обозначение посадки соединения, помещаемое после размеров центрирующих элементов, и номер стандарта. Например, запись $50 \times 2 \times 9H/9g$ (ГОСТ 6033-80) означает, что $D = 50$ мм, $m = 2$ мм, центрирование по боковым сторонам с посадкой $9H/9g$; при центрировании по наружному диаметру: $50 \times H7/g6 \times 2$ (ГОСТ 6033-80); при центрировании по внутреннему диаметру: $150 \times 2 \times H7/g6$ (ГОСТ 6033-30).

Измерение и контроль деталей шлицевого соединения. Основным видом контроля в стандартах на шлицевые соединения является комплексный проходной калибр, с помощью которого обеспечивается собираемость по размерам элементов соединения и их расположению. При этом имеется в виду, что параметры по непроходному пределу проверяются с помощью измерительных приборов или непроходными калибрами.

Измерение диаметров элементов шлицевых соединений не отличается от измерения гладких деталей. При этом измерение положения шлицев по окружности производится так, как и измерение шагов у зубчатых колес. Иногда для измерения расположения поверхностей и измерения прямолинейности шлицев изготавливаются специальные приспособления.

Контрольные вопросы и задания

1. Охарактеризуйте соединения призматическими шпонками по ГОСТ 23360-78.
2. Охарактеризуйте соединения сегментными шпонками по ГОСТ 24071-97.
3. Объясните сущность полей допусков по ширине шпонок.
4. Объясните сущность предельных отклонений на глубину пазов шпонок.
5. Изобразите постановку посадок шпоночного соединения.
6. Охарактеризуйте прямобочные шлицевые соединения по ГОСТ 1139-80.
7. Охарактеризуйте соединения с эвольвентными шлицами по ГОСТ 6033-80.
8. Охарактеризуйте способы центрирования шлицевых соединений.
9. Раскройте структуру условных обозначений прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений.
10. Приведите примеры посадок шлицевых соединений.

7. ДОПУСКИ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ УГЛОВ И ГЛАДКИХ КОНУСОВ

7.1. НОРМАЛЬНЫЕ УГЛЫ И КОНУСНОСТИ¹

Анализ конфигураций деталей, используемых в различных конструкциях машин и приборов, показывает, что достаточно часто их поверхности располагаются под некоторым углом, отличным от прямого. Нормирование такого расположения осуществляется через угловые размеры. Числовые размеры можно условно разделить на нормальные углы общего назначения и специальные углы, т. е. углы, размеры которых связаны расчетными зависимостями с другими принятыми линейными и угловыми размерами в силу специфических эксплуатационных или технологических требований [11].

ГОСТ 8908-81 устанавливает три ряда нормальных углов для первой группы углов, к которой относятся фаски, скосы, наклонные поверхности, штамповочные и литейные уклоны. Согласно принципу предпочтительности, первый ряд имеет приоритет перед вторым, второй перед третьим (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Ряды нормальных углов

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
0°				10°				70°
		0°15'			12°		75°	
	0°30'		15°					80°
		0°45'			18°			85°

¹ При разработке п. 7.1–7.4 частично использован материал из книги Соломахо, В.Л. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения / В.Л. Соломахо, Б.В. Цитович. Минск, 2004.

Окончание табл. 7.1

Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3
	1°			20°		90°		
		1°30'			22°			100°
	2°				25°			110°
		2°30'	30°			120°		
	3°				35°			135°
	4°			40°				150°
5°			45°					165°
	6°				50°			180°
	7°				55°			270°
	8°		60°					360°
		9°			65°			

Термины и определения, относящиеся к поверхностям и элементам деталей, имеющим угловые размеры, установлены ГОСТ 25548-82.

Ниже перечислены некоторые из них.

Под *прямой круговой конической поверхностью* (конической поверхностью или конусом) понимают поверхность вращения, образованную прямой образующей, вращающейся относительно оси и пересекающей ее.

Конус – обобщенный термин, под которым в зависимости от конкретных условий понимают коническую поверхность, коническую деталь или конический элемент детали. Различают *наружный* и *внутренний* конусы (рис. 7.1). Параметры наружных конусов помечают индексом *e*, внутренних – индексом *i*.

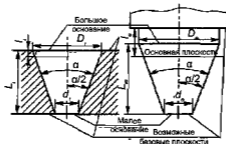


Рис. 7.1. Параметры внутренних и наружных конусов

Под *основаниями конуса* понимают окружности, образованные пересечением конической поверхности с плоскостями, перпендикулярными оси и ограничивающими ее в осевом направлении.

Основной плоскостью называют плоскость поперечного сечения конуса, в котором задается его номинальный диаметр. *Базовой плоскостью* является плоскость, перпендикулярная оси конуса и служащая для определения осевого положения основной плоскости или осевого положения данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса.

Перечисленные элементы конусов обозначаются так:

диаметры поперечных сечений конусов: большого основания – D ; малого – d ; заданного сечения – D_s (в котором задан допуск), произвольно расположенного – d_s ;

длина конусов – L , соединения – L_p , осевые расстояния от большого основания конуса до заданного сечения – L_s , до произвольно расположенного сечения – L_x .

Расстояние между основной и базовой плоскостями конуса называют *базорасстоянием* конуса. Базовая и основная плоскости могут совпадать.

Конические соединения (рис. 7.2) – соединения наружного и внутреннего конусов, имеющих одинаковые номинальные углы конусов, характеризуются большим диаметром D , малым диаметром d , длиной конического соединения L_p .

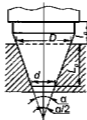


Рис. 7.2. Коническое соединение

Для призматических деталей (рис. 7.3), кроме нормальных углов, ГОСТ 8908-81 допускает применять стандартные уклоны S .

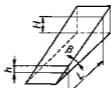


Рис. 7.3. Параметры угловых призматических деталей

Уклон представляет собой отношение перепада высот $(H - h)$ к расстоянию L между местами их измерения:

$$s = (H - h)/L = \operatorname{tg}\beta.$$

Конические соединения и отдельные конусы в осевом сечении нормируются углом конуса α и углом уклона $\alpha/2$. В большинстве случаев вместо них используют параметры: уклон c и конусность C :

$$c = \frac{D - d}{2L} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{2};$$

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

ГОСТ 8593-81 устанавливает два ряда нормальных конусностей и углов конусов (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Нормальные конусности

Исходная величина	Обозначение нормального конуса		Примерное назначение
	Ряд 1	Ряд 2	
C	1:500		Для соединений с гарантированным натягом
	1:200		
	1:100		
	1:50		

Окончание табл. 7.2

Исходная величина	Обозначение нормального конуса		Примерное назначение
	Ряд 1	Ряд 2	
С		1:30	Для неподвижных установочных соединений
	1:20		
		1:15	
		1:12	
	1:10		
		1:8	
С		1:7	Для подвижных соединений
		1:6	
	1:5		
		1:4	
α			Для конструктивного оформления деталей
	30°		
	45°		
	60°		
		75°	
	90°		
	120°		

7.2. ДОПУСКИ УГЛОВЫХ РАЗМЕРОВ И КОНИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ

Допуски углов призматических элементов и конусов с длиной стороны до 2500 мм нормированы ГОСТ 8908-81.

Устанавливается 17 степеней точности. Для указания допуска угла заданной точности к обозначению допуска угла AT добавляют номер соответствующей степени точности: $AT1, AT2...AT17$. Область применения каждой степени определяется функциональными требованиями к точности угловых размеров.

Степени точности выше 5-й используются при изготовлении угловых мер; 5-я и 6-я применяются для ко-

нусов особо высокой точности: конических элементов герметичных соединений, сменных измерительных наконечников, точных опор скольжения; 7-я и 8-я – для деталей высокой точности, требующих хорошего центрирования, конических центрирующих поверхностей валов и осей, а также сопрягаемых с ними ступиц зубчатых колес и конусных муфт при высокой точности соединений; 9...12-я – в деталях нормальной точности: направляющих планках, фиксаторах, конических элементах валов, втулок и др.; 13...15-я – для деталей пониженной точности, в стопорных устройствах и т. п.; 16-я, 17-я – для несопрягаемых угловых размеров.

Допуск угла при переходе от одной степени точности к другой изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем 1,6. Значение допуска призматической детали зависит от степени точности и длины меньшей стороны угла. Стандартом для каждой степени точности определены четыре вида допусков на угловые размеры:

AT_a – допуск угла, выраженный в угловых единицах: в микроградусах, градусах, минутах, секундах;

AT'_a – округленное значение допуска угла в градусах, минутах, секундах, например, если допуск $AT17 = 4^\circ 30' 01''$ (при интервале длин L_1 до 10 мм), то соответствующий ему допуск $AT'_a = 4^\circ$;

AT_b – допуск угла, выраженный отрезком на перпендикуляре (в микрометрах) к номинальному положению короткой стороны угла, на расстоянии L_1 от вершины этого угла;

AT_D – допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси сечениях конуса на заданном расстоянии между ними, определяется по перпендикуляру к оси конуса (рис. 7.4).

Допуски в угловых и линейных единицах связаны следующей формулой:

$$AT_b = 10^{-3} AT_a L_1,$$

где AT'_a выражается в микрометрах, AT'_a – в микро радианах; L_1 – длина стороны угла или длина образующей конуса, мм.

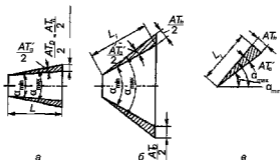


Рис. 7.4. Допуски углов и конусов

Для конусов, имеющих малые углы (при конусности $C < 1,3$ или угле конуса $\alpha \leq 19^\circ$), $AT'_D \approx AT'_A$. При больших значениях C и α :

$$AT'_D = AT'_A / \cos \alpha / 2.$$

Допуски углов конусов назначают в зависимости от длины конуса (L) с конусностью не более 1:3; в остальных случаях – в зависимости от длины образующей (Li). Допуски углов призматических элементов детали устанавливают в зависимости от номинальной длины меньшей стороны угла.

Поле допуска угла может располагаться относительно номинального размера угла так, как показано на рисунке 7.5. В случаях, когда возможно путем дальнейшей обработки исправить брак, расположение поля допуска назначается в «тело» детали (в зависимости от ее конфигурации в «+» или в «-»). Когда элемент детали, ограниченный угловым размером, исправлению не подлежит, рационально использовать симметричное расположение поля допуска.



Рис. 7.5. Схемы расположения полей допусков

Все виды допусков конуса можно нормировать двумя способами по ГОСТ 25548-82 (рис. 7.6):

1 – совместным нормированием всех видов допусков одним допуском T_D диаметра конуса в любом сечении;

2 – раздельным нормированием каждого вида допусков, а именно допуска диаметра T_D в заданном сечении, допуска угла конуса AT , допуска круглости T_{FR} и допуска прямолинейности T_{FL} образующей конуса.

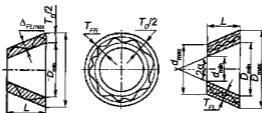


Рис. 7.6. Нормирование точности формы конических поверхностей

При выбранном качестве допуски T_D и T_{FR} определяют по номинальному диаметру большего основания конуса, а допуск T_{FL} – соответственно по номинальному диаметру в заданном сечении и длине конуса L .

7.3. ПОСАДКИ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Для конических соединений установлены посадки с зазором, натягом и переходные.

Посадки с зазором используют в подвижных соединениях.

Посадки с натягом применяют для получения герметичных соединений, а также соединений, обеспечивающих передачу крутящего момента. При этом происходит самоцентрирование деталей.

Конусные соединения обеспечивают более легкую, по сравнению с цилиндрическими соединениями, разборку, позволяют регулировать натяг в процессе эксплуатации.

Так как сопрягаемые поверхности конические, тот или иной характер соединений может быть достигнут для одной и той же пары конус-штулка за счет:

а) фиксации положения наружного и внутреннего конусов в осевом направлении путем:

- совмещения конструктивных элементов конусов;
- установки заданного осевого смещения конусов;
- установки заданного осевого расстояния между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов;

б) фиксации заданной силы запрессовки.

Нормирование точности элементов конических соединений по способу а) рекомендуется применять в посадках с фиксацией по конструктивным элементам и по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов.

Поля допусков и посадки выбирают в зависимости от способа фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

В посадках рекомендуется сочетать поля допусков диаметров наружного и внутреннего конусов одного качества, и только в технически обоснованных случаях допуск внутреннего конуса можно назначать на один или два качества менее точным.

В посадках с фиксацией по заданному смещению сопрягаемых конусов от начального положения или по заданному усилию запрессовки следует применять поля допусков от 8-го до 12-го качествен.

7.4. КОНТРОЛЬ УГЛОВ И КОНУСОВ

Объекты угловых измерений в машиностроении и приборостроении многочисленны и разнообразны. Это приводит к необходимости использования разнообразных средств измерений, различных по точности, пределам измерений, производительности и назначению.

Важнейшим признаком, по которому классифицируют средства измерений углов и конусов, является тип (вид) меры, с которой сравнивают измеряемый угол.

К *первой группе* средств относят прототипы изделий (их часто называют «жесткими мерами») в виде угловых мер.

Вторая группа измерительных средств – гониометрических – объединяет приборы и устройства, с помощью которых измеряемый угол сравнивается с соответствующими значениями встроенной в прибор угломерной круговой или дуговой (секторной) шкалы.

Третья группа – тригонометрические средства – отличается тем, что мерой, с которой сравнивают измеряемое изделие, является угол прямоугольного треугольника. Две стороны этого угла воспроизведены или измерены средствами и методами линейных измерений. Эта группа средств наиболее разнородная по пределам измерений и физическим принципам, положенным в основу их действия. В частности, к ней наряду с синусными и тангенсными устройствами, координатными приборами (в том числе автоматами для сортировки конусов) относятся также автоколлимационные и интерференционные приборы.

Классификация угломерных средств по указанным признакам позволяет изыскать закономерности, общие для средств, которые входят в данную классификационную группу, и характеризующие точность измерений.

В свою очередь приборы и устройства, входящие в каждую из групп, объединяются по физическому прин-

ципу, положенному в основу действия прибора, способу фиксации угла, конструкции и др.

При реализации метода сравнения измеряемого угла α с углом образцовой меры A в качестве меры могут быть использованы призматическая угловая мера (плитка), угольник с рабочим углом 90° и конический калибр-пробка. Сущность метода (рис. 7.7) состоит в том, что мера A , установленная в нужном положении с помощью трех жестких упоров 1 , будет приведена в это же положение и при повторной установке.

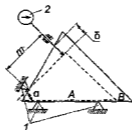


Рис. 7.7. Измерение угла сравнением с мерой

Следовательно, сколько бы раз ни устанавливали меру в это положение, индикатор 2 или другой контактный прибор для линейных измерений, измерительный накопчик которого соприкасается со стороной меры A на ее краю, должен каждый раз показывать один и тот же отсчет. Он будет показывать этот же отсчет, если вместо меры A будет установлено изделие B точно с таким же углом. Если же угол изделия отличается от угла меры, показание индикатора будет отличаться от показания при установке меры на δ .

Поскольку для данных условий измерений размер m постоянен, шкала индикатора может быть отградуирована в угловых единицах, что дает возможность определять отклонения измеряемых углов изделий непосредственно по шкале индикатора.

Алгебраическая сумма измеренного отклонения δ и действительного угла меры и составляет размер измеряемого рабочего угла.

При изготовлении различных деталей машин в качестве измерительных средств применяют угловые шаблоны с углом, который должно иметь изделие, причем в большинстве случаев изделие подгоняют по шаблону без просвета.

Касание измерительных поверхностей с изделием должно быть линейным, в связи с чем для контроля изделий, углы которых образованы плоскими гранями, шаблоны изготавливают с лекальной (закругленной малым радиусом) поверхностью одной или обеих сторон рабочего угла.

В тех случаях, когда надо установить точный угол, образованный линиями или узкими гранями, угловые плитки можно применять вместо шаблона. Шаблоны контролируют угловыми плитками, а изделия – шаблонами на просвет.

Если углы изделия и шаблоны, а также допуск измеряемого угла обеспечивают отчетливо видимый просвет, можно применять предельные шаблоны, при контроле которыми устанавливают, находится ли измеряемый угол в пределах допускаемых значений.

Рабочие углы предельных шаблонов отличаются один от другого на значение всего поля допуска угла изделия.

Металлические угольники с рабочим углом 90° служат для проверки взаимной перпендикулярности плоскостей (линий) изделий, а также для проверки перпендикулярности относительных перемещений деталей машин. Кроме того, угольники применяют при различных монтажных работах. Формы, размеры и технические условия на угольники стандартизированы (ГОСТ 3749-77).

При измерении угла изделия B методом сравнения с углом угольника A (рис. 7.8) оценивают просвет между ними.



Рис. 7.8. Сравнение угла изделия с углом угольника

Отклонение угла изделия от угла угольника определяется отношением ширины просвета P к длине стороны угольника H .

Поскольку размер H неизменен, просвет может служить мерой отклонений угловых величин так же, как и в предыдущем случае. Просвет можно наблюдать как у конца стороны угольника (угол изделия больше угла угольника), так и у вершины угла (угол изделия меньше угла угольника). При контроле на просвет необходимо установить отсутствие просвета между измерительными поверхностями или его значение. При обычной освещенности порядка 100...150 лк просвет между плоской поверхностью изделия и рабочей поверхностью лекальной линейки невооруженный глаз обнаруживает начиная примерно с 1,5...1 мкм. Угловая погрешность, вносимая зоной просвета, тем больше, чем короче протяженность контакта изделия и угольника. При ширине контакта 3...5 мм зона невидимого просвета может достигать 4 мкм. Если же при этом обе контактируемые поверхности не доведенные, а шлифованные, то невидимый просвет может доходить до 6 мкм.

Для более точной оценки просветов, превышающих невидимую зону, применяют так называемый «образец просвета».

Просвет, ширину которого предстоит оценить, сравнивают на глаз с набором аттестованных просветов и по идентичности целей определяют его размер. При доста-

точном навыке и наличии лекальной поверхности у линейки такую оценку можно выполнить с погрешностью порядка 1...1,5 мкм при малых просветах (до 5 мкм) и 2...3 мкм при больших просветах (до 10 мкм). Для просвета свыше 10 мкм этот метод неприменим. При просветах от 20 мкм и более можно пользоваться щупами.

Для оценки просветов от 5 до 20 мкм применяют концевые меры длины. Если, например, требуется определить отклонение угла от 90° по угольнику, то на одну из сторон измеряемого угла кладут концевую меру *1*, к которой подводят до упора угольник. Далее, пользуясь другими концевыми мерами *2* как щупами, определяют расстояние между верхней частью рабочей поверхности угольника и стороной измеряемого угла (рис. 7.9). При этом меру *2* можно подобрать по ощущению тугого контакта между изделием и угольником или на основе предельного метода. Этот метод заключается в том, что подбирают две меры с минимальной дискретностью. Одна из них входит в зазор между угольником и изделием, а другая нет.

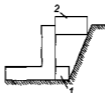


Рис. 7.9. Измерение угла с помощью угольника и концевых мер длины

Размер зазора можно принять как среднее арифметическое размеров двух плиток. Разность размеров мер *1* и *2* является искомой шириной просвета.

Контроль контактными приборами осуществляется следующим образом. На плите укрепляют стойку с прибором, ось которого расположена горизонтально, и упор. К упору подводят угольник так, чтобы при этом измерительный наконечник прибора переместился на некоторое

расстояние, после чего устанавливают прибор на нуль или фиксируют отсчет (рис. 7.10). Далее угольник снимают и на его место ставят измеряемое изделие. Разность отсчетов, полученных при контакте прибора с угольником и изделием, отнесенная к расстоянию A между осью измерительного наконечника и рабочей поверхностью плиты, принимают за отклонение угла изделия.

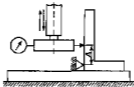


Рис. 7.10. Контроль угла с помощью показывающего прибора

Точность измерения углов с помощью жесткой угловой меры зависит в первую очередь от точности угла меры, с которым сравнивают угол изделия, или от точности определения его действительного значения. В последнем случае в результат измерения вносят поправку, равную отклонению действительного значения угла меры от номинального со знаком, обратным этому отклонению. Кроме того, точность результата измерения зависит от точности прибора, правильности базирования изделия и т. д.

Для одновременного контроля размеров конуса (наружного и внутреннего) применяются конусные калибры, которые изготавливают в комплекте.

Контроль изделий калибрами является комплексным, так как проверяется не только угол конуса, но и его диаметр в расчетном сечении по положению калибра относительно изделия вдоль оси. Для этого на поверхности калибра имеются две ограничительные линии (соответственно уступ на калибре-втулке).

Угол конуса детали проверяют по прилеганию поверхности калибра к поверхности проверяемой детали. Для

этого калибр тщательно вытирают от пыли, масла и наносят на его конусную поверхность слой краски (берлинской лазури), равномерно распределяя ее по всей поверхности. Затем калибр осторожно вставляют или надевают на проверяемую деталь (также заранее тщательно протертую) и поворачивают его на $2/3$ оборота вправо и влево.

Если конусность калибра и проверяемой детали совпадает, краска будет стираться равномерно по всей образующей калибра. По доле стертой и оставшейся краски судят о годности детали по конусности. Толщина равномерного наносимого слоя краски – $0,002...0,01$ мм. Предельная погрешность этого метода измерения составляет $20...24''$.

При использовании конусных калибров необходимо следить, чтобы на их рабочих поверхностях и поверхностях контролируемых деталей отсутствовали различные забоины, царапины и т. д.

Для измерения внутренних конусов и клиновидных пазов применяют аттестованные парики или цилиндры.

Приборами массового применения для деталей машин, реализующими гониометрическую схему измерения углов, являются угломеры. На каждую сторону измеряемого угла накладывают «без просвета» плоские грани линейек угломера. Обе линейки шарнирно соединены друг с другом. Одна из них связана с указателем, другая – с угломерной шкалой, имеющей общую ось с осью шарнира. Этот принцип для угломеров различных типов конструктивно реализован по-разному.

При применении тригонометрических схем измерений угол выражают как функцию длины сторон прямоугольного треугольника, измеряемой или воспроизводимой линейными мерами.

Применяют синусные и тангенсные схемы, основанные на измерении или воспроизведении противолежащего измеряемому углу катета (в обеих схемах), гипотенузы

(при синусной схеме) или прилежащего катета (при тангенсной схеме).

Для небольших углов (примерно до 15°) обе схемы по точности практически равноценны, но для больших углов погрешность измерения может быть значительной и здесь предпочтительна тангенсная схема.

Поскольку при применении тригонометрических устройств по значениям синусов или тангенсов определяют углы или размеры линейных отрезков, из которых составляют соответствующую измерительную схему, необходимо пользоваться таблицей тригонометрических функций. От того, сколько значащих цифр содержат таблицы для каждого значения угла, зависит точность его определения.

Для практических измерений достаточно пяти значащих цифр.

При измерениях малых углов тригонометрическими устройствами синусная и тангенсная функции практически равны самим углам, поэтому для этих случаев важен вывод о том, что точность этих методов зависит главным образом от точности измерения малого катета.

Типичными примерами реализации тригонометрического метода измерений углов являются измерения с помощью синусных линеек и координатные методы.

Для угловых измерений и делительных работ при разметке и обработке деталей применяют оптические делительные головки.

7.5. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СРЕДСТВАХ ИЗМЕРЕНИЙ УГЛОВ И КОНУСОВ

Для измерения углов в машиностроении используют разнообразные приборы и устройства. Рассмотрим некоторые из них.

Угловые призматические меры являются наиболее точным средством измерений углов в машиностроении. Они предназначены для передачи размера единицы плоского угла от эталонов образцовым и рабочим угловым мерам и приборам, для поверки (установление пригодности средств измерений к применению) и градуировки мер и приборов, а также для измерения углов изделий.

Конструкции однозначных и многозначных угловых мер показаны на рисунке 7.11. Рабочие углы α , β , γ и δ мер заключаются между смежными измерительными поверхностями у угловых плиток – мер типа I, II и III; между нормальными к измерительным поверхностям у угловых призм – мер типа IV; между рабочими гранями и основанием – мер типа V. Число граней угловых призм может быть $n = 4 \dots 15$.

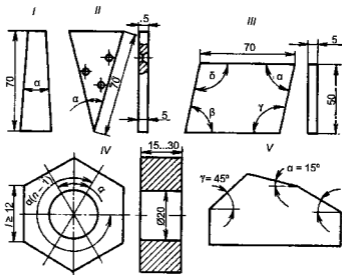


Рис. 7.11. Угловые призматические меры I-V типов

Измерительные поверхности угловых плиток обладают свойством притираемости. Плитки комплектуются в на-

боры. Порядок составления блоков плиток такой же, как у концевых мер длины. У кромок рабочих поверхностей плиток имеются отверстия, через которые с помощью набора принадлежностей плитки соединяются в блоки.

Угольники. Угольники поверочные 90° предназначены для проверки и разметки прямых углов изделий, контроля изделий при сборке или монтаже и т. п.

Угольники бывают двух типов: лекальные (рис. 7.12, а) и слесарные (рис. 7.12, б). Они имеют измерительные и опорные поверхности. Размеры поверхностей измеряются в диапазоне от 60×40 мм до 1600×1000 мм. Угольники выпускаются трех классов точности: 0, 1 и 2. При измерениях опорная поверхность угольника плотно без зазора прижимается к поверхности изделия (рис. 7.12, в). По размеру зазора b между измерительной поверхностью и поверхностью изделия на расстоянии l определяют отклонение от прямого угла.

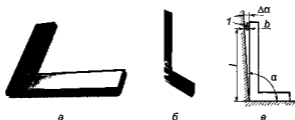


Рис. 7.12. Угольники: а – лекальные; б – слесарные; в – методика контроля отклонений от прямого угла

Универсальные угломеры. Угломеры с нониусом выпускаются двух типов: УН – для измерения наружных и внутренних углов; УМ – для измерения наружных углов. Наружными называют углы $0 \dots 180^\circ$, так как измерительные поверхности приборов охватывают изделие, а внутренними – углы больше 180° .

Угломер УН (рис. 7.18, а) состоит из основания 2 с угловой шкалой, имеющей диапазон показаний 90° и це-

ну деления $C = 1^\circ$. На основании 2 закреплены основная линейка 3 и подвижный сектор 5 с нониусом 1. Стопор 4 фиксирует сектор в нужном положении. С помощью державки 9 к сектору прикрепляется угольник 6, к которому державкой 8 присоединяется съемная линейка 7. Последнюю можно устанавливать на сектор 5. В полностью собранном виде между плоскостями основной и съемной линейки измеряют углы $0...50^\circ$. Если на секторе 5 установлена съемная линейка 7, то измерения выполняются в пределах $140...200^\circ$. Между плоскостями сектора 5 и основной линейки 3 углы измеряются в пределах $230...320^\circ$. Полный диапазон измерений угломера УН составляет $0...320^\circ$.

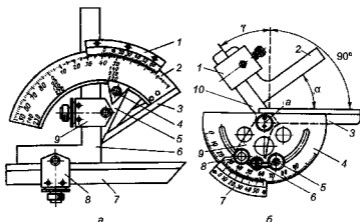


Рис. 7.13. Нониусный угломер: *а* – модель УН; *б* – модель УМ

Угломер УМ (рис. 7.13, *б*) также имеет основание 4 с угловой шкалой с диапазоном показаний 90° . С основанием жестко скреплена съемная линейка 3. Подвижная линейка 10 выполнена заодно с сектором 9, несущим нониус 7. Сектор поворачивается вокруг оси *а* и фиксируется стопором 8.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите количество рядов нормальных углов, устанавливаемых стандартом.
2. Раскройте понятие «базорасстояние конуса».
3. Какими символами обозначаются: диаметры поперечных сечений конусов большого основания, диаметры поперечных сечений конусов малого основания, диаметры поперечных сечений конусов заданного сечения, длина конусов, длина соединения?
4. Приведите и объясните формулу расчета величины уклона.
5. Приведите и объясните формулу расчета величины конусности.
6. Охарактеризуйте степени точности для угловых размеров и конических элементов.
7. Объясните сущность формы написания допуска угловых размеров и конических элементов.
8. Укажите особенности формы написания допуска угла, выраженного в угловых единицах.
9. Укажите особенности формы написания допуска угла, выраженного отрезком на перпендикуляре к номинальному положению короткой стороны угла.
10. Укажите особенности формы написания допуска угла конуса, выраженного допуском на разность диаметров в двух нормальных к оси сечениях конуса на заданном расстоянии между ними.
11. Объясните, за счет чего может быть достигнут характер соединения пары конус-штулка.
12. Охарактеризуйте основные методы контроля конических соединений.

8. ДОПУСКИ РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ

8.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБЫ

Резьбовые соединения широко распространены в машиностроении (в большинстве современных машин свыше 60 % всех деталей имеют резьбу).

Резьбы классифицируются:

по профилю винтовой поверхности (т. е. по контуру осевого сечения) – на треугольные, трапецидальные, пилообразные (упорные), круглые и др.;

по форме поверхности, на которой образована резьба, – на цилиндрические и конические, наружные и внутренние;

по направлению винтового движения резьбового контура – на правые и левые;

по числу заходов – на одно- и многозаходные;

по эксплуатационному назначению – на резьбы общего применения и специальные, предназначенные для соединения одного типа деталей определенного механизма.

К первой группе относятся резьбы:

- *крепежные* (метрическая, дюймовая), применяемые для разъемного соединения деталей машин, главное требование к которым – обеспечить точность соединений и сохранить плотность (нераскрытие) стыка в процессе эксплуатации;

- *кинематические* (трапецидальная, прямоугольная), применяемые для ходовых винтов, столов измерительных приборов и т. п., главное требование к кото-

рым – обеспечить точное перемещение при наименьшем трении;

- *трубные и арматурные резьбы*, применяемые для трубопроводов и арматуры разнообразного назначения, главное требование к которым – обеспечить герметичность соединений.

Ко второй группе относят, например, резьбы объективов микроскопов.

Общие требования для всех видов резьбы – обеспечение свинчиваемости независимо изготовленных деталей без какой-либо пригонки и надежное выполнение предписанных эксплуатационных требований. Например, длительно сохранять прочность соединения, обеспечивать плавность хода и высокую нагрузочную способность (домкраты, прессы), точность перемещения (ходовые винты станков) и т. д.

8.2. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Основные элементы метрической резьбы представлены на рисунке 8.1.

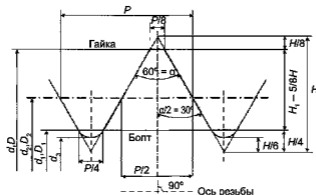


Рис. 8.1. Элементы метрической резьбы

В соответствии с ГОСТ 9150-2002 метрическая резьба определяется профилем и следующими параметрами:

- средний диаметр резьбы $d_2(D_2)$ – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы в точках, где ширина канавки равна половине номинального шага резьбы для однозаходной резьбы и половине номинального хода резьбы, поделенной на число заходов для многозаходной резьбы. При отсутствии погрешности резьбы образующая указанного цилиндра пересекает профиль резьбы в точках, где ширина выступов равна ширине канавки;

- наружный диаметр резьбы $d(D)$ – диаметр воображаемого цилиндра, описанного касательно к вершинам наружной резьбы или впадинам внутренней резьбы. Этот диаметр для большинства видов метрической резьбы принимают за номинальный диаметр;

- внутренний диаметр резьбы $d_1(D_1)$ – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к впадинам наружной резьбы или вершинам внутренней резьбы;

- шаг резьбы P – расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля, измеренное в направлении, параллельном оси, на расстоянии, равном половине среднего диаметра от этой оси;

- ход резьбы t – величина относительно осевого перемещения винта (гайки) за один оборот, определяемая расстоянием между ближайшими одноименными боковыми сторонами профиля, принадлежащими одной и той же винтовой поверхности в направлении, параллельном оси резьбы: $t = P - n$, где n – число заходов резьбы;

- угол профиля резьбы α – угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости. Половина угла профиля $\alpha/2$ – угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины исходного

профиля симметричной резьбы на ось резьбы. Измеряя $\alpha/2$, можно установить не только величину α , но и перекос резьбы, происходящий от неточной установки инструмента или изделия;

- высота исходного профиля H – высота остроугольного профиля, полученного при продолжении боковых сторон профиля до их пересечения. Рабочая высота профиля H_1 – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьбы в направлении, перпендикулярном к оси резьбы;

- длина свинчивания резьбы (высота гайки) l – длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьбы в осевом направлении $l = 0,8d$ – высота стандартных гаек.

Метрическая резьба бывает с крупным и мелким шагом. Установлено 3 ряда диаметров метрической резьбы, и каждый диаметр имеет крупный и мелкие шаги с тем, чтобы при выборе типа резьбы первый ряд предпочитать второму и третьему рядам. У резьбы с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует шаг, определяемый по зависимости

$$d \approx 6P^{1,3}.$$

У резьбы с мелкими шагами одному и тому же наружному диаметру могут соответствовать разные шаги. Метрическую резьбу с мелкими шагами применяют при соединении тонкостенных деталей, ограниченной длине свинчивания и т. д.

8.3. ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕЯМОСТИ РЕЗЬБЫ

Предельные контуры резьбы. На длине свинчивания резьбовых деталей расположено несколько витков резьбы, образующих резьбовой контур (рис. 8.2).

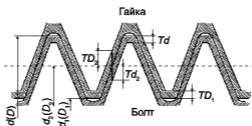


Рис. 8.2. Схема расположения полей допусков резьбы

Для обеспечения взаимозаменяемости деталей устанавливаются предельные контуры резьбы болта и гайки. Для обеспечения свинчиваемости действительные контуры свинчиваемых деталей не должны выходить за предельные контуры по всей длине свинчивания.

Толстой линией показан номинальный контур резьбы, определяющий наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший – гайки. Он является контуром максимума материала на обработку. От номинального контура в направлении, перпендикулярном оси резьбы, отсчитывают отклонения и располагают в сторону оси поля допусков диаметров резьбы болта, в противоположную сторону – поля допусков диаметров резьбы гайки, определяющие наименьший предельный контур болта и наибольший – гайки.

При изготовлении резьбовых деталей неизбежны погрешности профиля резьбы и ее размеров, которые могут нарушить свинчиваемость и ухудшить качество соединений.

Для обеспечения свинчиваемости и качества соединений действительные контуры свинчиваемых деталей, определяемые действительными значениями диаметров, угла и шага резьбы, не должны выходить за предельные контуры на всей длине свинчивания. Соблюдение номинального контура лучше всего проверяется проходными резьбовыми калибрами (они должны свинчиваться с про-

веряемой резьбой). Наименьший предельный контур болта (d_{2min} и d_{min}) и наибольший гайки (D_{2max} и D_{1max}) контролируют непроходными резьбовыми калибрами (они не должны свинчиваться или проходить) или определяют эти диаметры с помощью универсальных измерительных средств.

Отклонения шага и угла профиля резьбы. У всех цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами профиля отклонения шага и угла профиля для обеспечения свинчивания могут быть скомпенсированы соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы.

Отклонением шага резьбы ΔP называется разность между действительным и номинальным расстоянием в осевом направлении между двумя средними точками любых одноименных боковых сторон профиля в пределах длины свинчивания или заданной длины.

Отклонение шага складывается из прогрессивных погрешностей шага, возрастающих пропорционально количеству витков резьбы на длине свинчивания l , периодических, изменяющихся по периодическому закону, и местных, не зависящих от количества витков резьбы на длине свинчивания (рис. 8.3).

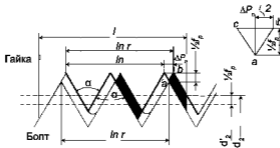


Рис. 8.3. Схема возникновения погрешности шага

Свинчивание резьбовых деталей, не имеющих погрешностей шага резьбы, возможно только при наличии разности f_p их средних диаметров, полученной за счет уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки.

Предположим, что гайка не имеет погрешностей шага, а болт имеет погрешность шага на длине свинчивания ΔP_n :

$$\Delta P_n = P_n - P_{n'}$$

При равенстве диаметров резьбы болта и гайки эти детали не свинчиваются, так как правые боковые стороны профиля резьбы болта и профиля резьбы гайки не совместятся. При уменьшении среднего диаметра резьбы болта на f_p профиль его резьбы сместится к оси в верхней части резьбы на $0,5f_p$ и в нижней части резьбы также на $0,5f_p$. Новое положение профиля резьбы болта показано пунктиром. Кроме того, весь болт может быть смещен влево на величину ab . Следовательно, при $ab = a'b' = 0,5\Delta P_n$ боковая сторона EF профиля резьбы болта может быть совмещена с боковой стороной CD профиля резьбы, т. е. свинчивание станет возможным:

$$\frac{f_p}{2} = \frac{\Delta P_n}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2},$$

при $\alpha = 60^\circ$

$$f_p = \Delta P_n \operatorname{ctg} 30^\circ = 1,732\Delta P_n.$$

Приведенный средний диаметр резьбы. Свинчиваемость будет обеспечена только в том случае, если разность средних диаметров резьб болта и гайки будет не меньше сумм диаметральных компенсаций погрешностей шага и половины угла профиля обеих деталей. Для упрощения контроля резьбы и расчета допусков введено понятие *приведенного среднего диаметра резьбы*, учитывающего влияние на свинчиваемость величин $d_2(D_2)$, f_p и

f_a – суммарная диаметральная компенсация отклонения половины угла профиля.

У всех цилиндрических резьб с прямолинейными боковыми сторонами профиля отклонения угла профиля для обеспечения свинчивания могут быть скомпенсированы соответствующим изменением действительного среднего диаметра резьбы. Отклонением половины угла профиля резьбы (f_a) болта или гайки (для резьб с симметричным профилем) называют разность между действительными и номинальными значениями $\alpha/2$. Эта погрешность может быть вызвана погрешностью полного угла профиля (при равенстве половин угла), перекосом профиля относительно оси детали (когда биссектриса угла симметричного профиля неперпендикулярна оси резьбы) и сочетанием обоих факторов.

Значение среднего диаметра резьбы, увеличенное для наружной резьбы или уменьшенное для внутренней резьбы на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля, называется приведенным средним диаметром.

Приведенный средний диаметр определяется по формулам:

$$\text{для наружной резьбы: } d_{2np} = d_{2ном} + f_p + f_a;$$

$$\text{для внутренней резьбы: } D_{2np} = D_{2ном} - (f_p + f_a).$$

Суммарный допуск среднего диаметра резьбы. Средний диаметр, шаг и угол профиля являются основными параметрами резьбы, так как они определяют характер контакта резьбового соединения. Однако вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра допустимые отклонения этих параметров раздельно не нормируют. Устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр болта T_{d_2} и гайки T_{D_2} , который включает допустимое отклонение

собственно среднего диаметра $\Delta d_2(\Delta D_2)$ и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля, т. е.

$$T_{d_2}(T_{D_2}) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_\alpha.$$

Верхний предел суммарного допуска среднего диаметра наружной резьбы ограничивает величину приведенного среднего диаметра $d_{2прmax}$, а нижний предел – величину собственно среднего диаметра $d_{2мин}$. Для внутренней резьбы – это допуск, нижний предел которого ограничивает величину приведенного среднего диаметра $D_{2прmin}$, а верхний предел – величину собственно среднего диаметра D_{2max} . Тогда условия годности резьбы имеют вид:

$$\begin{aligned} d_2 &\geq d_{2мин}; d_{2пр} \leq d_{2max}, \\ D_2 &\leq D_{2max}; D_{2пр} \geq D_{2мин}. \end{aligned}$$

8.4. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Внутренние и наружные резьбы соединяются по боковым сторонам профиля. Возможность контакта по вершинам и впадинам резьбы исключается соответствующим расположением полей допусков по $d(D)$ и $d_1(D_1)$. В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т. е. по среднему диаметру) различают резьбы со скользящей посадкой, с зазором, натягом и с переходными посадками.

Система допусков и посадок метрической резьбы регламентирована ГОСТ 16093-2004, предусматривающим допуски посадок с зазором.

Степени точности резьбы. Допуски диаметров резьбы устанавливаются степенями точности, обозначенные цифрами с 3 по 9.

Вид резьбы	Степени точности
Диаметры наружной резьбы:	
наружный d	4; 6; 8
средний d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9
Диаметры внутренней резьбы:	
внутренний D_1	4; 5; 6; 7; 8
средний D_2	4; 5; 6; 7; 8

Допуски внутреннего диаметра d_1 наружной резьбы и наружного диаметра D внутренней резьбы не устанавливаются.

Допуски среднего диаметра являются суммарными.

Допуски резьбы. Основным рядом допусков для всех диаметров в соответствии с рекомендацией ISO принят ряд по 6-й степени точности.

Поле допусков резьбы (рис. 8.4). Положение поля допуска диаметра резьбы определяется основным отклонением (верхним es для наружной резьбы и нижним EI – для внутренней). Для получения посадок резьбовых деталей с зазором предусмотрено пять основных отклонений для наружной и четыре – для внутренней резьбы. Эти отклонения одинаковы для d ; d_2 и D_1 ; D_2 . Выбранная величина основного отклонения соблюдается единой по всему периметру профиля, т. е. распространяется и на ненормируемые d_1 и D .

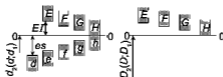


Рис. 8.4. Схема расположения полей допусков резьбы

Отклонения d , e , f , E , F , G назначают преимущественно для резьб с защитными покрытиями.

Отклонения отсчитываются от номинального профиля резьбы в направлении, перпендикулярном оси резьбы (рис. 8.5).

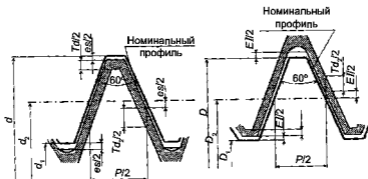


Рис. 8.5. Схемы расположения полей допусков наружной и внутренней резьбы в посадках с зазором

Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием допуска и основного отклонения.

Поле допуска резьбы образуется сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (наружного диаметра d_1 для наружной резьбы и внутреннего диаметра D_1 для внутренней резьбы).

Поля допусков резьбы устанавливаются в классах точности – точный, средний и грубый – в зависимости от длины свинчивания.

Длина свинчивания. Для выбора степени точности в зависимости от длины свинчивания установлены три группы свинчивания: *S* – короткие, *N* – нормальные и *L* – длинные.

К нормальной (*N*) длине свинчивания относятся длины свыше $2,24Pd^{0,2}$ до $6,7Pd^{0,2}$. Длины свинчивания меньше нормальной относятся к группе *S*, а больше – к группе *L*.

Классы точности резьбы. В соответствии со сложившейся во многих странах практикой поля допусков

сгруппированы в 3 класса точности: точный, средний и грубый.

Понятие «классы точности» условное (на чертежах указывают не классы, а поля допусков), оно используется для сравнительной оценки точности резьбы.

Точный класс – для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений.

Средний класс – для резьб общего применения.

Грубый класс – при нарезании резьбы в длинных глубоких отверстиях.

8.5. ОБОЗНАЧЕНИЕ НА ЧЕРТЕЖАХ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

Обозначение поля допуска резьбы следует за обозначением размера резьбы.

Примеры обозначения точности резьбы:

1) с крупным шагом:

болт M12 – 6g; гайка M12 – 6H;

2) с мелким шагом:

болт M12×1 – 6g; гайка M12×1 – 6H.

Посадки резьбовых деталей обозначают дробью, в числителе которой указывают поле допуска гайки, а в знаменателе – поле допуска болта, например: M12 – 6H/6g; M12×1 – 6H/6g.

Длину свинчивания N в условном обозначении резьбы не указывают.

8.6. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕТОДАХ И СРЕДСТВАХ КОНТРОЛЯ И ИЗМЕРЕНИЙ РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Резьба представляет собой сложную поверхность, характеризующуюся несколькими элементами. Для определения точности ее выполнения используются два метода: поэлементный, когда каждый элемент измеряется

отдельно, и комплексный, когда контроль всех элементов ведется одновременно.

Различают резьбоизмерительные инструменты для комплексного контроля и для измерения отдельных параметров: наружной и внутренней резьбы; цилиндрической и конической резьбы; ходовых винтов и т. п. Наибольшим разнообразием отличаются резьбоизмерительные инструменты для измерения наружных резьб. Внутренние резьбы обычно измеряют по слепкам.

Шаг резьбы измеряют резьбовыми шаблонами (рис. 8.6). Резьбовой шаблон представляет собой пластину, на которой нанесены зубцы с шагом резьбы, обозначаемым на плоскости шаблона. Набор шаблонов для метрической или дюймовой резьбы скрепляется в кассету. Резьбовыми шаблонами определяют только шаг резьбы.

Правильность выполненной на детали внутренней и наружной резьбы комплексно оценивают с помощью резьбовых калибров. Резьбовые калибры разделяются на проходные, имеющие полный профиль резьбы и являющиеся как бы прототипом детали резьбового соединения, и непроходные, контролирующие только средний диаметр резьбы и имеющие укороченный профиль (рис. 8.7). Перед контролем проверяемые детали необходимо очистить от стружки и грязи. С калибрами следует обращаться осторожно, чтобы на рабочей резьбовой поверхности не появились забоины и царапины.

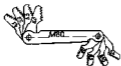


Рис. 8.6. Резьбовые шаблоны

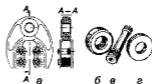


Рис. 8.7. Резьбовые калибры:
а – предельная резьбовая роликовая скоба; б – проходное кольцо; в – резьбовой калибр; г – непроходное кольцо

Для измерения наружного, среднего, внутреннего диаметров и шага резьбы применяют резьбовые микрометры (рис. 8.8, 8.9).

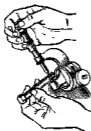


Рис. 8.8. Резьбовой микрометр

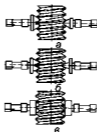


Рис. 8.9. Схема измерения резьбовым микрометром:
а – среднего диаметра; б – внутреннего диаметра; в – наружного диаметра

Резьбовой микрометр имеет в шпинделе и пятке посадочные отверстия, в которые устанавливают комплекты сменных вставок, соответствующие измеряемым элементам резьбы. Для удобства измерений резьбовой микрометр закрепляют в стойке, а затем настраивают по шаблону или эталону. При настройке микрометра по резьбовым эталонам погрешность измерений 0,01–0,1 мм.

К средствам комплексного контроля, используемым при приемке готовых деталей, относятся проходные и непроходные калибры, с помощью которых определяют, находятся ли в допускаемых пределах размеры сопрягаемых винтовых поверхностей (болт и гайка) на длине свинчивания. Проходным калибром, который должен при проверке свинчиваться, контролируют так называемый «приведенный средний диаметр» (искусственно созданный контрольный параметр), обеспечивающий сопряжение резьбового соединения. Для комплексного контроля используют также индикаторные резьбоизмерительные инструменты с резьбовыми измерительными элементами (рис. 8.10).

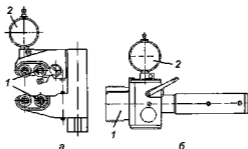


Рис. 8.10. Схемы индикаторных приборов для измерения наружной (а) и внутренней (б) резьб: 1 – резьбовые измерительные элементы; 2 – отсчетное устройство

Резьбоизмерительные инструменты, предназначенные для измерения отдельных параметров наружной резьбы (среднего диаметра, профиля и шага), используют при определении точности технологического процесса или для оценки эксплуатационных свойств специальных точных резьбовых деталей (ходовых винтов, винтов микрометров, резьбовых калибров и т. п.). Для измерения среднего диаметра применяют микрометры со вставками, имеющими резьбовой профиль.

Один из способов определения среднего диаметра точной резьбы – измерение с помощью проволочек (роликов), которые закладывают между витками резьбы и каким-либо измерительным средством: оптиметром, микрометром и др. Определяют размер по высоте, на которую выступают проволочки над наружным диаметром резьбы. Пользуются также специальными приспособлениями с тремя, двумя или одной проволочкой, а при измерении среднего диаметра внутренней резьбы – нутромерами специальной конструкции или приборами со сменными сферическими наконечниками.

Измерение профиля резьбы в деталях с относительно крупным шагом (ходовые винты, червяки) производят приборами, измерительный узел которых разворачивает-

ся на угол профиля резьбы, а наконечник перемещается вдоль ее боковой поверхности. Иногда для этой цели используются угломерами специальной конструкции (рис. 8.11).

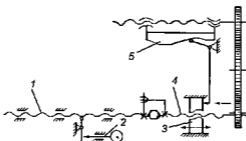


Рис. 8.11. Прибор для измерения резьбы ходовых винтов методом сравнения с образцовым винтом: 1 – измеряемый винт; 2 – отсчетное или регистрирующее устройство; 3 – коррекционная линейка образцового винта; 4 – образцовый винт; 5 – гайка образцового винта

Шаг резьбы обычно определяют в осевом сечении на инструментальных и универсальных микроскопах и проекторах. Для контроля точных резьбовых деталей (например ходовых винтов) служат приборы, обеспечивающие непрерывное измерение шага винтовой линии при вращении детали. Измерение осуществляют методом сравнения реальной винтовой линии с теоретической винтовой линией, воспроизводимой на приборе с помощью образцового винта, или импульсных линейных и угловых датчиков, выдающих импульсы с частотой, пропорциональной линейным перемещениям винтовой поверхности за определенный угол поворота.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте понятие о резьбах и принципах их классификации.
2. Объясните обозначения основных элементов метрической резьбы.

3. Сформулируйте понятие предельных контуров резьб и проиллюстрируйте схему расположения полей допусков резьб.
4. Опишите методику расчета значения полей допусков метрических резьб.
5. Дайте понятие об основных параметрах, обеспечивающих взаимозаменяемость резьбовых соединений.
6. Объясните сущность системы допусков и посадок метрической резьбы.
7. Дайте понятие о степени точности, поле допуска резьбы и представьте их графическую интерпретацию.
8. Объясните обозначения резьбы на чертежах.
9. Перечислите общие требования к средствам и методам контроля резьб.
10. Объясните основные конструктивные исполнения средств контроля резьб.

9. ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

9.1. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА И ПЕРЕДАЧИ

Зубчатая передача – это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов. Обычно зубчатая передача состоит из двух колес. Меньшее из колес передачи принято называть *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим для передачи.

У зубчатого колеса различают *тело* и *зубчатый венец*; колесо, радиус которого равен бесконечности, называют *зубчатой рейкой* (рис. 9.1).

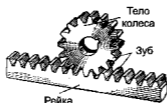


Рис. 9.1. Передача зубчатое колесо–рейка

Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

9.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатые передачи можно классифицировать:

- по взаимному расположению осей валов;
- расположению зубьев на поверхности колес;
- форме профиля зубьев;
- взаимному расположению зубчатых колес в передаче;
- конструктивному исполнению;
- характеру движения осей;
- величине окружной скорости;
- характеру и величине передаваемой силы.

На рисунке 9.2 показана классификация зубчатых передач:

по взаимному расположению осей валов различают передачи *цилиндрические* (а–г) – с параллельными осями; *конические* (д, е) – с пересекающимися осями; *гиперболоидные* (ж, з) – со скрещивающимися осями; *реечные* (и);

по расположению зубьев на поверхности колес – *прямозубые* (а, г, д, и), *косозубые* (б), *шевронные* (е) и с *круговым зубом* (е);

по взаимному расположению зубчатых колес – с *внешним* (а, б, в) и *внутренним* (г) зацеплением;

по форме профиля зубьев различают передачи *эвольвентные*, *циклоидальные* и с *зацеплением Новикова*;

по конструктивному исполнению передачи могут быть *открытыми*, расположенными вне корпуса и имеющими легкое ограждение, и *закрытыми*, расположенными в корпусе и изолированными от внешней среды;

по характеру движения осей передачи можно разделить на *рядные*, имеющие неподвижные геометрические оси всех колес, и *планетарные*, в которых оси одного или нескольких колес подвижны;

по величине окружной скорости различают передачи: *тихоходные* ($v \leq 3$ м/с), *среднескоростные* ($v = 3...15$ м/с), *скоростные* ($v = 15...40$ м/с) и *быстроходные* ($v > 40$ м/с);

по характеру и величине передаваемой силы различают *силовые* передачи, предназначенные для передачи

значительных мощностей, и *кинематические*, выполняющие кинематические функции и практически не передающие мощности.

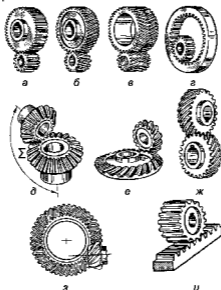


Рис. 9.2. Зубчатые передачи: *а* – цилиндрическая прямозубая; *б* – цилиндрическая косозубая; *в* – цилиндрическая шевронная; *г* – цилиндрическая с внутренним зацеплением; *д* – коническая прямозубая; *е* – коническая косозубая; *ж* – цилиндрическая винтовая; *з* – коническая винтовая (гипоидная); *и* – реечная

9.3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИЗГОТОВЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В зависимости от материала, формы и размеров колес заготовки для них получают литьем, ковкой или штамповкой. Формирование зубьев осуществляют нарезанием, накаткой и литьем.

Нарезание зубьев выполняют двумя методами – копированием и обкаткой.

При использовании метода *копирования* впадина между зубьями вырезается специально спрофилированным инструментом – фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом (рис. 9.3, *а, б*). Этот метод малопроизводителен и неточен. Применяется для нарезания крупномодульных цилиндрических прямозубых, косозубых и шевронных колес, а также в ремонтном производстве.

Метод *обкатки* основан на воспроизведении зацепления зубчатой парой. Одной из зубчатых деталей является обрабатываемая заготовка, а второй – зуборежущий инструмент (рис. 9.3, *в, г*). В процессе нарезания заготовка вращается вокруг своей оси, а долбяк или гребенка совершают возвратно-поступательное движение по вертикали и поступательное движение параллельно касательной заготовке. В качестве зуборежущего инструмента применяются и червячные фрезы, имеющие в осевом сечении форму инструментальной рейки. Метод обкатки дает непрерывный процесс нарезания, что обеспечивает повышенную производительность и точность по сравнению с методом копирования.

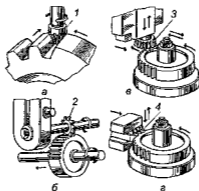


Рис. 9.3. Нарезание зубчатых колес копированием с помощью фрез и обкаткой с помощью долбяка и гребенки: 1 – пальцевая фреза; 2 – модульная дисковая фреза; 3 – долбяк; 4 – гребенка

Зубчатые колеса повышенной точности подвергаются отделочным операциям: шевингованию, шлифованию, притирке и др.

Мелкомодульные зубчатые колеса изготавливают *накатыванием* (обработкой давлением). После накатывания улучшается структура поверхностного слоя, что обеспечивает повышение прочности зубьев на 15...20 %. Накатывание – высокопроизводительный метод изготовления зубчатых колес, сокращающий отход металла в стружку. Применяется в массовом производстве.

Литье используют для изготовления открытых массивных тихоходных зубчатых колес пониженной точности (в поворотных механизмах башенных кранов, бетономешалок, лебедок и др.) и пластмассовых зубчатых колес.

9.4. ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

В машиностроении применяются в основном зубчатые передачи с эвольвентным зацеплением, названным так по форме боковой поверхности зубьев. Эвольвента (от лат. *evolvere*), что означает развертывать, разматывать. В простейшем случае у цилиндрических прямозубых колес профиль боковой поверхности зубьев является разверткой окружности.

Эвольвента и ее свойства. Если на диск 3 (рис. 9.4) с радиусом r_3 намотать нить 2, а на свободном конце нити завязать петлю и вставить в нее острие карандаша, то при сматывании натянутой нити с диска карандаш очертит на плоскости, перпендикулярной оси диска, кривую 1, называемую *эвольвентой*.

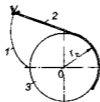


Рис. 9.4. Образование эвольвенты

Прямую линию (натянутую нить), перекатывающуюся без скольжения по окружности радиуса r , называют *производящей прямой*, а окружность, по которой перекатывается эта прямая линия, — *основной окружностью* или *эвольвентой*. Если на нити, с помощью которой построена эвольвента, завязать ряд узелков, расположенных на равных расстояниях друг от друга, то при сматывании нити с диска радиусом r , каждый узелок опишет эвольвенту (рис. 9.5).

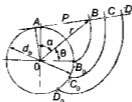


Рис. 9.5. Эвольвента окружности и семейство эвольвент

Построенные таким образом эвольвенты представляют как бы одну сторону зубьев цилиндрических прямозубых колес, другая сторона которых образуется точками производящей прямой, перекатывающейся по основной окружности в противоположном направлении.

Очевидно, что расстояние между двумя соседними эвольвентами, измеренное вдоль натянутой нити, т. е. по прямым, касательным к основной окружности, будет постоянным и равным длине дуги этой окружности между начальными точками двух соседних эвольвент. Это расстояние называется *основным нормальным шагом* $p_{\text{н}}$.

Характер и параметры зацепления определяются следующими свойствами эвольвенты:

- нормаль к эвольвенте в любой точке является касательной к основной окружности;
- длина отрезка AB нормали к эвольвенте равна длине дуги AB_0 основной окружности;

- точка A основной окружности есть центр кривизны эвольвенты в точке B ;

- все эвольвенты одной и той же основной окружности эквидистанты, т. е. равноудалены ($BC = B_0C_0$; $CD = C_0D_0$; ...).

Форма эвольвенты зависит от радиуса основной окружности. При малом радиусе основной окружности эвольвента получается сильно искривленной. При безграничном увеличении радиуса основной окружности эвольвента вырождается в прямую линию. При r_1 , равном бесконечности, цилиндрическое зубчатое колесо превращается в рейку с прямолинейными боковыми сторонами. Благодаря этому можно определить форму и размеры элементов зубчатых колес, а также режущего инструмента, работающего методом обкатки, контуром зубчатой рейки, а параметры зубчатых колес могут быть установлены с помощью параметров стандартных реек.

Реечный контур, принятый в качестве базового для определения теоретических размеров зубчатых колес, называется *исходным контуром*.

Эвольвентное зацепление. Для представления о взаимодействии зубьев двух сопряженных цилиндрических зубчатых колес возьмем два диска: 1 и 5 (рис. 9.6), наденем их на параллельные валы и свяжем натянутой лентой 2 . Если затем к ленте прикрепить заточенный с двух сторон карандаш 3 , остриями соприкасающийся с привинченными к дискам планками 4 и 6 , то при вращении одного из дисков карандаш очертит на каждой из планок эвольвенту. Если удалить заштрихованную часть планок, т. е. обрезать их точно по эвольвенте, и, сняв ленту, ввести в зацепление полученные криволинейные эвольвентные выступы, то при вращении диска 2 прикрепленный к нему эвольвентный выступ будет давить на эвольвентный выступ диска 5 и тем самым приведет этот диск в движение.

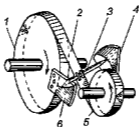


Рис. 9.6. Схема получения сопрягаемых эвольвент

На рисунке 9.7 изображены два зубчатых колеса, соприкасающихся боковыми эвольвентными сторонами зубьев. Отрезок sP является как бы частью ленты, намотанной на диск радиуса r_{b1} , а эвольвента 1 — кривой, описанной точкой P при перекатывании этой ленты. Точно так же отрезок Pd представляет часть ленты, намотанной на диск радиусом r_{b2} , а эвольвента 2 — кривую, очерченную той же точкой P .

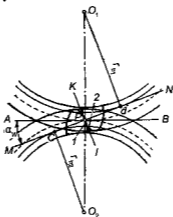


Рис. 9.7. Взаимодействие эвольвент

Очевидно, что прямая cd занимает положение, подобное ленте на рисунке 9.6. Прямая MN является общей касательной к окружности радиусов r_{b1} и r_{b2} , а так как

эти окружности являются основными окружностями, касательная MN есть одновременно и производящая прямая двух эвольвент.

При работе цилиндрических зубчатых колес точка касания сопряженных эвольвентных профилей перемещается по касательной к основным окружностям данных колес, в силу чего эта линия называется линией зацепления. По ГОСТ 16530-83 *линией зацепления* называется траектория общей точки контакта зубьев при ее движении относительно неподвижного звена зубчатой передачи, которая при линейном контакте определяется в ее главном сечении. Часть профиля зуба, по которой происходит взаимодействие с профилем парного колеса, называется *активным профилем*.

Прямая, проведенная перпендикулярно касательной kl к эвольвенте, называется *контактной нормалью*, следовательно, линия зацепления MN является общей контактной нормалью к сопряженным эвольвентам. Прямую линию, пересекающую оси вращения сопрягаемых зубчатых колес, называют *межосевой линией*, а расстояние между этими осями по межосевой линии – *межосевым расстоянием* a_w (рис. 9.3).

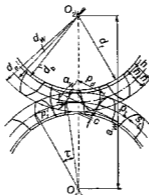


Рис. 9.8. Элементы цилиндрических зубчатых колес и передач

Точка P (см. рис. 9.7) пересечения межосевой линии с общей контактной нормалью к двум сопряженным профилям зубьев называется *поллюсом зацепления*. Окружности, описанные вокруг центров зубчатой пары, проходящие через полюс зацепления P , называются *начальными окружностями*. При работе зубчатой пары их начальные окружности взаимно обкатываются без скольжения. Диаметр начальных окружностей обозначается d_w . Угол между линией зацепления MN и прямой AB , перпендикулярной к межосевой линии O_1O_2 , называется *углом зацепления* α_w .

Окружность радиуса r_a , описанная вокруг центра колеса и ограничивающая вершины головок зубьев, называется *окружностью вершин зубьев*. Диаметр этой окружности обозначается d_a . Окружность радиуса r_f , ограничивающая впадины зубьев, называется *окружностью впадин*. Ее диаметр обозначается d_f . Разность между радиусами окружностей вершин и впадин составляет *высоту зуба* h .

У отдельно взятого зубчатого колеса начальная окружность неизвестна до тех пор, пока нет парного колеса и неизвестно межосевое расстояние. У него может быть установлена делительная окружность, которая получается при зацеплении колеса со стандартной рейкой. *Делительная окружность* зубчатого колеса представляет собой как бы производственную начальную окружность, возникающую в процессе изготовления колеса методом обкатки. Она принимается за базу для определения размеров зубчатых колес.

Начальные окружности сопряженной пары зубчатых колес без смещения и модификации при правильном межосевом расстоянии совпадают с делительными окружностями, однако эти понятия смешивать не следует. Диаметр делительной окружности обозначается d .

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров колес, называется *делительным межосевым расстоянием* a .

Часть зуба, расположенная между окружностью вершин зубьев зубчатого колеса и делительной окружностью, называется *головкой зуба*, а часть зуба между делительной окружностью и окружностью впадин называется *ножкой зуба*. Высота головки зуба обозначается h_a , а высота ножки зуба — h_f .

Длина дуги делительной окружности, ограниченная боковыми сторонами профиля зуба, называется *толщиной зуба* s_f . Длина дуги делительной окружности, ограниченная боковыми сторонами профилей двух смежных зубьев, называется *шириной впадины* s_f .

Длина дуги делительной окружности, заключенная между одноименными, т. е. обращенными в одну сторону профилями двух смежных зубьев, называется *делительным окружным шагом* p_f . Расстояние по нормали между двумя контактными точками соседних одноименных поверхностей зубьев сопрягаемых колес называется *шагом зацепления* p_a . Шаг зацепления равен основному нормальному шагу, т. е. $p_a = p_{bn}$. Между делительным окружным шагом p_f и основным нормальным шагом p_{bn} или шагом зацепления p_a (так же как между диаметрами основной d_b и делительной d окружности цилиндрических зубчатых колес) существуют определенные зависимости: $p_{bn} = p_a = p_f \cos \alpha_w$; $d_b = d \cos \alpha_w$.

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге произвольной окружности, концентричной делительной, называется *окружным шагом*.

Центральный угол концентрической окружности, равный $360^\circ/z$ или $2\pi/z$ называется *угловым шагом зубьев* τ . Если число зубьев колеса равно z , то произведение $p_f z$ есть длина делительной окружности, т. е. πd . Следовательно, $d = p_f z / \pi$.

Отношение делительного окружного шага p , к числу π называется *модулем* зубчатого колеса m . Линейная величина, в π раз меньшая, чем шаг эвольвентного зацепления, т. е. $p_a/\pi = m_a$ названа *модулем зацепления*. Если в равенстве $d = p_z/\pi$ вместо p_z/π принять m , то $d = mz$. Из этого следует, что делительная окружность зубчатого колеса есть такая окружность, у которой диаметр равен произведению модуля m на число зубьев z . Через модуль могут быть выражены все геометрические размеры зубчатых колес.

Модуль является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаков.

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модуля m стандартизированы. Значения модулей цилиндрических зубчатых колес по ГОСТ 9563-60 приведены в таблице 9.1.

Таблица 9.1

Модули зацепления (ГОСТ 9563-60)

До 1 мм		Свыше 1 до 10 мм		Свыше 10 до 100 мм	
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2	Ряд 1	Ряд 2
0,05	0,055	1,25	1,125	12	11
0,06	0,07	1,5	1,375	16	14
0,08	0,09	2,0	1,75	20	18
0,1	0,11	2,5	2,25	25	22
0,12	0,14	3,0	2,75	32	28
0,15	0,18	4,0	3,5	40	36
0,2	0,22	5,0	4,5	50	45
0,25	0,28	6,0	5,5	60	55
0,3	0,35	8,0	7,0	80	70
0,4	0,45	10	9,0	100	90
0,5	0,55				
0,6	0,7				
0,8	0,9				
1,0					

При назначении модулей ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Зубчатые колеса с модулем до 1,0 мм принято называть мелко модульными; от 1,0 до 10 мм – среднмодульными и свыше 10 мм – крупномодульными.

Для обеспечения постоянства передаточного числа в любой момент времени необходимо, чтобы выходу из зацепления очередной пары зубьев предшествовало вступление в зацепление последующей пары зубьев, т. е. последующая пара зубьев должна попасть на активную линию зацепления. Это оценивается коэффициентом торцового перекрытия

$$\epsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right).$$

Коэффициент ϵ_{α} характеризует плавность зацепления; он должен быть больше 1,0 и обычно показывает, сколько зубьев в среднем находится одновременно в зацеплении. Например, при $\epsilon_{\alpha} = 1,4$ в течение 40 % времени в зацеплении находятся две пары зубьев, а в течение 60 % времени – одна пара. С увеличением ϵ_{α} повышается плавность хода и нагрузочная способность передачи. Если $\epsilon_{\alpha} < 1,0$, то произойдет размыкание контакта между зубьями.

Согласно ГОСТ 16531-83 перед определением параметров нормального исходного контура, выраженных в долях модуля, ставят соответствующий коэффициент с добавлением знака *. ГОСТ 13755-81 устанавливает следующие коэффициенты параметров зубчатого колеса:

высоты делительной головки зуба $h_a^* = m$;

высоты делительной ножки зуба $h_f^* = m + c^*$

радиального зазора c^*m (для колес с модулем более 1 мм $c^* = 0,25m$; для мелко модульных колес от 0,1 до 0,5 мм – $c^* = 0,5m$; для колес свыше 0,5 до 1,0 мм – $c^* = 0,35m$).

9.5. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Исходными данными для расчета геометрических параметров зубчатых колес являются:

модуль m ;

числа зубьев z_1 и z_2 ;

угол наклона линии зуба β ;

межосевое расстояние a_w ;

коэффициенты смещения колес x_1 и x_2 (если не задано a_w).

При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 принимаются: угол главного профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициенты высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$ высоты ножки зуба $h_f^* = 1,25$ радиального зазора $c^* = 0,25$.

ГОСТ 16530-33 регламентирует термины:

передаточное число $u = z_2/z_1$ — отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни;

передаточное отношение $i = \omega_1/\omega_2$ — отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого колеса.

Следовательно, передаточное число:

относится только к паре зубчатых колес;

всегда положительное и больше единицы.

У косозубых (см. рис. 9.2, б) и шевронных (см. рис. 9.2, в) колес зубья наклонены под некоторым углом β к образующей делительного цилиндра, но оси колес являются при этом параллельными. Косозубое эвольвентное колесо имеет теоретически точные эвольвентные профили в торцовых сечениях. Это обеспечивает торцовую картину зацепления в косозубой передаче, совпадающую по характеру с зацеплением прямозубых эвольвентных передач. Расчет геометрических параметров косозубых эвольвентных передач производится по тем же формулам, что и для прямозубых, только в них необходимо подставлять

торцовые значения модуля m_t и коэффициентов высоты головки зуба h_{ta}^* и радиального зазора c_t^* . Параметры в торцовом и в нормальном к зубу сечениях связаны между собой соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} m_t &= \frac{m}{\cos\beta}; \\ h_{ta}^* &= h_a^* \cos\beta; \\ c_t^* &= c^* \cos\beta. \end{aligned} \right\}$$

Угол β наклона линии зуба назначают в пределах 8...15°; для шевронных колес $\beta < 45^\circ$ ($\beta = 30...45^\circ$). С увеличением угла наклона β увеличивается плавность зацепления и нагрузочная способность передачи.

Относительная продолжительность зацепления косых зубьев в осевом сечении характеризуется осевым коэффициентом перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m},$$

где b_w – ширина венца (для шевронного колеса ширина полушеврона).

Рекомендуется принимать $\varepsilon_\beta \geq 1,1$.

Основные геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес приведены в таблице 9.2.

Таблица 9.2

Формулы для определения основных геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Вид передачи	
		прямозубая	косозубая
Модуль	m	$m = p/\pi$	$m = m_t \cos\beta$
Диаметр вершин зубьев	d_a	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$	$d_a = d + 2(h_a^* + x)m$
Диаметр впадин	d_f	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$	$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m$

Окончание табл. 9.2

Наименование параметра	Обозначение	Вид передачи	
		прямозубая	косозубая
Делительный диаметр	d	$d = mz$	$d = mz/\cos\beta$
Передаточное число	u	$u = z_1/z_2$	$u = z_1/z_2$
Межосевое расстояние	a_w	$a_w = m(z_1 + z_2)/2$	$a_w = m(z_1 + z_2)/2 \cos\beta$
Ширина зубчатого венца	b_2	$b_2 = \psi_a a_w$	$b_2 = \psi_a a_w$
Ширина венца шестерни: при твердости зубьев менее 350 НВ при твердости зубьев более 350 НВ	b_1	$b_1 = 1,12b_2$ $b_1 = b_2$	$b_1 = 1,12b_2$ $b_1 = b_2$

Примечания.

1. Значения межосевого расстояния a_w (мм) выбирают из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500...2500.
2. Значения b_1 и b_2 принимают из ряда чисел *R40*.

Для выбора модуля передач редукторного типа используют следующие эмпирические зависимости:

- при твердости менее 350 НВ $m_n = (0,01...0,02)a_w$;
- при твердости шестерни более 45 HRC и колеса менее 350 НВ $m_n = (0,0125...0,025)a_w$;
- при твердости зубьев шестерни и колеса более 45 HRC $m_n = (0,016...0,0315)a_w$.

Меньшие значения принимаются для колес, работающих в продолжительном режиме с малыми перегрузками, высокими скоростями, большие – при возможности абразивного изнашивания, значительных перегрузках, средних скоростях и кратковременных режимах работы.

С уменьшением модуля растет число зубьев и плавность хода, уменьшаются потери на трение, но понижается сопротивление изгибной усталости, возрастает чув-

ствительность к концентрации нагрузки. С увеличением модуля колеса дольше противостоят абразивному изнашиванию, могут более длительное время работать после начала усталостного изнашивания активных поверхностей зубьев.

При выборе числа зубьев шестерни следует придерживаться определенных рекомендаций. Для несмещенных прямозубых колес $z_{1\min} = 17$. Для редукторов рекомендуется принимать $z_1 = 20...30$ – первая ступень, $z_1 = 17...24$ – последующие ступени. В случае увеличения z_1 понижается интенсивность шума, поэтому для быстроходных передач рекомендуется $z_1 \geq 25$.

9.6. ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Одним из основных показателей качества зубчатых передач является их точность. Точность изготовления зубчатых колес и зубчатых передач определяет не только их кинематические и геометрические эксплуатационные показатели, но практически и такие динамические характеристики, как интенсивность шума и вибрации. Она также существенно влияет на потери от трения, долговечность работы и прочностные показатели передач.

Для обеспечения требуемого качества передач разработаны показатели точности. ГОСТ 1643-81 и ГОСТ 1758-81 устанавливают допуски для цилиндрических и конических прямозубых передач, а ГОСТ 9368-81 – для конических передач с круговыми зубьями, обеспечивающие 12 степеней точности передач. Требуемая степень точности определяется уровнем скоростей колес и действующих нагрузок. Рекомендации по выбору степени точности в зависимости от окружной скорости колес даны в таблице 9.3.

Таблица 9.3

**Рекомендуемые степени точности изготовления
зубчатых передач**

Вид		Степень точности			
передачи	зуба	6	7	8	9
		Предельная окружная скорость v , м/с			
Цилиндрическая	прямые	15	10	6	2
	косые	30	15	10	4
Коническая	прямые	12	8	4	1,5
	круговые	20	10	7	3

Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются:

- ошибки шага и формы профиля зубьев;
- ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Кроме степеней точности, стандартами установлены нормы бокового зазора в зацеплении, исключаящие заклинивание и обеспечивающие свободный поворот зубчатых колес.

При нарезании колес с малым числом зубьев методом обкатки возникает *подрезание зубьев*. Подрезание заключается в том, что вершины зубьев режущего инструмента реечного типа внедряются в ножки зубьев нарезаемого колеса. На рисунке 9.9 показано изменение формы прямого зуба в зависимости от числа зубьев нормального эвольвентного колеса. При $z = \infty$ колесо превращается в рейку (рис. 9.9, а). С уменьшением z уменьшается толщина зуба у основания и вершины, а кривизна профиля увеличивается (рис. 9.9, б). При дальнейшем уменьшении z появляется подрезание ножки зуба (рис. 9.9, в). По границе отсутствия подрезания для прямозубых передач устанавливается минимально допустимое число зубьев $z_{\min} = 17$. При необходимости нарезания зубьев меньше

z_{\min} для устранения подрезания применяют зубчатые колеса со смещением.

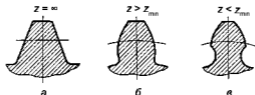


Рис. 9.9. Подрезание зубьев

Для устранения подрезания зубьев при $z < z_{\min}$, для повышения изгибной и контактной прочности, а также вписывания зубчатых передач с любым числом зубьев в заданное межосевое расстояние применяют зубчатые колеса со смещением. Такие колеса получаются в результате некоторого смещения режущего инструмента в радиальном направлении. Смещение режущего инструмента от центра колеса считают положительным, а к центру — отрицательным. Смещение характеризуется коэффициентом смещения x . Смещение изменяет форму зуба (рис. 9.10). Положительное смещение приводит к утолщению зуба у основания и уменьшению кривизны профиля, что способствует повышению его прочности. При отрицательном смещении происходит обратное явление.

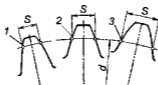


Рис. 9.10. Зубья колес, нарезанных с различным смещением:
1 — при $x < 0$; 2 — при $x = 0$; 3 — при $x > 0$

Точностные требования к зубчатым колесам, регламентированные ГОСТ 1643-81, устанавливаются исходя из назначения и основных эксплуатационных показате-

лей колес. Система допусков для различных видов передач строится по одним и тем же признакам [4].

По точности изготовления все зубчатые колеса разделены на *12 степеней точности*: 1, 2, 3...12 (в порядке понижения точности). Для зубчатых колес 1-й и 2-й степеней точности допуски не предусмотрены, потому что они не могут быть обеспечены современными средствами зубообработки. Зубчатые колеса 3–5-й степеней точности предназначены в основном для измерительных колес, используемых для проверки контролируемых зубчатых колес.

Самыми распространенными зубчатыми колесами являются колеса 6–9-й степеней точности:

- в металлорежущих станках – 3–7-й степеней точности;
- в автомобилях – 5–8-й степеней точности;
- в авиационных двигателях – 4–7-й степеней точности;
- в редукторах – 6–8-й степеней точности;
- в тракторах и строительной технике – 7–9-й степеней точности.

Для каждой степени точности установлены независимые нормы точности различных параметров:

- кинематической точности;
- плавности работы;
- контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

Независимо от норм и степени точности предусматривается норма бокового зазора, характеризующая вид зубчатого зацепления.

Нормами кинематической точности зубчатых колес лимитируется степень несогласованности поворота ведомого колеса при его зацеплении с точно изготовленным ведущим колесом. Эти нормы особо важны в различных делительных механизмах, следящих системах и т. д.

К параметрам норм кинематической точности относятся:

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

Нормы плавности определяют равномерность вращения зубчатого колеса. Они имеют существенное значение в скоростных передачах автомобилей, где предъявляются жесткие требования к бесшумности передачи, отсутствию вибрации и т. д.

К *параметрам норм плавности* относятся:

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

Нормы контакта зубьев важны в целях повышения долговечности зубчатых колес и их износостойкости, особенно в тяжелонагруженных передачах, работающих с невысокими скоростями. Полнота контакта нормируется комплексным показателем – площадью суммарного пятна контакта (рис. 9.11):

по длине зуба – отношением суммарной длины пятна ($a-c$) к общей длине зуба b , %:

$$\frac{a-c}{b} \cdot 100 \%;$$

по высоте зуба – отношением высоты следов прилегания h_m к общей высоте зуба h_p , %:

$$\frac{h_m}{h_p} \cdot 100 \%.$$

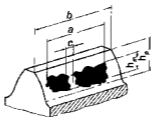
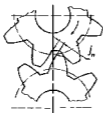
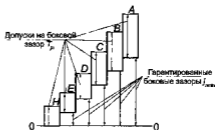


Рис. 9.11. Схема пятна контакта зубьев в передаче

Для нормальной работы зубчатой передачи между активными боковыми поверхностями сопряженных колес должен быть зазор.

Боковой зазор j_n определяют в сечении, перпендикулярном направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам (рис. 9.12). Стандартом установлен наименьший гарантированный зазор $j_{n\min}$. Величина $j_{n\min}$ не зависит от степени точности зубчатого колеса, а определяется условиями работы передачи (скоростью, температурой нагрева, наличием и качеством смазки).

Предусмотрено шесть *видов сопряжений* с различной величиной $j_{n\min}$: A, B, C, D, E, H (рис. 9.13). Как правило, вид сопряжения соответствует определенной степени точности по нормам плавности.

Рис. 9.12. Боковой зазор j_n в передачеРис. 9.13. Виды сопряжений и виды допусков T_{jn} на боковой зазор

Например, при 3–12-й степенях точности используется вид сопряжения *A* (с увеличенным боковым зазором), при 3–11-й – сопряжение *B* (с нормальным зазором), при 3–9-й – сопряжение *C* (с уменьшенным зазором), при 3–8-й – сопряжение *D* (с малым зазором), при 3–7-й – сопряжения *E* (с весьма малым зазором) и *H* (с нулевым боковым зазором).

На боковой зазор установлен допуск T_m , величина которого зависит от вида сопряжения и точности передачи и увеличивается с увеличением бокового зазора.

Установлено восемь видов допуска T_m на боковой зазор: *x*, *y*, *z*, *a*, *b*, *c*, *d*, *h*. Как правило, определенным видам сопряжения соответствует определенный вид допуска. Например, сопряжениям *H* и *E* соответствует вид допуска *h*; сопряжениям *D*, *C*, *B* и *A* соответствуют виды допусков *d*, *c*, *b*, *a*. Допускается изменять это соответствие, используя допуски *x*, *y*, *z*.

Стандартами установлены шесть классов точности отклонения межосевого расстояния, обозначаемых римскими цифрами от I до VI (VI класс для низкой точности). Сопряжениям *H* и *E* соответствует класс II отклонений межосевого расстояния; сопряжениям *D*, *C*, *B* и *A* – классы III, IV, V, VI соответственно. Класс I зарезервирован для очень точных зубчатых колес.

Гарантированный боковой зазор в передаче обеспечивается при изготовлении зубчатых колес путем *дополнительного смещения* профиля зуборезного инструмента к центру нарезаемого колеса относительно *номинального положения исходного контура*.

9.7. ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИИ И СТАНДАРТИЗАЦИИ НОРМ ТОЧНОСТИ КОНИЧЕСКИХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

9.7.1. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колеса (см. рис. 9.2, *д*, *е*) применяются в передачах, оси валов которых пересекаются под

некоторым углом $10^\circ \leq \Sigma \leq 170^\circ$ (обычно $\Sigma = 90^\circ$). Конические колеса, как правило, выполняют прямозубыми или с винтовыми зубьями (рис. 9.14). Прямозубые конические передачи применяют при окружных скоростях до 3 м/с, при более высоких скоростях применяют передачи с круговыми зубьями.

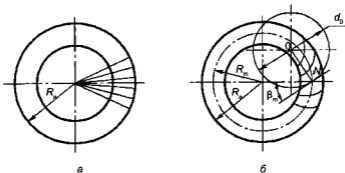


Рис. 9.14. Формы зубьев конического колеса: *a* – прямые; *б* – круговые

Зацепление двух конических колес можно представить как качение без скольжения конусов с углами при вершинах $2\delta_1$ и $2\delta_2$ (рис. 9.15). Эти конусы называют *начальными*. Линию касания этих конусов *OE* называют *полюсной линией*.

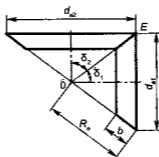


Рис. 9.15. Схема конической передачи

Конические зубчатые передачи выполняют без смещения исходного контура ($x_1 = 0, x_2 = 0$) или равносмещенными ($x_2 = -x_1$). Поэтому начальные конусы совпадают с делительными.

По сравнению с цилиндрическими, конические передачи имеют большую массу и габариты. Такие передачи более сложны в изготовлении и монтаже. Одно из конических колес, чаще всего шестерня, располагается консольно, при этом вследствие повышенной деформации консольного вала увеличиваются неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум.

Основные геометрические параметры. Геометрические расчеты конических зубчатых колес аналогичны расчетам цилиндрических колес.

Минимально допустимые числа зубьев шестерни приведены в таблице 9.4.

Таблица 9.4

Минимально допустимые числа зубьев шестерни z_1 конических передач в зависимости от угла наклона зуба в середине ширины венца β_n

Передаточное число u	β_n		
	0...15°	20...25°	30...40°
1	17	17	17
1,6	15	15	14
2	13	12	11
$\geq 3,15$	12	10	8

К основным геометрическим параметрам относятся следующие параметры, которые определяются в зависимости от модуля и числа зубьев.

Углы делительных конусов (см. рис. 9.15):

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{a_1}}{d_{f_1}} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u};$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

Модуль конического колеса измеряется по длине зуба. За основной принимают окружной модуль на внешнем торце m_{te} , который наиболее удобно измерять. Его иногда называют *производственным модулем* и его можно выбирать по стандарту (ГОСТ 9563-60).

Внешние делительные диаметры колес равны

$$d_{e1} = m_{te} z_1;$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2.$$

Внешнее конусное расстояние R_e (рис. 9.16) равно

$$R_e = 0,5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

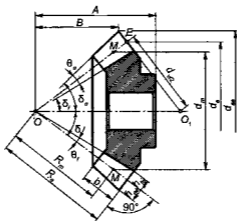


Рис. 9.16. Геометрические параметры конического зубчатого колеса

Среднее конусное расстояние равно

$$R_m = R_e - 0,5b = R_e \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right) = R_e (1 - 0,5K_{bc}),$$

где $K_{be} = b/R_e$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Значение $K_{be} \leq 0,85$ (обычно 0,235).

Средний модуль:

$$m_m = m_{te}(1 - 0,5K_{be}) \approx 0,857m_{te}.$$

Средний делительный диаметр:

$$d_m = d_e(1 - 0,5K_{be}) \approx 0,857d_e.$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta.$$

В силовых передачах рекомендуется принимать $m_{te} \geq 1,5$ мм.

В соответствии с исходным контуром прямозубых конических колес *радиальный зазор* $s = 0,2m_{te}$, тогда *внешняя высота головки зуба* $h_{ae} = m_{te}$ и *внешняя высота ножки зуба* $h_{fe} = 1,2 m_{te}$.

Допуски конических и гипоидных зубчатых колес, передач и пар установлены ГОСТ 1758-81 при $m = 1...55$ мм, среднем делительном диаметре до 4000 мм и ГОСТ 9368-81 при $m < 1$ мм, делительном диаметре до 200 мм для колес с прямыми зубьями.

Для мелко модульных ($m < 1$ мм) установлено пять видов сопряжений: *H, G, F, E, D*.

Для конических и гипоидных передач установлено пять видов допуска T_m на боковой зазор: *a, b, c, d, h*.

9.7.2. Червячные передачи

Червячная передача (рис. 9.17) предназначена для сообщения вращательного движения валам, оси которых скрещиваются под углом 90° .

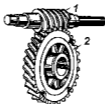


Рис. 9.17. Червячная передача: 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Червяк 1 – это винт с трапециевидальной или близкой к ней форме резьбы. *Червячное колесо 2* является цилиндрическим косозубым с вогнутым зубчатым венцом для охвата им червяка. По своей геометрии и кинематике червячная передача близка к винтовой паре. При вращении червяка его витки входят в зацепление с зубьями червячного колеса.

Их применяют в машинах, где по условиям компоновки необходимо передать движение между скрепляющимися валами, а также в делительных механизмах для получения большего передаточного числа. Червячные передачи широко распространены в грузоподъемных машинах, станкостроении, робототехнике, автомобилестроении и т. п.

По расположению червяка относительно червячного колеса различают передачи с нижним, верхним и боковым червяком.

Червяки. По форме внешней поверхности червяки разделяют на *цилиндрические* и *глобоидные* (рис. 9.18). Наибольшее применение находят цилиндрические червяки как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность. Число зубьев (заходов) червяка $z_1 = 1..4$.

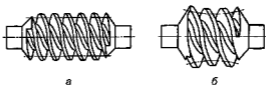


Рис. 9.18. Виды червяков: *а* – цилиндрический; *б* – глобоидный

Основные геометрические размеры червяка представлены на рисунке 9.19.

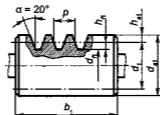


Рис. 9.19. Геометрические параметры червяка

Геометрические размеры характеризуются *шагом* червяка:

$$p = \pi m,$$

где $m = p/\pi$ – модуль, который выбирается по ГОСТ 2144-93.

Число витков червяка z_1 зависит от передаточного числа u . Рекомендуют:

- при $u = 8...14$ $z_1 = 4$;
- при $u = 16...28$ $z_1 = 2$;
- при $u > 31,5$ $z_1 = 1$.

Для упрощения расчетов вводится коэффициент диаметра червяка $q = d_1/m$ и определенное сочетание m , q , z_1 (табл. 9.5).

Таблица 9.5

Рекомендуемые сочетания m , q и z_1 для редукторов (ГОСТ 2144-93)

m , мм	q	z_1
2,0; 2,5; 3,15	8,0; 10,0; 12,5	1; 2; 4
4,0; 5,0; 6,3; 8,0	16,0; 20,0	
1,25; 1,6	12,5; 16,0 20,0	
4,0; (6,0)	9,0	
1,6; (3,0; 3,5; 6,0)	10,0	1
2,0; 2,5 (3,0; 7,0)	12,0	
(1,5)	14,0	
1,0 (1,5)	16,0	
1,0 (1,5)	20,0	1; 2; 4

Примечание. Значения m в скобках, а также сочетания с q , равным 9, 12 и 14, по возможности не применять.

Делительный диаметр червяка: $d_1 = qm$.

Угол профиля: $\alpha = 20^\circ$.

Угол подъема витка червяка γ на делительном диаметре находят из выражения

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q}$$

Ход витка червяка: $p_{z1} = pz_1$.

Высота головки h_{a1} и ножки h_{f1} витков червяка:

$$h_{a1} = h_{a1}^* m,$$

$$h_{f1} = h_{f1}^* m,$$

где $h_{a1}^* = 1$ – коэффициент высоты головки; $h_{f1}^* = 1,2$ – коэффициент высоты ножки.

Диаметры вершин и впадин червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1},$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют из условия нахождения в зацеплении максимально возможного числа зубьев колеса (табл. 9.6).

Таблица 9.6

Уравнения для определения длины b_1 червяка
(ГОСТ 19650-97)

Коэффициент смещения x	Расчетные уравнения длины b_1 (мм) при z_1	
	1,2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_2)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Червячное колесо. Профиль зубьев червячных колес в осевом сечении для различных типов червячных передач различен. Червячное колесо, работающее с архимедовым

червяком, имеет в этой плоскости эвольвентный профиль зубьев, червячное колесо эвольвентного червяка – прямолинейный профиль зубьев.

Геометрические параметры червячного колеса представлены на рисунке 9.20.

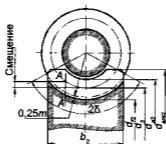


Рис. 9.20. Геометрические параметры червячного колеса

Минимальное число зубьев червячного колеса:

- для кинематических передач $z_{2\min} = 17$;
- для силовых передач $z_{2\min} = 28$; предпочтительно иметь $z_2 = 80...90$.

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = mz_2.$$

Диаметры вершин d_{a2} и диаметры впадин d_{f2} определяют в среднем сечении колеса; для червячных колес, нарезанных без смещения режущего инструмента, они равны

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1}^* m;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f1}^* m.$$

Наибольший диаметр червячного колеса определяется по эмпирической формуле:

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k},$$

где k – коэффициент, зависящий от формы боковой поверхности витка; для вогнутого профиля витка ZT $k = 4$, для остальных – $k = 2$.

Ширина колеса b_2 зависит от числа заходов червяка:

- при $z_1 = 1$ или $z_1 = 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a1}$;
- при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$.

Межосевое расстояние a для передачи без смещения:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5m(q + z_2).$$

Значения межосевых расстояний стандартизированы с целью унификации корпусных деталей и для стандартных редукторов по ГОСТ 2144-93 имеют следующие значения a , мм: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500.

Предварительное значение модуля m для силовых передач, в которых $\frac{q}{z_2} = 0,12 \dots 0,4$, можно определить так:

$$m \approx (1,4 \dots 1,7) \frac{a}{z_2}.$$

Для вписывания в стандартные или заданные межосевые расстояния применяют червячные передачи со смещением режущего инструмента (рис. 9.21). Червяк нарезают без смещения. Смещение осуществляют только за счет червячного колеса. Положительное смещение приводит к увеличению межосевого расстояния:

$$a_w = a + mx,$$

$$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x).$$

При этом коэффициент смещения режущего инструмента:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2);$$

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2 + 2x);$$

$$d_{f_2} = m(z_2 - 2,4 + 2x).$$

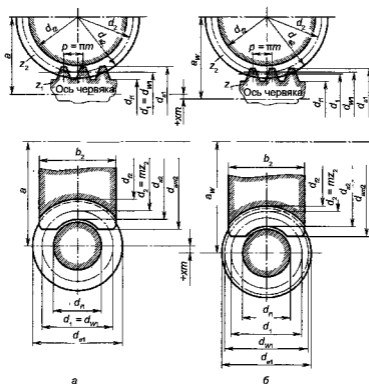


Рис. 9.21. Червячные передачи, изготовленные без смещения (а) и со смещением (б) режущего инструмента

Все другие размеры остаются неизменными. Смещение оказывает большое влияние на форму зубьев колеса и геометрию зацепления. По условию неподрезания и незаострения зубьев значение x выбирают в пределах ± 1 .

Допуски червячных цилиндрических передач и червячных пар установлены ГОСТ 3675-81 при $m = 1 \dots 25$ мм, делительном диаметре червяка до 450 мм, делительном диаметре колеса до 6300 мм.

Предусмотрено шесть *видов сопряжений* с различной величиной $j_{\text{нmin}}$: *A, B, C, D, E, H* и восемь *видов допуска* $T_{\text{н}}$ на боковой зазор: *x, y, z, a, b, c, d, h*.

9.8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕТОДАХ И СРЕДСТВАХ КОНТРОЛЯ И ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

В зависимости от поставленной цели контроль зубчатых колес может быть *технологический* и *приемочный*. Технологический контроль используют при наладке технологических операций и для выявления причин брака. При приемочном контроле устанавливают соответствие точности зубчатого колеса предъявляемым требованиям, зависящим от назначения передачи. Выбор показателей для контроля точности зубчатых колес зависит от условий производства, степени точности колес, их назначения, размеров, объема выпуска и других факторов. В каждой группе норм (кинематической, плавности, контакта и бокового зазора) в стандартах даются показатели точности или комплекс показателей. Изготовителю предоставляется право выбирать для измерения такие параметры колеса, которые соответствуют технологическому процессу обработки и наличию измерительных средств. Выбранный метод контроля должен быть направлен не только на фиксирование точности изготовления колес, но и на активное участие в обеспечении необходимого качества поддержания точности технологического процесса на определенном уровне.

При выборе комплекса для приемочного контроля зубчатых колес необходимо учитывать следующие общие положения [12]:

- предпочтение следует отдавать комплексным показателям, позволяющим оценивать суммарную погрешность зубчатого колеса;

- полную оценку точности колеса можно получить при контроле с измерительным колесом;
- предпочтительно применять методы контроля, дающие непрерывную информацию об измеряемом показателе по всему зубчатому колесу;
- предпочтение следует отдавать измерениям, проводимым на рабочей оси вращения зубчатого колеса;
- предпочтение следует отдавать тем методам контроля, которые дают непосредственную оценку показателей точности и не требуют либо пересчета, либо математической обработки.

Приборы для контроля качества зубчатых колес делят:

- *по назначению* на приборы для контроля цилиндрических колес C , конических K , червячных G , червяков Z , других колес R ;
- *по конструкции* на типы: станковые S , накладные M ;
- *по параметрам* контролируемых зубчатых колес;
- *по контролируемым показателям точности* на группы (14 групп);
- *по точности* на классы точности A , AB , B .

Контроль кинематической точности включает в себя:

- двухпрофильный контроль;
- контроль кинематической и циклической погрешностей;
- накопленной погрешности шага;
- радиального биения зубчатого венца;
- колебания длины общей нормали;
- погрешности обката.

Например, применение измерений длины общей нормали рекомендуется для всех производств, где изготавливаются зубчатые колеса непрерывным обкатом. Наиболее распространенными приборами для измерения длины общей нормали являются зубомерные микрометры (рис. 9.22, *a*) и нормалемеры (рис. 9.22, *б*).

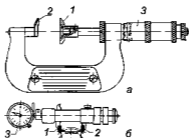


Рис. 9.22. Приборы для измерения длины общей нормали:
а – зубомерный микрометр; *б* – нормалемер

В этих приборах имеются измерительные губки *1* и *2* с параллельными плоскостями. Измерительная поверхность *1* является подвижной при измерении, ее положение от настроенного определяется с помощью отсчетного устройства *3*. При измерении колебания длины общей нормали прибор устанавливают на нуль по определенной длине общей нормали, охватывающей группу зубьев, а потом с этим значением размера сравнивают другие длины общей нормали.

Отклонение шага зацепления от номинального измеряют с помощью накладных шагомеров (рис. 9.23). Они имеют измерительные наконечники *1* и *2* и поддерживающий наконечник *3*. Наконечник *1* является подвижным, его перемещения передаются на отсчетное устройство *4*. Настройка прибора производится по специальным приспособлениям, поставляемым вместе с прибором. Номинальное значение шага зацепления создается блоками концевых мер длины.

Применение шага зацепления для нормирования и измерения рекомендуется при зубошлифовании.

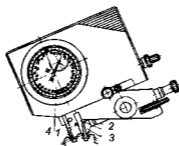


Рис. 9.23. Накладной шагомер:

1 и 2 – измерительные наконечники; 3 – поддерживающий наконечник; 4 – отсчетное устройство

Основным прибором для измерения смещения исходного контура является накладной зубомер смещения (рис. 9.24). Измерительные губки 1 и 2 образуют в приборе как бы зубчатую рейку с углом 40° , на биссектрисе которого находится ось измерительной головки 3. Установка головки на нуль производится по специальным роликам 4, входящим в комплект прибора, с установкой их в призму 5. После этого прибор устанавливается на зуб колеса и определяется смещение его относительно наружного цилиндра.

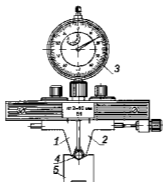


Рис. 9.24. Зубомер смещения: 1 и 2 – измерительные губки; 3 – измерительная головка; 4 – ролик; 5 – призма

Названный прибор рекомендуется для измерения колес небольших размеров, которые можно изготовить или измерить с достаточной точностью по наружной поверхности.

Индикаторно-микрометрический зубомер (рис. 9.25) предназначен для измерения толщины зуба по постоянной хорде. Настройка высотной линейки производится по микропаре 1, размер толщины зуба настраивается по микропаре 2, а отсчет отклонений толщины зуба – по индикатору 3.

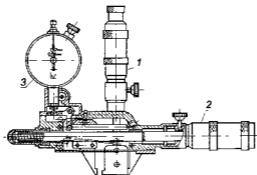


Рис. 9.25. Индикаторно-микрометрический зубомер:
1 – высотная микропара; 2 – линейная микропара; 3 – индикатор

Прибор для измерения толщины зуба рекомендуется использовать при измерении толщины витка червяков, реек и для изготовления шаблонов.

9.9. ОБОЗНАЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ НА ЧЕРТЕЖАХ

Условное обозначение зубчатых колес на чертежах должно включать в себя степени точности по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам кон-

такта, учитывать вид сопряжения и вид допуска на боковой зазор:

$8-7-6-C_{\sigma}-II$ (ГОСТ 1643-81),

где 8 – степень точности по нормам кинематической точности; 7 – степень точности по нормам плавности; 6 – степень точности по нормам контакта; C_{σ} – вид сопряжения; σ – вид допуска на боковой зазор; II – класс отклонения межосевого расстояния.

Укороченное условное обозначение, например 7-B, означает, что данная передача имеет степень точности по нормам кинематической точности 7, нормам плавности 7, по нормам контакта 7, вид сопряжения B, вид допуска на боковой зазор σ , класс отклонений межосевого расстояния V (ГОСТ 1643-81).

Таким образом, вид допуска на боковой зазор и класс отклонений межосевого расстояния проставляются только в том случае, если они не соответствуют виду сопряжения.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определения элементов зубчатого колеса.
2. Дайте классификацию зубчатых передач.
3. Назовите и охарактеризуйте основные методы нарезания зубьев.
4. Дайте определение эвольвенты и опишите ее свойства.
5. Дайте определение эвольвентного зацепления.
6. Дайте определение модуля зацепления.
7. Приведите расчетные формулы основных геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес.
8. Сформулируйте рекомендации по выбору модуля зубчатых передач редукторного типа.
9. Сформулируйте рекомендации по выбору степени точности изготовления зубчатых колес.
10. Раскройте понятие «подрезание зубьев».

11. Объясните сущность норм кинематической точности зубчатых колес, норм плавности зубчатых колес, норм контакта зубьев.
12. Дайте понятие о боковом зазоре, видах сопряжений и допусков.
13. Приведите и охарактеризуйте классы точности отклонений межосевого расстояния.
14. Раскройте особенности геометрических параметров конических зубчатых колес.
15. Назовите виды сопряжений и допусков на боковой зазор конических и гипоидных передач.
16. Назовите основные геометрические параметры червяка.
17. Назовите основные геометрические параметры червячного колеса.
18. Дайте понятие о коэффициенте смещения режущего инструмента.
19. Приведите виды сопряжений и допусков на боковой зазор червячных передач.
20. Перечислите методы и средства контроля параметров зубчатых колес и передач.
21. Изобразите условное обозначение точности зубчатых колес на чертежах.

10. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

Детали из пластмасс изготавливают литьем под давлением, прессованием и резанием.

При изготовлении деталей из пластмасс литьем под давлением или прессованием в металлических формах отдельные элементы одной и той же детали имеют различную точность [12]. Точность размеров зависит от величины колебания усадки материала. Необходимо учитывать и влияние технологических уклонов на поверхности детали, так как они должны располагаться в поле допуска размера. Другие погрешности формы детали, если они особо не оговариваются, также должны располагаться в поле допуска размера.

Детали из пластмасс обрабатывают резанием в тех случаях, если деталь сложной конфигурации трудно выполнить литьем без ее значительного усложнения в металлической форме.

Поля допусков деталей из пластмасс, их предельные отклонения и рекомендуемые посадки установлены ГОСТ 25349-88. Данный стандарт распространяется на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые детали из пластмасс с номинальными размерами от 1 до 500 мм.

Поля допусков, установленные указанным стандартом (табл. 10.1, 10.2), относятся к следующим исходным условиям: температура 20 °С, относительная влажность воздуха 65 %.

Таблица 10.1

Поля допусков отверстий деталей из пластмасс

Квалитет	Основные отклонения														
	A	B	C	D	E	F	H	J _s	N	U	X	Z	ZA	ZB	ZC
8				D8	E8	F8	H8	J _s 8	N8	U8					
9				D9	E9	F9	H9	J _s 9	N9						
10				D10			H10	J _s 10	N10		X10	Z10	ZA10	ZB10	
11	A11	B11	C11	D11			H11	J _s 11	N11						ZC11
12		B12					H12	J _s 12							
13							H13	J _s 13							
14							H14	J _s 14							
15							H15	J _s 15							
16							H16	J _s 16							
17							H17	J _s 17							

Таблица 10.2

Поля допусков валов из пластмасс

Квалитет	Основные отклонения														
	a	b	c	d	e	f	h	j _s	k	u	x	z	za	zb	zc
8			c8	d8	e8	f8	h8	j _s 8	k8	u8	x8	z8			
9				d9	e9	f9	h9	j _s 9	k9						
10				d10			h10	j _s 10	k10		x10	z10	za10	zb10	
11	a11	b11	c11	d11			h11	j _s 11	k11						zc11
12		b12					h12	j _s 12							
13							h13	j _s 13							
14							h14	j _s 14							
15							h15	j _s 15							
16							h16	j _s 16							
17							h17	j _s 17							

Стандарт предусматривает дополнительные поля допусков деталей из пластмасс, которые могут применяться в отдельных технически обоснованных случаях [13].

В соответствии со стандартом посадки в соединении пластмассовых деталей с пластмассовыми или металлическими рекомендуется выбирать по таблицам 10.3 и 10.4.

Для металлических деталей в соединениях с деталями из пластмасс рекомендуется назначать поля допусков основного вала и основного отверстия квалитетов 7–12.

Таблица 10.3

Рекомендуемые посадки в системе отверстия

Основное отверстие	Основное отклонение валов																	
	ay	az	a	b	c	d	e	f	h	k	m	n	p	z	za	zb	zc	ze
H8					H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f8	H8/h8	H8/k8	H8/m8	H8/n8		H8/z8				
H9					H9/d9	H9/e9	H9/f9	H9/h9	H9/k9		H9/m9	H9/n9	H9/p9	H9/z9	H9/za9	H9/zb9		
H10					H10/d10			H10/h10	H10/k10				H10/m10	H10/n10	H10/p10	H10/zb10	H10/zc10	H10/ze10
H11	H11/ay11	H11/az11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11		H11/h11	H11/k11								H11/zc11	H11/ze11
H12				H12/h12				H12/k12										
H13								H13/k13										

Таблица 10.4

Рекомендуемые посадки в системе вала

Основной вал	Основное отклонение отверстий																	
	AУ	AZ	A	B	C	D	E	F	H	N	U	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	ZE
h8						D8/h8	E8/h8	F8/h8	H8/h8	N8/h8	U8/h8							
h9						D9/h9	E9/h9	F9/h9	H9/h9	N9/h9		X9/h9	Y9/h9	Z9/h9	ZA9/h9	ZB9/h9		
h10						D10/h10			H10/h10	N10/h10			Y10/h10	Z10/h10	ZA10/h10	ZB10/h10	ZC10/h10	ZE10/h10
h11	AУ11/h11	AZ11/h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11			H11/h11	N11/h11							ZC11/h11	ZE11/h11
h12				B12/h12					H12/h12									
h13									H13/h13									

Контрольные вопросы и задания

1. Расскажите о допусках деталей из пластмасс по ГОСТ 25349-88.
2. Приведите примеры рекомендуемых посадок пластмассовых деталей в системе отверстия.
3. Приведите примеры рекомендуемых посадок пластмассовых деталей в системе вала.

11. ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

11.1. МЕТРОЛОГИЯ КАК НАУЧНАЯ СИСТЕМА ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

Метрология (от греч. *metron* – мера, *logos* – учение) – наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Современная метрология включает три составляющие: законодательную метрологию, фундаментальную (научную) и практическую (прикладную) метрологию.

Метрология как наука и область практической деятельности возникла в древние времена. Основой системы мер в древнерусской практике послужили древнеегипетские единицы измерений, а они, в свою очередь, были заимствованы в Древней Греции и Риме. Естественно, что каждая система мер отличалась своими особенностями, связанными не только с эпохой, но и с национальным менталитетом.

Наименования единиц и их размеры соответствовали возможности осуществления измерений «подручными» способами, не прибегая к специальным устройствам. Так, на Руси основными единицами длины были *пядь* и *локоть*, причем пядь служила основной древнерусской мерой длины и означала расстояние между концами вытянутых большого и указательного пальцев взрослого человека. Позднее, когда появилась другая единица – *аршин*, за *пядь* стали принимать $1/4$ аршина.

Мера *локоть* пришла к нам из Вавилона и означала расстояние от сгиба локтя до конца среднего пальца руки

(иногда – сжатого кулака или большого пальца). С XVIII в. в России стали применяться *дюйм*, заимствованный из Англии (назывался он «палец»), а также английский *фут*. Особой русской мерой была *сажень*, равная трем локтям (около 152 см) и *косая сажень* (около 248 см).

Указом Петра I русские меры длины были согласованы с английскими, и это, по существу, – первая ступень гармонизации российской метрологии с европейской.

Метрическая система мер была введена во Франции в 1840 г. Значимость ее принятия в России подчеркнул Д.И. Менделеев, предсказав большую роль всеобщего распространения метрической системы как средства содействия «будущему желанному сближению народов».

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 уровень. В результате уточнялись «старые» единицы (меры) и появлялись новые. Так, в 1983 г. было принято новое определение метра: это длина пути, проходимого светом в вакууме за $1/299792458$ долю секунды. Это стало возможным после того, как скорость света в вакууме (299792458 м/с) метрологи приняли в качестве физической константы (постоянной величины). Интересно отметить, что теперь, с точки зрения метрологических правил, метр зависит от секунды. В 1988 г. на международном уровне были приняты новые константы в области измерений электрических единиц и величин, а в 1989 г. принята новая Международная практическая температурная шкала МТП-90.

На этих нескольких примерах видно, что метрология как наука динамично развивается, что, естественно, спо-

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, т. е. метрологии.

Вместе с развитием фундаментальной и практической метрологии происходило становление законодательной метрологии.

Законодательная метрология – раздел метрологии, предметом которого является установление обязательных технических и юридических требований по применению единиц физических величин, эталонов, методов и средств измерений, направленных на обеспечение единства и необходимости точности измерений в интересах общества.

Законодательная метрология служит способом государственного регулирования метрологической деятельности посредством законов и законодательных положений, которые вводятся в практику через Государственную метрологическую службу и метрологические службы государственных органов управления и юридических лиц. К области законодательной метрологии относятся испытания и утверждение типа средств измерений и их поверка и калибровка, сертификация средств измерений, государственный метрологический контроль и надзор за средствами измерений.

Метрологические правила и нормы законодательной метрологии гармонизованы с рекомендациями и документами соответствующих международных организаций. Тем самым законодательная метрология способствует развитию международных экономических и торговых связей и содействует взаимопониманию в международном метрологическом сотрудничестве.

Измерения как основной объект метрологии связаны как с физическими величинами, так и с величинами, от-

носящимися к другим наукам (математике, психологии, медицине, общественным наукам и др.).

Физической величиной называют одно из свойств физического объекта (физической системы, явления или процесса), общее в качественном отношении для многих физических объектов, но в количественном отношении индивидуальное для каждого из них. Так, свойство «прочность» в качественном отношении характеризует такие материалы, как сталь, дерево, ткань, стекло и многие другие, в то время как степень (количественное значение) прочности – величина для каждого из них совершенно разная.

Измерением называют совокупность операций по применению технического средства, хранящего единицу физической величины, обеспечивающих нахождение соотношения (в явном или неявном виде) измеряемой величины с ее единицей и получение значения этой величины. Полученное значение величины и есть результат измерений.

Одна из главных задач метрологии – обеспечение единства измерений – может быть решена при соблюдении двух условий, которые называют основополагающими:

- выражение результатов измерений в единых узаконенных единицах;
- установление допустимых ошибок (погрешностей) результатов измерений и пределов, за которые они не должны выходить при заданной вероятности.

Погрешностью называют отклонение результата измерений от действительного (истинного) значения измеряемой величины. При этом следует иметь в виду, что истинное значение физической величины считается неизвестным и применяется в теоретических исследованиях; действительное значение физической величины устанавливается экспериментальным путем в предположении, что результат эксперимента (измерения) в максимальной

степени приближается к истинному значению. Погрешности измерений приводятся обычно в технической документации на средства измерений или в нормативных документах. Правда, если учесть, что погрешность зависит еще и от условий, в которых проводится само измерение, от экспериментальной ошибки методики и субъективных факторов человека в случаях, где он непосредственно участвует в измерениях, то можно говорить о нескольких составляющих погрешности измерений либо о суммарной погрешности.

Единство измерений, однако, не может быть обеспечено лишь совпадением погрешностей. Требуется еще и достоверность измерений, которая говорит о том, что погрешность не выходит за пределы отклонений, заданных в соответствии с поставленной целью измерений. Есть еще и понятие точности измерений, которое характеризует степень приближения погрешности измерений к нулю, т. е. к истинному значению измеряемой величины.

Как отмечалось выше, мероприятия по реальному обеспечению единства измерений в большинстве стран мира установлены законами и входят в функции законодательной метрологии.

11.2. ВИДЫ ИЗМЕРЕНИЙ

Измерения различают по способу получения информации, характеру изменений измеряемой величины в процессе измерений, количеству измерительной информации, отношению к основным единицам.

По способу получения информации измерения разделяют на прямые, косвенные, совокупные и совместные.

Прямое – измерение, при котором искомое значение физической величины получают непосредственно. Например, при определении длины предмета линейкой происходит сравнение искомой величины (количе-

ственного выражения значения длины) с мерой, т. е. линейкой.

Косвенное – определение искомого значения физической величины на основании результатов прямых измерений других физических величин, функционально связанных с искомой величиной. Так, если измерить силу тока амперметром, а напряжение вольтметром, то по известной функциональной взаимосвязи всех трех названных величин можно рассчитать мощность электрической цепи.

Совокупные – проводимые одновременно измерения нескольких одноименных величин, при которых искомые значения определяют путем решения системы уравнений, получаемых при измерениях этих величин в различных сочетаниях.

Совместные – проводимые одновременно измерения двух или нескольких неоднородных величин для определения зависимости между ними.

Совокупные и совместные измерения часто применяют для измерения различных параметров и характеристик в области электротехники.

По характеру изменения величины в процессе измерений бывают статические и динамические измерения.

Статическое – измерение физической величины, принимаемой в соответствии с конкретной измерительной задачей за неизменную на протяжении времени измерения.

Статические измерения имеют место тогда, когда измеряемая величина практически постоянна.

Динамическое – измерение изменяющейся по размеру физической величины.

По количеству измерительной информации различают однократные и многократные измерения.

Однократное – измерение, выполненное один раз. Практическое применение такого вида измерений всегда сопряжено с большими погрешностями, поэтому следует

проводить не менее трех однократных измерений и находить конечный результат как среднее арифметическое значение.

Многократное – измерение физической величины одного и того же размера, результат которого получен из нескольких следующих друг за другом измерений, т. е. состоящее из ряда однократных измерений.

Обычно минимальное число измерений в данном случае больше трех. Преимущество многократных измерений заключается в том, что значительно снижается влияние случайных факторов на погрешность измерения.

По отношению к основным единицам измерения делят на абсолютные и относительные.

Абсолютное – измерение, основанное на прямых измерениях одной или нескольких основных величин и (или) использовании значений физических констант. Так, в известной формуле Эйнштейна $E = mc^2$ масса (m) – основная физическая величина, которая может быть измерена прямым путем (взвешиванием), а скорость света (c) – физическая константа.

Относительное – измерение отношения величины к одноименной величине, играющей роль единицы, или измерение изменения величины по отношению к одноименной величине, принимаемой за исходную.

Естественно, что искомое значение зависит от используемой единицы измерений.

С измерениями связаны такие понятия, как «шкала измерений», «принцип измерений», «метод измерений».

Шкала измерений – это упорядоченная совокупность значений физической величины, которая служит основой для ее измерения. Поясним это понятие на примере температурных шкал.

В шкале Цельсия за начало отсчета принята температура таяния льда, а в качестве основного интервала (опорной точки) – температура кипения воды. Одна сотая

часть этого интервала является единицей температуры (градус Цельсия). В температурной шкале Фаренгейта за начало отсчета принята температура таяния смеси льда и нашатырного спирта (либо поваренной соли), а в качестве опорной точки взята нормальная температура тела здорового человека. За единицу температуры (градус Фаренгейта) принята одна девяносто шестая часть основного интервала. По этой шкале температура таяния льда равна $+32\text{ }^{\circ}\text{F}$, а температура кипения воды $+212\text{ }^{\circ}\text{F}$. Таким образом, если по шкале Цельсия разность между температурой кипения воды и таяния льда составляет $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, то по Фаренгейту она равна $180\text{ }^{\circ}\text{F}$. Этот пример наглядно показывает роль принятой шкалы как в количественном значении измеряемой величины, так и в аспекте обеспечения единства измерений. В данном случае требуется находить отношение размеров единиц, чтобы можно было сравнить результаты измерений, т. е. $t\text{ }^{\circ}\text{F}/t\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В метрологической практике известны несколько разновидностей шкал: шкала наименований, шкала порядка, шкала интервалов, шкала отношений и др.

Шкала наименований – это своего рода качественная, а не количественная шкала, она не содержит нуля и единиц измерений. Примером может служить атлас цветов (шкала цветов). Процесс измерения заключается в визуальном сравнении окрашенного предмета с образцами цветов (эталонными образцами атласа цветов). Поскольку каждый цвет имеет немало вариантов, такое сравнение под силу квалифицированному эксперту, который обладает не только практическим опытом, но и соответствующими особыми характеристиками зрительных возможностей.

Шкала порядка характеризует значение измеряемой величины в баллах (шкала землетрясений, силы ветра, твердости физических тел и т. п.).

Шкала интервалов (разностей) имеет условные нулевые значения, а интервалы устанавливаются по согласованию или приблизительно. Такими шкалами являются шкала времени, шкала длины.

Шкала отношений имеет естественное нулевое значение, а единица измерений устанавливается по согласованию с учетом действующих величин измерений. Например, шкала массы (обычно мы говорим «веса»), начиная от нуля, может быть градуирована по-разному, в зависимости от требуемой точности взвешивания (сравните бытовые и аналитические весы).

11.3. ФИЗИЧЕСКИЕ ВЕЛИЧИНЫ КАК ОБЪЕКТ ИЗМЕРЕНИЙ

Как уже отмечалось в п. 11.2, объектом измерений являются физические величины, которые принято делить на основные и производные.

Основные величины не зависят друг от друга, но они могут служить базой для установления связей с другими физическими величинами, которые называют *производными* от них. Уместно вспомнить уже упомянутую формулу Эйнштейна, в которую входит основная единица – масса, а энергия – это производная единица, зависимость между которой и другими единицами определяет данная формула. Основным величинам соответствуют основные единицы измерений, а производным – производные единицы измерений.

Совокупность основных и производных единиц физических величин, образованная в соответствии с принципами для заданной системы физических величин, называется *системой единиц физических величин*.

Первой системой единиц считается *метрическая система*, где, как уже отмечалось выше, за основную единицу длины был принят *метр*, за единицу веса – вес 1 см³ химически чистой воды при температуре около +4 °С –

грамм (позже – *килограмм*). В 1799 г. были изготовлены первые прототипы (эталоны) метра и килограмма. Кроме этих двух единиц, метрическая система в своем первоначальном варианте включала еще и единицы площади (*ар* – площадь квадрата со стороной 10 м), объема (*стер*, равный объему куба с ребром 10 м), вместимости (*литр*, равный объему куба с ребром 0,1 м).

Таким образом, в метрической системе еще не было четкого подразделения единиц величин на основные и производные.

Понятие системы единиц как совокупности основных и производных впервые предложено немецким ученым К.Ф. Гауссом в 1832 г. В качестве основных в этой системе были приняты: единица длины – *миллиметр*, единица массы – миллиграмм, единица времени – *секунда*. Эту систему единиц назвали *абсолютной*.

В 1881 г. была принята система единиц физических величин СГС, основными единицами которой были: *сантиметр* – единица длины, *грамм* – единица массы, *секунда* – единица времени. Производными единицами системы считались единица силы – *килограмм-сила* и единица работы – *эрг*. Неудобство системы СГС состояло в трудностях пересчета многих единиц в другие системы для определения их соотношения.

В начале XX в. итальянский ученый Джорджи предложил еще одну систему единиц, получившую название МКСА (в русской транскрипции) и довольно широко распространившуюся в мире. Основные единицы этой системы: *метр*, *килограмм*, *секунда*, *ампер* (единица силы тока), а производные: единица силы – *ньютон*, единица энергии – *джоуль*, единица мощности – *ватт*.

Были и другие предложения, что указывает на стремление к единству измерений в международном аспекте. В то же время даже сейчас некоторые страны не отошли от исторически сложившихся у них единиц измерения.

Известно, что Великобритания, США, Канада основной единицей массы считают *фунт*, причем его размер в системе «британских имперских мер» и «старых винчестерских мер» различен.

Наиболее широко распространена во всем мире *Международная система единиц СИ*.

11.4. ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЙ

В ранее изложенном материале (п. 11.1, 11.2) частично характеризовались понятия «погрешность», «измерения». В частности, указывалось, что под *измерением* понимается сравнение измеряемой величины с другой величиной, принятой за единицу измерения. Измерения подразделяют на *прямые* и *косвенные*.

При прямых измерениях определяемая величина сравнивается с единицей измерения непосредственно или при помощи измерительного прибора, проградуированного в соответствующих единицах. К этим измерениям относятся измерения длины линейкой, штангенциркулем и т. п. Значение измеряемой величины отсчитывается при этом по шкале прибора или подсчитывается число и значение мер и т. п.

При измерении любой физической величины обыкновенно приходится выполнять три последовательные операции:

- 1) проверку и установку приборов;
- 2) наблюдение их показаний и отсчет;
- 3) вычисление искомой величины из результатов измерений и оценку погрешности.

При измерении любой величины никогда не получают истинного значения этой величины, т. е. результат измерения дает лишь приближенное значение. Это объясняется как ограниченной возможностью точности измерения, так и природой самих измеряемых объектов.

Развитие измерительной техники привело к появлению разнообразных приборов, отличающихся своей точностью. Точность прибора – это свойство измерительного прибора, характеризующее степень приближения показаний данного измерительного прибора к действительным значениям измеряемой величины. Она связана с физическим явлением, на основе которого построен метод измерения, и с допусками при изготовлении отдельных частей прибора. Точность прибора либо задается классом точности прибора, либо указана в паспорте, прилагаемом к прибору. Погрешность, вносимая прибором при каждом отдельном измерении (*инструментальная погрешность*), связана с точностью прибора. Эта погрешность равна той доле деления шкалы прибора, до которой с уверенностью в правильности результата можно производить отсчет. Обычно, если нет оговорок в паспорте прибора, она равна цене наименьшего деления шкалы (точнее, $\pm 0,5$ цены наименьшего деления). Естественно, чем точнее прибор, тем меньше погрешность прибора. Однако, повышая точность отсчета по шкале данного прибора, практически невозможно изменить (увеличить) точность самого прибора.

Точность измерений обратно пропорциональна так называемой «относительной погрешности» измерений. В связи с тем, что точность измерений всегда бывает ограниченной, результат измерений дает нам не истинное значение измеряемой величины, а лишь приближенное.

Погрешности результата измерений определяются разностью измеренной и истинной величин и будут зависеть от многих причин. Обычно стараются произвести измерения с наибольшей достижимой точностью, т. е. сделать погрешность измерения по возможности малой.

Следует иметь в виду, что чем точнее хотят измерить ту или иную величину, тем труднее это сделать, тем больше времени потребуют эти измерения. Так, напри-

мер, измерение толщины пластинки штангенциркулем можно производить с погрешностью 0,1 мм; измерение этой же толщины микрометром можно производить с погрешностью 0,005 мм.

Таким образом, проведение измерений с высокой точностью связано с большими экспериментальными трудностями, а значит, с затратами времени и труда. Поэтому не следует требовать от измерений большей точности, чем это необходимо.

Погрешности разделяются на две группы: систематические и случайные. *Систематическая погрешность* – составляющая погрешности результата измерения, остающаяся постоянной или закономерно изменяющаяся при повторных измерениях одной и той же физической величины. Систематические погрешности вызываются вполне определенными причинами, величина их либо при всех повторных измерениях остается постоянной (как в случаях округления или смещения нуля шкалы прибора и т. п.), либо изменяется по определенному закону.

Случайная погрешность – составляющая погрешности результата измерения, изменяющаяся случайным образом (по знаку и значению) при повторных измерениях, проведенных с одинаковой тщательностью, одной и той же физической величины. Типичным примером подобных погрешностей может служить так называемая «ошибка параллакса» (сравните рис. 11.1, 11.2), которая состоит в следующем.

Для отсчета делений шкалы прибора необходимо расположить глаз наблюдателя на перпендикуляре к шкале, проходящем через конец стрелки прибора или через край измеряемого предмета. Однако глаз человека не всегда может быть расположен так точно. Поэтому при отсчетах можно получить либо завышенные, либо заниженные значения.

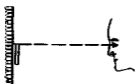


Рис. 11.1. Правильное положение глаза при снятии отсчета делений шкалы



Рис. 11.2. Ошибка параллакса при отсчете делений шкалы

Хотя исключить случайные погрешности отдельных измерений невозможно, математическая теория случайных явлений позволяет уменьшить влияние этих погрешностей на окончательный результат измерений и установить разумное значение погрешностей. Ниже будет показано, что для этого необходимо произвести не одно, а несколько измерений, причем чем меньше значение погрешности мы хотим получить, тем больше измерений нужно произвести.

Упомянутая выше *инструментальная погрешность*, или погрешность прибора, содержит в себе как систематические, так и случайные погрешности. К систематическим погрешностям можно отнести погрешности, связанные со смещением начала отсчета шкалы, с неравномерностью нанесения штрихов шкалы и т. п. Из случайных в состав приборной погрешности входят погрешности, возникшие под действием сил трения в отдельных частях прибора, из-за движения частей прибора в зазорах (люфт) и т. п. Они обычно не подчиняются закону нормального распределения.

Следует иметь в виду, что если случайная погрешность, полученная из данных измерений, окажется значительно меньше погрешности, определяемой точностью прибора, то очевидно, что нет смысла пытаться еще уменьшить величину случайной погрешности — все равно результаты измерений не станут от этого более точными.

Наоборот, если случайная погрешность больше инструментальной (систематической), то измерения следует произвести несколько раз, чтобы уменьшить значение случайной погрешности для данной серии измерений и сделать ее меньше или одного порядка с погрешностью прибора.

11.5. МЕХАНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ ЛИНЕЙНЫХ ВЕЛИЧИН

Для обеспечения принципа взаимозаменяемости деталей необходимо, чтобы все предприятия страны имели единые меры и измерительные средства, обеспечивающие надлежащую точность измерения изготавливаемых деталей. С этой целью была внедрена Государственная система обеспечения единства измерений. Эта система устанавливает организацию, порядок и способы доведения точности государственных эталонов до всех производственных измерений.

Для измерения линейных величин в производственной практике используются разнообразные измерительные средства и приспособления. Ниже дается описание некоторых из них.

Плоскопараллельные концевые меры длины (рис. 11.3) представляют собой наборы параллелепипедов (пластин, брусков, режы – цилиндрических стержней) из стали длиной до 1000 мм или твердого сплава длиной до 100 мм с двумя плоскими взаимно параллельными измерительными поверхностями (ГОСТ 9038-83).

Плоскопараллельные концевые меры длины применяются:

- для непосредственного измерения линейных размеров при самых разнообразных контрольно-проверочных работах;

- для передачи размера единицы длины от первичного эталона концевым мерам меньшей точности, для передачи размера от эталона до изделия.

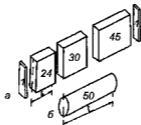


Рис. 11.3. Концевые меры: *a* – плоскопараллельные; *b* – цилиндрические

Плоскопараллельные концевые меры длины являются основными средствами сохранения единства мер в машиностроении:

- как установочные меры для установки прибора или инструмента на нуль при относительном методе измерения;
- как образцовые меры для проверки точности инструментов и приборов: штангенциркулей, микрометров, индикаторов, миниметров, оптиметров и т. д.;
- для настройки инструментов, приборов, станков.

За размер концевой меры принимается номинальная длина с учетом отклонения линейного размера и отклонения от взаимного расположения поверхностей (плоскопараллельности). При составлении блоков мер погрешности суммируются. Рабочие поверхности мер выполняются настолько качественно, что при их методических соприкосновениях проявляется взаимное сцепление, обусловленное действием межмолекулярных сил. Благодаря этому явлению, получившему название «притираемость», меры легко собираются в блоки и не распадаются во время работы. Меры из стали выдерживают до 500,

из твердого сплава до 300 притираний при контрольном усилии сдвига 15 Н.

Отечественные заводы изготавливают плоскопараллельные концевые меры, номинальные размеры которых указаны в соответствии с ГОСТ 9038-83.

В зависимости от допускаемых отклонений номинальной длины и от плоскопараллельности концевых мер с учетом точности изготовления они относятся к тому или другому классу точности.

Концевые меры изготавливают следующих классов точности: 00, 0, 1, 2, 3 – из стали; 00, 0, 1, 2 и 3 – из твердого сплава. К каждому набору прилагают паспорт, включающий инструкцию по эксплуатации. Из четырех-пяти мер с градацией от 0,001 до 100 мм выпускаемых наборов можно составлять нужные блоки. Плитки комплектуются в наборы с разным количеством (от 2 до 112) и с разной градацией размеров (0,001; 0,01; 0,1; 0,5; 1 мм и др.).

При использовании плоскопараллельных концевых мер для непосредственных измерений применяются защитные плитки, которые вводятся попарно в любой блок и притираются с обеих сторон блока, предохраняя измерительные поверхности основных концевых мер от преждевременного износа и повреждений при непосредственных измерениях.

Для удобства пользования концевыми мерами и расширения возможностей их применения изготавливаются наборы принадлежностей к плоскопараллельным концевым мерам (струбцинка, боковички, лекальная линейка, державка с основанием).

При составлении блоков заданных размеров следует использовать минимальное количество плиток (не больше 3-4).

Помимо деления плиток на классы, они подразделяются еще по точности аттестации на 5 разрядов: 1, 2, 3,

4, 5-й, из них 1-й – самый точный, 5-й – самый грубый. Разряд определяется предельной погрешностью измерения самой плитки при определении ее действительного размера и допустимым отклонением от плоскопараллельности.

В процессе притирания мер в блоки добавятся дополнительные погрешности по притирочному слою. Эти погрешности носят систематический характер и ведут к увеличению размера, имея знак «+». Необходимо отметить, что число их будет на единицу меньше числа мер в блоке. Анализируя систематические погрешности, заметим, что эти величины различны для разных номинальных значений мер. Они изменяются от 0,1 до 0,4 мкм для размеров мер 0,1...100 мкм.

Можно усредненно принять $\Delta = 0,3$ мкм. Допускаемые отклонения концевых мер приведены в таблице 11.1.

Таблица 11.1

Допускаемые отклонения концевых мер, мкм

Размер мер, мм	Класс точности от номинального значения, ±					
	00	01	0	1	2	3
До 10	0,05	0,18	0,10	0,18	0,35	0,08
Свыше 10 до 25	0,07	0,27	0,14	0,27	0,55	1,20
» 25 » 50	0,10	0,35	0,20	0,35	0,70	1,60
» 50 » 75	0,12	0,45	0,25	0,45	0,90	2,00
» 75 » 100	0,14	0,55	0,30	0,55	1,10	2,50
» 100 » 150	0,20	0,80	0,40	0,80	1,60	3,00
» 150 » 200	0,25	1,00	0,50	1,00	2,00	5,00

Штангенинструменты являются измерительными средствами, широко применяемыми в машиностроении, поэтому знание типов штангенинструментов, их конструкции и приобретение навыков работы с ними обязательно.

Отсчетным устройством в штангенинструментах является линейный нониус. Это приспособление позволяет

отсчитывать дробные доли интервала делений основной шкалы штангенциркуля. Интервал деления шкалы нониуса an меньше, чем интервал деления основной шкалы a на величину C , называемую величиной отсчета по нониусу, если модуль нониуса $y = 1$. При модуле $y = 2$ деление шкалы нониуса меньше, чем 2 деления основной шкалы на величину C .

При нулевом положении нулевые штрихи основной шкалы и шкалы нониуса совпадают. При этом последний штрих шкалы нониуса также совпадает со штрихом основной шкалы, определяющим длину L_n шкалы нониуса. При измерении шкала нониуса смещается относительно основной шкалы и по положению нулевого штриха шкалы нониуса определяют величину этого смещения, равную измеряемому размеру.

Если нулевой штрих нониуса располагается между штрихами основной шкалы, то следующие за ним штрихи также занимают промежуточное положение между штрихами основной шкалы. В связи с тем, что деление шкалы нониуса отличается от деления основной шкалы на величину C , каждое последующее деление нониуса расположено ближе предыдущего к соответствующему штриху основной шкалы.

Таким образом, отсчет измеряемой величины по шкале с нониусом складывается из отсчета целых делений по основной шкале и отсчета дробной части деления по шкале нониуса (рис. 11.4).



Рис. 11.4. Показания нониуса при вычислении размера 3,7 мм (цена деления – 0,1 мм)

Погрешность показаний штангенциркулей с величиной отсчета по нониусу 0,1...0,05 мм не должна превы-

шать $\pm 0,05$ мм (ГОСТ 166-89). Для штангенциркулей больших размеров (1000-2000 мм) погрешность не должна превышать $\pm 0,2$ мм.

Рассмотрим основные типы штангенинструментов.

Тип ШЦ-I (рис. 11.5, а) – с двухсторонним расположением измерительных губок 1 и 2. Верхняя пара предназначена для внутренних измерений, нижняя – для наружных. Верхние губки расположены относительно основной шкалы нониуса так, что при измерении размеров отсчет ведется от нуля, как и при измерении наружных размеров. Линейка 5 служит для измерения глубин. Диапазон измерения от 0 до 150 мм, значения отсчета по нониусу 0,02 мм, класс точности 1, предел допускаемой погрешности $\pm 0,02$ мм.

Тип ШЦ-II (рис. 11.5, б) – с двусторонним расположением измерительных губок. Нижняя пара служит для наружных и внутренних измерений, верхняя пара губок, имеющих заострения, служит для разметки, а также для наружных измерений.

Тип ШЦ-III (рис. 11.5, в) – с односторонним расположением измерительных губок. Внутренние плоскости губок 1 и 2 служат для наружных измерений, наружные цилиндрические поверхности – для внутренних измерений. К отсчету по шкале с нониусом следует прибавлять суммарную толщину двух губок, маркированную на них.

Для всех трех типов инструментов рамка со шкалой нониуса обозначена цифрой 3. Основная шкала нанесена на штанге, для закрепления рамки нониуса служит зажим 4. Штангенциркули ШЦ-II и ШЦ-III имеют закрепляемые зажимами 5 хомутики 6 и гайки 7, служащие для микрометрической подачи губки (при застопоренном винтом 5 хомутике 6 при помощи винта 8).

Штангенциркули типа ШЦ-I выпускаются с пределами измерений 0–125 мм с величиной отсчета по нониусу

су 0,1 мм. Штангенциркули типа ШЦ-I и ШЦ-II выпускаются с различными пределами измерений (верхний предел до 2000 мм) с величиной отсчета по нониусу 0,05 или 0,1 мм.

Электронный штангенциркуль ЕДК (рис. 11.5, *г*) – с величиной отсчета по нониусу 0,01 мм, класс точности 1, предел допускаемой погрешности $\pm 0,01$ мм.

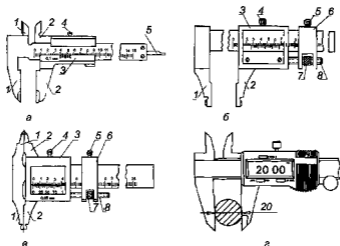


Рис. 11.5. Типы штангенциркулей: *а* – ШЦ-I, *б* – ШЦ-II, *в* – ШЦ-III, *г* – электронный ЕДК; 1, 2 – измерительные губки; 3 – рамка нониуса; 4, 5 – зажимы; 6 – хомуты; 7 – гайки; 8 – винты

Для точной установки размера в ряде инструментов предусмотрена микрометрическая подача основной рамки; здесь необходимо предварительно выставить размер, стопорным винтом зафиксировать малую рамку, продольной подачей установить основную рамку точно на требуемый размер.

Штангенинструменты периодически должны подвергаться проверке в измерительных лабораториях, перед из-

мерениями необходим внешний осмотр, а при необходимости – проверка по эталону.

Микрометрические инструменты так же, как и штангенинструменты, широко применяются в области машиностроения. К основным микрометрическим инструментам относятся микрометры МК (рис. 11.6), микрометрические глубиномеры и микрометрические нутромеры. По сути, *микрометр* – это винтовая пара, которая определяет точность и погрешность инструмента.

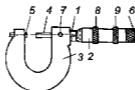


Рис. 11.6. Устройство микрометра МК: 1 – стембель; 2 – барабан; 3 – скоба; 4 – измерительный стержень; 5 – пятка; 6 – трещотка; 7 – стопор измерительного стержня; 8 – накатное кольцо барабана; 9 – стопорная гайка барабана

Микрогайка пары обычно жестко скреплена с корпусом (на рис. 11.6 – со скобой). Микровинт заканчивается измерительным стержнем 4, продольное перемещение которого определено шагом резьбы, поэтому в продольном направлении наносится основная шкала. В окружном направлении вместе с микровинтом поворачивается барабан 2, который имеет шкалу винтового нониуса из 50 делений и определяет соответственно 1/50 шага микровинта. Учитывая показания основной и дополнительной шкал, можно получить достаточно точные результаты измерений.

В микрометрических инструментах используется винтовая пара, где продольное перемещение винта прямо пропорционально шагу резьбы и углу поворота винта. За один оборот микрометрический винт перемещает-

ся вдоль оси на шаг резьбы (0,5 мм). Барабан разделен по окружности на 50 равных частей. При повороте на одно деление микрометрический винт, соединенный с барабаном, перемещается вдоль оси на $1/50$ шага, т. е. $0,5 \text{ мм}/50 = 0,01 \text{ мм}$, являющейся ценой деления микрометра. Отсчетное устройство (рис. 11.7) микрометрических инструментов состоит из двух шкал: продольной на стебле и круговой на барабане.



Рис. 11.7. Отсчетное устройство микрометрических инструментов:
а – 8,27; б – 33,67

Целое число миллиметров и половину миллиметра отсчитывают краем скоса барабана по шкале стебля. Сотые доли миллиметра определяют по порядковому номеру штриха барабана, совпадающего с продольным штрихом стебля.

Точность инструмента определена шагом резьбы и количеством делений шкалы барабана, и вариация этих параметров позволяет изменять ее, однако реально точность микрометрических инструментов, как правило, не превышает 0,01 мм.

Микрометрический глубиномер (ГМ). Верхний предел измерений микрометрического глубиномера (ГОСТ 7470-78) 100 и 150 мм устанавливается с помощью сменных измерительных стержней. Широкая измерительная поверхность основания и сменные измерительные стержни малого сечения обеспечивают устойчивость и возможность производить измерения глубин в отверстиях и пазах небольших размеров (рис. 11.8).

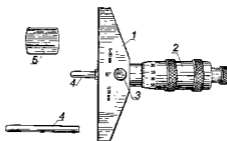


Рис. 11.8. Микрометрический глубиномер: 1 – основание; 2 – микрометрическая головка; 3 – стопор; 4 – сменные измерительные стержни; 5 – установочная мера

Микрометрические нутромеры (рис. 11.9) изготавливаются с пределами измерений: 50...75, 75...175, 75...600, 150...1250, 800...2500, 1250...4000, 2500...6000, 4000...10 000 мм.

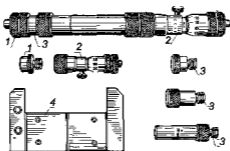


Рис. 11.9. Микрометрический нутромер: 1 – наконечник; 2 – микрометрическая головка; 3 – удлинитель; 4 – установочная мера

При выборе удлинителей от проверяемого размера отнимают нижний предел измерений микрометрической головки с наконечником. Затем выбирают удлинители по размерам, обеспечивающим их наименьшее количество (от большего к меньшему). Сумма нижнего предела

измерения микрометрической головки с наконечником и удлинителем должна быть меньше требуемого размера, но не более чем на разность между пределами измерения микрометрической головки.

Для создания определенного измерительного усилия микрометры снабжены стабилизатором усилий в виде трещотки.

Для повышения точности измерений размеров от 1000 мм и выше предусмотрена рычажная система. Такие рычажные микрометры с интервалами через 200 мм предназначены для замены обычных жестких микрометров, так как они обеспечивают более точные измерения.

В особую группу средств измерений, применяемых в серийном и массовом производстве, входят предельные калибры (пробки, скобы, кольца и т. п.). Предельными калибрами определяют годность размера детали в пределах допуска. Они имеют две стороны – проходную *ПР* и непроходную *НЕ* – соответственно предельным значениям проверяемого размера. Изделие считается годным, если проходная сторона калибра проходит, а непроходная не проходит относительно проверяемой поверхности.

Калибр-пробка (рис. 11.10, *а*) используется для контроля диаметра отверстий. Для размеров свыше 50 мм пробки выполняются неполными или в виде пластин.

Калибр-скоба (рис. 11.10, *б*) используется для контроля диаметра наружных поверхностей.

Резьбовые калибры (рис. 11.10, *в*, *г*) используются для контроля наружных и внутренних резьб. Проходной стороной *ПР* с полным профилем резьбы проверяются все элементы резьбы, непроходной *НЕ* с укороченным профилем – средний диаметр резьбы.

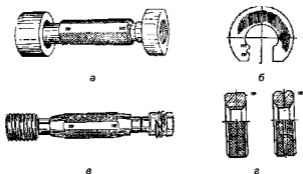


Рис. 11.10. Предельные калибры: *а* – калибр-пробка; *б* – калибр-скоба; *в* – резьбовой калибр-пробка; *z* – резьбовой калибр-скоба

Достоинством предельных калибров является объективность и быстрота проверки, поэтому их преимущественно применяют при изготовлении больших партий деталей.

11.6. ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ГОЛОВКИ

Рычажно-механические приборы преобразуют малые отклонения размеров изделий в удобные для отсчета перемещения стрелки по шкале. Основные типы рычажно-механических передач, используемых в приборах: зубчатые, рычажные, рычажно-зубчатые, пружинные и рычажно-пружинные.

Рычажно-механические приборы делят на три основные группы:

1) *измерительные головки* – съемные отсчетные устройства, предназначенные для оснащения приборов и контрольно-измерительных приспособлений;

2) *приборы со съемными отсчетными устройствами* – индикаторные скобы, нутромеры, глубиномеры и др.;

3) *приборы со встроенными отсчетными устройствами* – рычажные скобы, микрометры и др.

Приборы применяют для измерения линейных размеров, а также отклонений размеров от заданной геометрической формы – овальности, биения, огранки, прямолинейности и т. п. Как правило, их используют для измерения методом сравнения с мерой. Если размеры изделий меньше диапазона показаний прибора, то применяют метод непосредственной оценки.

11.6.1. Зубчатые измерительные головки

Зубчатые измерительные головки – индикаторы часового типа с ценой деления 0;01 мм – изготавливаются следующих основных типов:

ИЧ02, ИЧ05, ИЧ10 и ИЧ25 – перемещение измерительного стержня параллельно шкале, диапазоны измерений соответственно 0...2, 0...5, 0...10 и 0...25 мм;

ИТ02 – перемещение стержня перпендикулярно к шкале, диапазон измерений 0...2 мм.

Индикаторы типа ИЧ05 и ИЧ10 выпускаются в корпусе диаметром 60 мм, а индикаторы ИЧ02 и ИТ02 – в корпусе диаметром 42 мм (малогабаритные).

Устройство и принципиальная схема индикатора типа ИЧ показаны на рисунке 11.11.

Основными узлами индикатора (рис. 11.11, а) являются циферблат 7 со шкалой, ободок 2, стрелка 3, указатель 4 числа оборотов стрелки, гильза 5, измерительный стержень 6 с наконечником 7, корпус 8, ушко 9 и головка 10 стержня. Гильза и ушко служат для крепления индикатора на стойках, штативах и приспособлениях. Поворотом ободка 2, на котором закреплен циферблат, стрелку совмещают с любым делением шкалы. За головку 10 стержень отводят при установке изделия под измерительный наконечник.

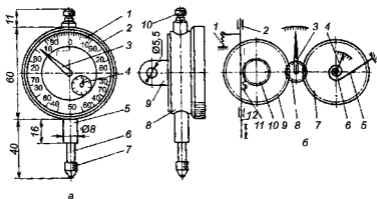


Рис. 11.11. Индикатор часового типа ИЧ:
 а – устройство; б – принципиальная схема

Принцип действия индикатора заключается в следующем (рис. 11.11, б). Измерительный стержень 12 перемещается в точных направляющих втулках 2, запрессованных в гильзы корпуса. На стержне нарезана зубчатая рейка 11, которая поворачивает триб 10 с числом зубьев $z = 16$ (трибом в приборостроении называют зубчатое колесо с числом зубьев $z = 18$). Зубчатое колесо 9 ($z = 100$), установленное на одной оси с трибом 10, передает вращение трибу 8 ($z = 10$). На оси триба 8 закреплена стрелка 3. В зацеплении с трибом 8 находится также зубчатое колесо 7 ($z = 100$), на оси которого закреплены указатель 4 и втулка 6 с пружинным волоском 5, другой конец которого прикреплен к корпусу. Колесо 7, находясь под действием волоска, обеспечивает работу всей передачи прибора на одной стороне.

11.6.2. Рычажно-зубчатые измерительные головки

К рычажно-зубчатым измерительным головкам относят индикаторы ИГ и многооборотные индикаторы МИГ, выпускаемые с ценой деления 0,001 и 0,002 мм.

Индикатор ИГ (рис. 11.12, а) состоит из корпуса 7, циферблата 2, стрелки 3, арретира 4, присоединительной

гильзы 5, измерительного стержня 6, наконечника 7, указателя 9 поля допуска изделия и винта 8 точной установки механизма в нулевое положение. Арретир (рычаг) необходим для подъема измерительного стержня перед установкой изделия.

Механизм головки ИГ (рис. 11.12, б) состоит из двух неравноплечих рычажных пар и одной зубчатой передачи. Перемещение измерительного стержня 10 через рычаг 6 передается малому плечу рычага 13. Большое плечо рычага 13 передает движение рычагу 1 зубчатого сектора 2.

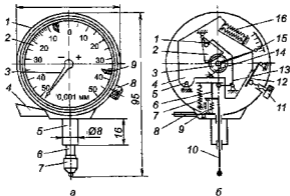


Рис. 11.12. Измерительная головка ИГ:
а – внешний вид; б – принципиальная схема

Зубчатый сектор вращает триб 3, на оси которого установлены стрелка 15 и втулка со спиральным волоском 14, устраняющим зазоры в передаче. Измерительное усилие создается двумя пружинами 7, прикрепленными к рычагу 6. Весь механизм индикатора смонтирован на плате 4, которая для установки на нуль поворачивается вокруг оси 5 и пружинами 16 прижимается через рычаг 12 к установочному винту 7. Арретир 5 в свободном состоянии отжимается от рычага 6 пружиной 9.

Многооборотный индикатор МИГ имеет те же основные узлы, что и индикатор ИГ. На циферблате нанесено 200 де-

лений круговой шкалы и расположен указатель числа оборотов стрелки, полное число оборотов которой равно 5.

11.6.3. Пружинные измерительные головки

Пружинные измерительные головки являются наиболее точными рычажно-механическими приборами. Они выпускаются трех основных типов:

- 1) ИГП – микрокаторы;
- 2) ИПМ – микаторы (малогабаритные);
- 3) ИРП – миникаторы.

В качестве чувствительного элемента в пружинной измерительной головке ИГП (рис. 11.13) используется специальная ленточная пружина 2, завитая спирально от середины в разные стороны и закрепленная по концам на плоских пружинах. К середине пружины приклеена стрелка 3. Перемещение измерительного стержня 7 вызывает изменение длины пружины 2 и поворот ее средней части. Смещение стрелки относительно шкалы прибора пропорционально перемещению измерительного стержня.

Преимущества пружинных передач: высокая чувствительность ленточных пружин, обеспечивающая большую точность измерений; отсутствие внешнего трения и минимальная разность прямого и обратного хода.

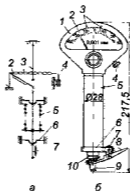


Рис. 11.13. Пружинная измерительная головка ИГП:
а – принципиальная схема; б – внешний вид

Измерительные головки устанавливают на стойках или штативах, которые изготавливают нескольких типов: стойки С-I и С-II (рис. 11.14, а), стойки малогабаритные С-III (рис. 11.14, б), стойки С-IV (рис. 11.14, в), штативы Ш-I...Ш-III (рис. 11.14, г), штативы с магнитным основанием ШМ-I...ШМ-III (рис. 11.14, д).

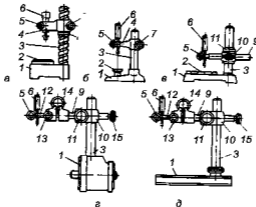


Рис. 11.14. Стойки и штативы

Тип стойки или штатива определяется ценой деления измерительной головки: С-I – до 0,5 мкм; С-II – от 1 до 5 мкм; Ш-I и ШМ-I – от 2 до 5 мкм; С-III, Ш-II и ШМ-II – до 10 мкм; С-IV, Ш-III и ШМ-III – свыше 10 мкм.

Стойки имеют основание 1 с измерительным столом 2 и колонку 3 с кронштейном 4 или стержнем 9. Измерительную головку 6 зажимают на стойках винтом 5. Кронштейн может перемещаться по колонке гайкой 8 и закрепляться винтом 7. Стержень зажимают в хомуте 10 винтом 11.

Штативы не имеют измерительного стола и применяются при измерениях на поверочных плитах и станках. Измерительные головки закрепляют в державке 12, которую зажимают винтом 13 на стержне 9, имеющем пружинный упор 14.

жинные пальцы 14 и винт 15 для тонкой установки на размер. Назначение остальных деталей штативов такое же, как и стоек.

11.7. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ СРЕДСТВ КОНТРОЛЯ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ

При выборе средств измерений учитывают совокупность метрологических (цена деления, погрешность, пределы измерений, измерительное усилие), эксплуатационных и экономических показателей, к которым относятся: массовость (повторяемость измеряемых размеров) и доступность их для контроля; стоимость и надежность средств измерений; метод измерения; время, затрачиваемое на настройку и процесс измерения; масса, габаритные размеры, рабочая нагрузка; жесткость объекта контроля, шероховатость его поверхности; режим работы и т. д.

Выбор средств измерений зависит от масштаба производства или количества находящихся в эксплуатации однотипных (одноименных) технических систем.

Например, в массовом производстве с отработанным технологическим процессом, включая контрольные операции, используют высокопроизводительные механизированные и автоматизированные средства измерения и контроля. Универсальные средства измерений применяются преимущественно для наладки оборудования.

В серийном производстве основными средствами контроля должны быть жесткие предельные калибры, шаблоны, специальные контрольные приспособления. Возможно применение универсальных средств измерений.

В мелкосерийном и индивидуальном производстве основными являются универсальные средства измерений, поскольку применение других организационно и экономически невыгодно: неэффективно будут использоваться специальные контрольные приспособления или

потребуется большое количество калибров различных типоразмеров.

Метод измерения, определяемый целью контроля, выдвигает требования к средствам измерений по базировке: если контролируется точность технологического процесса, то выбирают средства измерений для технологических баз; если точность технических систем контролируется с точки зрения эксплуатации, то средство измерений выбирается под эксплуатационные базы.

При выборе средств измерений по метрологическим характеристикам необходимо учитывать, что цена деления шкалы должна выбираться с учетом заданной точности измерения.

Например, если размер необходимо контролировать с точностью до 0,01 мм, то и средство измерения следует выбирать с ценой деления 0,01 мм, так как более грубая шкала внесет дополнительные субъективные погрешности, а более точная будет дороже. При контроле технологических процессов должны использоваться средства измерений с ценой деления не более $1/6$ допуска на изготовление.

При измерениях рабочий участок шкалы средств измерений должен выбираться по правилу: относительная погрешность в пределах рабочего участка шкалы средств измерений не должна превышать приведенную погрешность более чем в 3 раза. Из этого следует, что:

- при односторонней равномерной шкале с нулевой отметкой в ее начале рабочий участок занимает последние две трети длины шкалы;
- при двусторонней шкале с нулевой отметкой посредине – последнюю треть каждого сектора;
- при шкале без нуля рабочий участок может распространяться на всю длину шкалы.

В пределах рабочего участка шкалы наибольшая возможная абсолютная погрешность равновероятна на всех

отметках. Таким образом, при выборе средств измерений важно определить рабочий участок шкалы и ее цену деления.

Контрольные вопросы и задания

1. Раскройте особенности метрологии как науки об измерениях.
2. Охарактеризуйте составляющие части метрологии.
3. Дайте определение физической величины.
4. Дайте определение понятия «измерение».
5. Дайте определение понятия «погрешность измерения».
6. Охарактеризуйте виды измерений.
7. Что называют системой единиц физических величин?
8. Назовите отличительные особенности абсолютных и производных физических единиц.
9. Охарактеризуйте виды погрешностей измерений.
10. Охарактеризуйте универсальные измерительные средства контроля линейных и угловых размеров.

12. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ

12.1. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Размерной цепью называется совокупность взаимосвязанных размеров, определяющих взаимное расположение осей и поверхностей одной детали или нескольких деталей в изделии, расположенных в определенной последовательности по замкнутому контуру и непосредственно влияющих на точность одного из размеров контура.

Каждая размерная цепь состоит из составляющих звеньев (размеров) цепи и замыкающего звена (размера).

Замыкающим размером называется размер, получающийся последним в процессе обработки детали или сборки узла, величина и точность которого зависят от величины и точности всех остальных размеров цепи, называемых *составляющими*.

По взаимному расположению размеров размерные цепи делят на линейные, плоскостные и пространственные.

Линейными называются размерные цепи, звенья которых расположены параллельно друг другу.

Плоскостными называются размерные цепи, все или часть звеньев которых не параллельны друг другу, но расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях.

Пространственными называются размерные цепи, все или часть звеньев которых не параллельны друг другу и расположены в непараллельных плоскостях.

Угловыми называются размерные цепи, все звенья которых – угловые величины. Признаками составляющих размеров угловой цепи часто бывают перпендикуляр-

ность, непараллельность осей и поверхностей и тому подобные погрешности взаимного расположения поверхностей и осей деталей.

Увеличивающими называются составляющие размеры, при увеличении которых замыкающий размер увеличивается.

Уменьшающими называются составляющие размеры, при увеличении которых замыкающий размер уменьшается.

Размер сборочной размерной цепи, который определяет функционирование узла или механизма, называется *исходным* (функциональным) размером (зазор, натяг, величина перемещения детали и т. д.). В процессе сборки этот размер, как правило, является *замыкающим*.

При назначении предельных отклонений размеров руководствуются следующими правилами:

- допуск назначается в тело детали;
- для охватывающих размеров отклонение назначается в «+»;
- для охватываемых размеров отклонение назначается в «-» ;
- для прочих размеров отклонения назначаются симметрично «±» (отклонения по абсолютной величине равны половине допуска).

Цепи по виду задач, в решении которых они участвуют, делятся на конструкторские, технологические и измерительные.

Конструкторские размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при конструировании. Они устанавливают связь размеров детали в изделии. На рисунке 12.1 приведены примеры сборочных размерных цепей.

На рисунке 12.1, *a* показана элементарная сборочная размерная цепь, решающая задачу обеспечения точности сопряжения двух деталей. На рисунке 12.1, *б* – тоже сборочная цепь, которая решает задачу обеспечения перпен-

дикулярности поверхности **2** к оси **1**, необходимой для базирования подшипника качения.

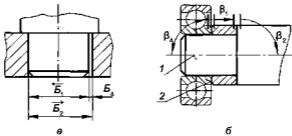


Рис. 12.1. Сборочные размерные цепи:
а – простая; б – с компенсатором

Технологические размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при изготовлении машин. Они устанавливают связь размеров деталей на разных этапах технологического процесса. На рисунке 12.2, а изображена деталь с размерами, которые следует выдержать при изготовлении. Последовательность получения размеров приведена на рисунке 12.2, б, в, г. На основании предложенного маршрута обработки построена технологическая размерная цепь (рис. 12.2, д). При обработке детали выдерживаются размеры C_1 , C_2 , C_3 , а размер C_4 получается автоматически.

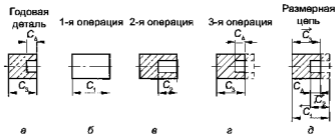


Рис. 12.2. Принципы построения технологических размерных цепей

Перед тем как построить размерную цепь, следует выявить замыкающее звено, которое, допустим, определяет нормальное функционирование механизма. Размер или предельное отклонение замыкающего звена назначают или рассчитывают исходя из условий работы и (или) требуемой точности.

Например, размер и предельные отклонения замыкающего звена A_Δ принимаются такими, которые обеспечили бы свободное вращение зубчатого колеса при минимальном возможном смещении его вдоль оси. Несовпадение вершины делительного конуса конической шестерни с осью вращения конического колеса (рис. 12.5, *a, б*) определяется степенью точности зубчатых колес, а его предельные значения находятся по соответствующему стандарту. Надо только установить, между какими деталями стоит размер замыкающего звена, а затем связать эти детали цепью размеров.

Например, на рисунке 12.5, *б* размер замыкающего звена B_Δ стоит между осью и торцом зубчатого колеса, на рисунке 12.5, *a* A_Δ стоит между осью отверстия в корпусе и вершиной делительного конуса конического колеса, и т. д.

Рассмотрим наиболее типичные варианты сборочных размерных цепей: первый вид приведен на рисунке 12.3, второй – на рисунке 12.4, третий – на рисунке 12.5.

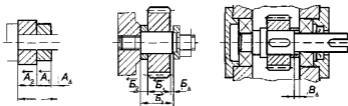


Рис. 12.3. Первый вид размерной цепи

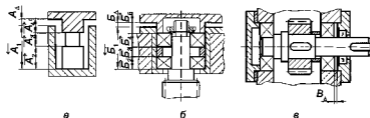


Рис. 12.4. Второй вид размерной цепи

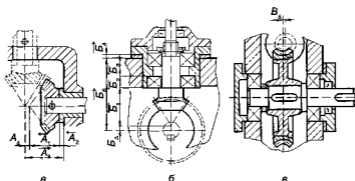


Рис. 12.5. Третий вид размерной цепи

При построении размерных цепей следует руководствоваться их основными свойствами:

- цепь должна быть замкнута;
- размер любого звена сборочной цепи должен относиться к элементам одной и той же детали; исключением является замыкающее звено, которое всегда соединяет элементы разных деталей;
- цепь должна быть проведена наикратчайшим способом, т. е. деталь своими элементами должна входить в размерную цепь только один раз.

12.2. МЕТОДЫ ДОСТИЖЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЗАМЫКАЮЩЕГО ЗВЕНА

При расчете размерных цепей различают прямую и обратную задачи.

Прямая задача заключается в определении допуска и предельных отклонений составляющих размеров по заданным номинальным размерам всех звеньев цепи и заданным предельным отклонениям исходного (замыкающего) звена.

Обратная задача заключается в определении номинального значения, допуска и предельных отклонений замыкающего размера по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

Прямая задача, связанная с размерными цепями, решается при проектировании новых конструкций деталей, узлов и машин (проектные расчеты).

Обратная задача решается в случаях, когда в чертежах допуски на составляющие размеры установлены конструктором исходя из конструктивных, технологических и экономических соображений и требуется проверить их соответствие допуску замыкающего звена (проверочные расчеты).

Как прямые, так и обратные задачи размерного анализа можно решать методом полной взаимозаменяемости, теоретико-вероятностным методом и другими методами, обеспечивающими неполную взаимозаменяемость.

Плоские и пространственные размерные цепи рассчитывают теми же методами, что и линейные. Необходимо лишь привести их к виду линейных размерных цепей. Это достигается путем проектирования размеров плоской цепи на одно направление, обычно совпадающее с направлением замыкающего размера, а пространственной цепи – на две или три взаимно перпендикулярные оси.

В размерном анализе и синтезе конструкций машин выбирают методы достижения точности замыкающего звена, обусловленные способами решения размерных цепей.

Метод полной взаимозаменяемости – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается во всех случаях ее реализации путем включения составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их значений. Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают способом на *максимум-минимум*, учитывающим только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания при помощи системы аддитивных допусков. При таких допусках влияние их на издержки производства значительное. Обеспечение заданных предельных отклонений при этом приводит к резкому повышению стоимости, а поэтому расчеты экономически оптимальной точности необходимы.

Метод неполной взаимозаменяемости применяется, когда требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается с некоторым риском путем включения в нее составляющих звеньев без участия других методов. В этом случае допускаются перекрывающиеся допуски, и сборка может проходить с помощью методов групповой взаимозаменяемости, регулирования, пригонки, опираясь на теоретико-вероятностный метод расчета. Теоретико-вероятностный метод ограничивает выпуск бракованной продукции до небольшого допустимого предела с применением системы перекрывающихся допусков на основе случайного отбора деталей.

При **методе групповой взаимозаменяемости** требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, принадлежащих к соответственным группам, на которые они предварительно рассортированы. Выбор метода представляет экономическую проблему и предполагает дополнительные издержки производства. Сортировка деталей увеличивает затраты на новую измерительную технику и привлекает дорогостоящие контрольные авто-

маты. Увеличиваются затраты труда контролеров. Растут складские расходы в связи с дополнительными затратами по хранению отсортированных деталей.

При **методе регулирования** требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена без удаления материала с компенсатора. Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т. д. При этом по всем остальным размерам цепи детали обрабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий. К недостаткам метода следует отнести увеличение числа деталей в машине, что усложняет конструкцию, сборку и эксплуатацию.

При применении **метода пригонки** требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением значения компенсирующего звена путем удаления с компенсатора определенного слоя материала по оставленному припуску. При большом объеме выполняемых работ для достижения точности замыкающего звена размерной цепи применяют различные методы обработки деталей.

12.3. МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

К задачам расчета размерных цепей относят следующие:
задача синтеза – параметры замыкающего звена (номинальное значение, допустимые отклонения и допуски) заданы и требуется определить параметры составляющих звеньев;

задача анализа – параметры составляющих звеньев известны и требуется определить параметры замыкающего звена.

Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков, предельных отклонений, координат их середин, номинальных размеров всех звеньев.

Метод полной взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи получается при любом сочетании размеров составляющих звеньев. При этом предполагают, что в размерной цепи одновременно могут оказаться все звенья с предельными значениями, причем в любом из двух наиболее неблагоприятных сочетаний (все увеличивающие звенья с верхними предельными размерами, а уменьшающие — с нижними и наоборот). Такой метод расчета, который учитывает эти неблагоприятные сочетания, называется методом расчета на *максимум-минимум*.

Размерная цепь всегда замкнута. На основании этого свойства существует зависимость, которая связывает номинальные размеры звеньев. Для плоских размерных цепей с номинальными звеньями она имеет следующий вид:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_i - \sum_{i=1}^p \bar{A}_i,$$

где n и p — число соответственно увеличивающих и уменьшающих звеньев в размерной цепи.

Для определения зависимости, которая связывает допуски звеньев в размерной цепи, находят вначале наибольшее значение замыкающего звена:

$$A_{\Delta_{\max}} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i_{\max}} - \sum_{i=1}^p \bar{A}_{i_{\min}},$$

затем наименьшее значение:

$$A_{\Delta_{\min}} = \sum_{i=1}^n \bar{A}_{i_{\min}} - \sum_{i=1}^p \bar{A}_{i_{\max}}.$$

Вычитая из наибольшего значения замыкающего звена наименьшее, получаем величину допуска замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} T_i,$$

где m — количество звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено.

Метод неполной взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи получается не при любых сочетаниях, а при ранее обусловленной части сочетаний размеров составляющих звеньев.

Сборка осуществляется без пригонки, регулировки и подбора звеньев.

Метод исходит из предположения, что сочетание действительных размеров составляющих звеньев в изделии носит случайный характер и вероятность того, что все звенья с самыми неблагоприятными сочетаниями окажутся в одном изделии, весьма мала.

Такой метод расчета, который учитывает рассеяние размеров и вероятность их различных сочетаний, называется *вероятностным* методом расчета. Другими словами, метод допускает малый процент изделий, у которых замыкающее звено выйдет за рамки поля допусков. При этом расширяются допуски составляющих цепь размеров и тем самым снижается себестоимость изготовления деталей.

Задачей расчета является назначение допусков на составляющие звенья, соответствующих одинаковой степени точности.

Метод пригонки, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменением размера компенсирующего звена путем снятия с компенсатора слоя металла. Его суть состоит в том, что допуски на составляющие звенья назначаются по экономически приемлемым качествам, например по 12–14-му качествам. Получающийся после этого у замыкающего звена избыток поля рассеяния при сборке устраняют за счет компенсатора.

Метод регулирования с применением неподвижного компенсатора, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи достигается изменени-

ем компенсирующего звена без снятия слоя металла. Его суть состоит в том, что избыток поля рассеяния замыкающего звена устраняют путем подбора компенсатора из некоторого количества компенсаторов, заранее изготовленных с различными размерами.

Смысл расчета заключается в определении наименьшего количества компенсаторов в комплекте, а также в определении припуска на пригонку, достаточного для компенсации величины превышения предельных значений замыкающего звена и вместе с тем наименьшего для сокращения объема пригоночных работ.

Роль компенсатора обычно выполняет деталь, наиболее доступная при разборке механизма, несложная по конструкции и неточная, например, прокладки, шайбы проставочные и т. п.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение понятия «размерная цепь».
2. Охарактеризуйте виды размерных цепей.
3. Дайте понятие об увеличивающих и уменьшающих размерах.
4. Объясните особенности построения и уровень решаемых задач конструкторскими и технологическими размерными цепями.
5. Охарактеризуйте особенности методов достижения точности замыкающего звена (прямая и обратная задачи).
6. Изложите суть метода полной взаимозаменяемости.
7. Изложите суть метода неполной взаимозаменяемости.
8. Изложите суть метода групповой взаимозаменяемости.
9. Изложите суть методов пригонки и регулирования.
10. Охарактеризуйте методы решения размерных цепей.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Димов, Ю.В.** Метрология, стандартизация и сертификация / Ю.В. Димов. Санкт-Петербург : Питер, 2004.

2. **Допуски и посадки** : справ. Ч. 2 / В.Д. Мягков [и др.]. Л. : Машиностроение, 1983.

3. **Завистовский, В.Э.** Техническая механика: детали машин / В.Э. Завистовский. Минск : Беларус. энцыкл. імя П. Броўкі, 2010.

4. **Зайцев, С.А.** Допуски и посадки / С.А. Зайцев, А.Д. Куранов, А.Н. Толстов. М. : ИЦ «Академия», 2007.

5. **Марков, Н.Н.** Нормирование точности в машиностроении / Н.Н. Марков, В.В. Осипов, М.Б. Шабалина. М. : Высш. шк. ; ИЦ «Академия», 2001.

6. **Марков, Н.Н.** Взаимозаменяемость и технические измерения / Н.Н. Марков. М. : Издательство стандартов, 1983.

7. **Марков, А.Л.** Измерение зубчатых колес / А.Л. Марков. Л. : Машиностроение, 1977.

8. **Нормирование точности и технические измерения** : учеб.-метод. комплекс для студ. спец. 1-02 06 02 «Технология» / сост. С.Э. Завистовский ; под общ. ред. С.Э. Завистовского. Новополюцк : ПГУ, 2004.

9. **Романов, А.Б.** Таблицы и альбом по допускам и посадкам : справ. пособие / А.Б. Романов, В.Н. Федоров, А.И. Кузнецов. М. : Политехник, 2005.

10. **Саранча, Г.А.** Стандартизация, взаимозаменяемость и технические измерения / Г.А. Саранча. М. : Издательство стандартов, 1991.

11. Соломахо, В.Л. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения / В.Л. Соломахо, Б.Б. Цитович. Минск : Дизайн ПРО, 2004.

12. Справочник контролера машиностроительного завода. Допуски, посадки, линейные измерения / А.Н. Биноградов [и др.]. М. : Машиностроение, 1980.

13. Справочник конструктора-приборостроителя. Проектирование. Основные нормы / В.Л. Соломахо [и др.]. Минск : Выш. шк., 1988.

Технические нормативные правовые акты

О нормативных правовых актах Республики Беларусь : закон Республики Беларусь от 10.01.2000 № 361-З // Нац. реестр правовых актов Респ. Беларусь. 2000. № 2/136.

СТВ 1500-2004. Техническое нормирование и стандартизация. Термины и определения.

ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.

ГОСТ 13754-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Исходный контур.

ГОСТ 13755-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур.

ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 164-90. Штангенрейсмасы. Технические условия.

ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения.

ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.

ГОСТ 166-89. Штангенциркули. Технические условия.

ГОСТ 1758-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые конические и гипоидные. Допуски.

ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрических параметров.

ГОСТ 2.308-2011. Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 2.309-73. Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей.

ГОСТ 21425-75. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности.

ГОСТ 2144-93. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры.

ГОСТ 21495-76. Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения.

ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

ГОСТ 24071-97. Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы.

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

ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения.

ГОСТ 25142-82. Шероховатость поверхности. Термины и определения.

ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков основных отклонений.

ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

ГОСТ 25348-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Ряды допусков,

основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150 мм.

ГОСТ 25349-88. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков деталей из пластмасс.

ГОСТ 25548-82. Основные нормы взаимозаменяемости. Конусы и конические соединения. Термины и определения.

ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.

ГОСТ 30893.1-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками.

ГОСТ 30893.2-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально.

ГОСТ 3675-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи червячные цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 3749-77. Угольники поверочные 90°. Технические условия.

ГОСТ 520-2002. Подшипники качения. Общие технические условия.

ГОСТ 6033-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.

ГОСТ 6636-69. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные линейные размеры.

ГОСТ 7470-92. Глубиномеры микрометрические. Технические условия.

ГОСТ 8032-84. Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел.

ГОСТ 8593-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные конусности и углы конусов.

ГОСТ 8908-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Нормальные углы и допуски углов.

ГОСТ 9038-90. Меры длины концевые плоскопараллельные. Технические условия.

ГОСТ 9150-2002. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Профиль.

ГОСТ 9368-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передатки зубчатые конические мелко модульные. Допуски.

ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули.

Приложение А

Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 120 мм. Предельные отклонения (мкм)

Интервал разме- ров, мм	<i>f6</i>	<i>g6</i>	<i>h6</i>	<i>is6</i>	<i>h6</i>	<i>js6</i>	<i>js6</i>	<i>rc6</i>	<i>rc6</i>	<i>sd6</i>	<i>td6</i>	<i>e7</i>	<i>f7</i>	<i>h7</i>	<i>is7</i>	<i>h7</i>	<i>m7</i>	<i>n7</i>	<i>s7</i>	<i>u7</i>
1-3	-6	-2	0	+3	+6	+8	+10	+12	+16	+20	-	-14	-6	0	+5	+10	-	+14	+24	+28
	-12	-8	-6	-3	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	-24	-16	-10	-5	0	-	+4	+14	+18
3-6	-10	-4	0	+4	+9	+12	+16	+20	+23	+27	-	-20	-10	0	+6	+13	+16	+20	+31	+35
	-18	-12	-8	+4	+1	+4	+8	+12	+15	+19	-	-32	-22	-12	-6	+1	+4	+8	+19	+23
6-10	-13	-5	0	+4,5	+10	+15	+19	+24	+28	+32	-	-25	-13	0	+7	+16	+21	+25	+38	+43
	-22	-14	-9	-4,5	+1	+6	+10	+15	+19	+23	-	-40	-28	-15	-7	+1	+6	+10	+23	+28
10-14	-16	-6	0	+5,5	+12	+18	+23	+29	+34	+39	-	-32	-16	0	+9	+19	+25	+30	+46	+51
	-27	-17	-11	-5,5	+1	+7	+12	+18	+23	+28	-	-50	-34	-18	-9	+1	+7	+12	+28	+33
18-24	-20	-7	0	+6,5	+15	+21	+28	+35	+41	+48	+54	-40	-20	0	+10	+23	+29	+26	+56	+41
	-33	-20	-13	-6,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54	-61	-41	-21	-10	+2	+8	+15	+35	+69
24-30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30-40	-25	-9	0	+8	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+70	-50	-25	0	+12	+27	+34	+42	+68	+60
	-41	-25	-16	-8	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+85	-75	-50	-25	-12	+2	+9	+17	+43	+95
40-50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
50-65	-30	-10	0	+9,5	+21	+30	+39	+51	+41	+53	+75	-60	-30	0	+15	+32	+41	+50	+53	+87
	-49	-29	-19	-9,5	+2	+11	+20	+32	+62	+78	+113	-90	-50	-30	-15	+2	+11	+20	+89	+132
65-30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80-100	-36	-12	0	+11	+25	+35	+45	+59	+51	+71	+104	-72	-36	0	+17	+38	+48	+58	+71	+124
	-49	-34	-22	-11	+8	+18	+28	+37	+76	+101	+147	-107	-71	-85	-17	+8	+18	+23	+114	+179
100-120	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Продолжение прил. А

Интервал разме- ров, мм	c8	d8	e8	f8	h8	is8	u8	x8	z8	d9	e9	f9	h9	is9	d10	h10	is10
1-3	-60	-20	-14	-6	0	+7	+32	+34	+40	-20	-14	-6	0	+12	-20	0	+20
	-74	-34	-28	-14	-7	+18	+20	+26	+26	-45	-39	-31	-25	+12	-60	-40	-20
3-6	-70	-30	-20	-10	0	+9	+41	+46	+53	-30	-20	-10	0	+15	-30	0	+24
	-88	-48	-38	-28	-18	+9	+23	+28	+35	-60	-50	-40	-30	+15	-78	-48	-24
6-10	-80	-40	-25	-13	0	+11	+50	+56	+64	-40	-25	-13	0	+18	-40	0	+29
	-102	-62	-47	-35	-22	+11	+28	+34	+42	-76	-61	-49	-36	+18	-98	-58	-29
10-14	-95	-50	-32	-16	0	+13	+60	+40	+50	-60	-32	-16	0	+21	-60	0	+35
	-122	-77	-59	-43	-27	+13	+33	+72	+87	-93	-75	-59	-43	+21	-120	-70	-35
14-18							+45	+60									
18-24	-110	-65	-40	-20	0	+16	+41	+54	+73	-65	-40	-20	0	+26	-65	0	+42
	-143	-98	-73	-53	-33	+16	+81	+97	+121	-117	-92	-72	-52	+26	-149	-84	-42
24-30	-120						+48	+64	+88								
	-159	-80	-50	-25	0	+19	+60	+60	+112	-60	-50	-25	0	+31	-60	0	+50
30-40	-130	-119	-89	-64	-39	+19	+109	+136	+175	-142	-112	-87	-62	+31	-180	-100	-50
	-169						+70	+97	+136								
40-50	-140						+133	+168	+218								
	-186	-100	-60	-30	0	+23	+87	+123	+172	-100	-60	-30	0	+37	-100	0	+60
50-60	-150	-146	-106	-76	-46	+23	+148	+192	+256	-174	-124	-104	-74	+37	-220	-120	-60
	-196						+102	+146	+210								
80-100	-170						+178	+232	+312								
	-224	-120	-72	-36	0	+27	+124	+178	+258	-120	-72	-36	0	+43	-120	0	+70
100-120	-180	-174	-126	-90	-64	+27	+198	+264	+364	-207	-159	-123	-87	+43	-260	-140	-70
	-234						+144	+210	+310								

Окончание прил. А

Интервал разме- ров, мм	a11	b11	c11	d11	a11	is11	b12	k12	is12	k13	k14	k15	k16	k17
1-3	-270	-140	-60	-20	0	+30	-140	0	+50	0	0	0	0	0
	-330	-200	-120	-80	-60	-30	-240	-100	-50	-140	-250	-400	-600	-1000
3-6	-270	-140	-70	-30	0	+37	-140	0	+60	0	0	0	0	0
	-345	-215	-145	-105	-75	-37	-260	-120	-60	-180	-300	-480	-750	-1200
6-10	-280	-150	-30	-40	0	+45	-150	0	+75	0	0	0	0	0
	-370	-240	-170	-180	-90	-45	-300	-150	-75	-220	-360	-580	-900	-1500
10-14	-290	-150	-95	-50	0	+55	-150	0	+90	0	0	0	0	0
	-400	-260	-205	-160	-110	-55	-330	-160	-90	-270	-430	-700	-1100	-1800
16-24	-300	-160	-110	-65	0	+65	-160	0	+105	0	0	0	0	0
	-430	-290	-240	-195	-130	-65	-370	-210	-105	-330	-520	-840	-1300	-2100
30-40	-310	-170	-130	-70	0	+70	-170	0	+125	0	0	0	0	0
	-470	-330	-250	-80	0	+80	-420	0	-125	-390	-620	-1000	-1600	-2500
40-50	-320	-180	-130	-240	-160	-30	-180	-250	-125	-390	-620	-1000	-1600	-2500
	-480	-340	-290	-240	-160	-30	-430	-300	-150	-460	-740	-1200	-1900	-3000
50-65	-340	-190	-140	-100	0	+95	-190	0	+150	0	0	0	0	0
	-530	-380	-330	-290	-190	-95	-200	-300	-150	-460	-740	-1200	-1900	-3000
65-80	-360	-200	-150	-290	-190	-95	-200	-300	-150	-460	-740	-1200	-1900	-3000
	-550	-390	-340	-340	-220	-110	-500	-220	-175	-540	-870	-1400	-2200	-3500
80-100	-380	-220	-170	-120	0	+110	-220	0	+175	0	0	0	0	0
	-600	-440	-390	-340	-220	-110	-570	-350	-175	-540	-870	-1400	-2200	-3500
100-120	-410	-240	-180	-340	-220	-110	-240	-350	-175	-540	-870	-1400	-2200	-3500
	-630	-460	-400	-400	-220	-110	-590	-590	-175	-540	-870	-1400	-2200	-3500

Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 50 мм. Предельные отклонения (мкм)

Интервал размеров, мм	G5	H5	Is5	K5	M5	N5	G5	H5	Is5	K5	M5	N5	P5
1-3	+6	+4	+2	0	-2	-4	+8	+6	+3	0	-2	-4	-6
	+2	0	-2	-4	-6	-8	+2	0	-3	-6	-8	-10	-12
3-6	+9	+5	+2,5	+1	-3	-7	+12	+8	+4	+2	-1	-5	-9
	+4	0	-2,5	-5	-8	-12	+4	0	-4	-6	-9	-13	-17
6-10	+11	+6	+3	+2	-4	-8	+14	+9	+4,5	+2	-3	-7	-12
	+5	0	-3	-6	-10	-14	+5	0	-4,5	-7	-12	-16	-21
10-14	+14	+8	+4	+1	-4	-9	+17	+11	+5,5	+2	-4	-9	-15
14-18	+6	0	-4	-8	-12	-17	+6	0	-5,5	-9	-15	-20	-26
18-24	+16	+9	+4,5	+2	-5	-12	+20	+13	+6,5	+2	-4	-11	-18
24-30	+7	0	-4,5	-9	-14	-21	+7	0	-6,5	-11	-17	-24	-31
30-40	+20	+11	+5,5	+3	-5	-13	+25	+16	+8	+3	-4	-12	-21
40-50	+9	0	-5,5	-10	-16	-24	+9	0	-8	-13	-20	-28	-37

Продолжение прил. Б

Интервал размеров, мм	F7	G7	H7	Is7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7
1-3	+16	+12	+10	+5	0	-2	-4	-6	-10	-14	-
	+6	+2	0	-5	-10	-12	-14	-16	-20	-24	-
3-6	+22	+16	+12	+6	+3	0	-4	-8	-11	-15	-
	+10	+4	0	-6	-9	-12	-16	-20	-23	-27	-
6-10	+28	+20	+15	+7,5	+5	0	-4	-9	-13	-17	-
	+18	+5	0	-7,5	-10	-15	-19	-24	-28	-32	-
10-14	+34	+24	+18	+9	+6	0	-5	-11	-16	-21	-
	+16	+6	0	-9	-12	-18	-23	-29	-34	-39	-
14-18	+41	+28	+21	+10,5	+6	0	-7	-14	-20	-27	-
	+20	+7	0	-10,5	-15	-21	-28	-35	-41	-48	-33
18-24	+50	+34	+25	+12,5	+7	0	-8	-17	-25	-34	-54
	+25	+9	0	-12,5	-18	-25	-33	-42	-50	-59	-39
30-40											-64
40-50											-45
											-70

Продолжение прил. Б

Интервал размеров, мм	D8	E8	F8	H8	I8	K8	M8	N8	U8	D8	E8	F8	H8	I8
1-3	+34	+28	+20	+14	+7	0	-	-4	-18	+45	+39	+31	+25	+12
	+20	+14	+6	0	-7	-14	-	-18	-32	+20	+14	+6	0	-12
3-6	+48	+38	+28	+18	+9	+5	+2	-2	-23	+60	+50+20	+40	+30	+15
	+30	+20	+10	0	-9	-13	-16	-20	-41	+30	+10	+10	0	-15
6-10	+62	+47	+35	+22	+11	+6	+1	-3	-28	+76	+61	+49	+36	+18
	+40	+25	+13	0	-11	-16	-21	-25	-50	+40	+25	+13	0	-18
10-14	+77	+59	+43	+27	+13	+8	+2	-3	-33	+93	+75	+59	+43	+21
	+50	+32	+16	0	-13	-19	-25	-30	-80	+50	+32	+16	0	-21
18-24	+98	+73	+53	+33	+16	+10	+4	-8	-41	+117	+92	+72	+52	+26
	+65	+40	+20	0	-16	-23	-29	-36	-74	+65	+40	+20	0	-26
24-30									-81					
30-40	+119	+89	+64	+39	+19	+12	+5	-3	-80	+142	+112	+87	+62	+31
	+80	+50	+25	0	-19	-27	-34	-42	-70	+80	+50	+25	0	-31
40-50									-109					

Продолжение прил. Б

Интервал размеров, мм	D10	H10	Is10	A11	B11	C11	D11	H11	Is11	B12	H12	Is12
1-3	+50	+40	+20	+330	+200	+120	+30	+50	+30	+240	+100	+50
	+20	0	-20	+270	+140	+50	+20	0	-30	+140	0	-50
	+78	+48	+24	+345	+215	+145	+105	+75	+37	+260	+120	+60
3-6	+30	0	-24	+270	+140	+70	+30	0	-37	+140	0	-60
	+98	+58	+29	+370	+240	+170	+130	+90	+45	+300	+150	+75
	+40	0	-29	+280	+150	+80	+40	0	-45	+150	0	-75
10-14	+120	+70	+35	+400	+250	+205	+150	+110	+55	+330	+180	+90
14-18	+50	0	-35	+290	+150	+95	+50	0	-55	+150	0	-90
18-24	+149	+84	+42	+430	+290	+240	+195	+130	+65	+370	+210	+105
24-30	+65	0	-42	+300	+150	+110	+65	0	-65	+160	0	-105
30-40	+180	+100	+50	+470	+330	+280				+420		
	+80	0	-50	+310	+170	+120	+240	+160	+80	+170	+250	+125
40-50				+430	+240	+290	+80	0	-80	+430	0	-125
				+320	+130	+130				+180		

Окончание прил. Б

Интервал размеров, мм	H13	Is13	H14	Is14	H15	Is15	H16	Is16	H17	Is17
1-3	+140	+70	+250	+125	+400	+200	+600	+300	+1000	+500
	0	-70	0	-125	0	-200	0	-300	0	-500
3-6	+180	+90	+800	+150	+480	+240	+750	+375	+1200	+600
	0	-90	0	-150	0	-240	0	-375	0	-600
6-10	+220	+110	+360	+180	+580	+290	+900	+450	+1500	+750
	0	-110	0	-180	0	-290	0	-450	0	-750
10-14	+270	+135	+430	+215	+700	+350	+1100	+550	+1800	+900
	0	-135	0	-215	0	-350	0	-550	0	-900
18-24	+330	+165	+520	+260	+840	+420	+1300	+650	+2100	+1050
	0	-165	0	-260	0	-420	0	-650	0	-1050
30-40	+390	+195	+620	+310	+1000	+500	+1600	+800	+2500	+1250
	0	-195	0	-310	0	-500	0	-800	0	-1250
40-50										

Приложение В

Допуски плоскостности, прямолинейности
и перпендикулярности (мкм)

Интервал номинальных размеров, мм	Отдельно точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16
10...16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20
16...25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
25...40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30
40...63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
63...100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
100...160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
160...250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
250...400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
400...630	2	3	5	8	12	20	30	50	60	120
630...1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160

Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, соосности, радиального и торцевого биения (мкм)

Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20
3...10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
10...18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30
18...30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
30...50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
50...120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
120...250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
250...400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	50	100
400...630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120

ОГЛАВЛЕНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	3
ПРЕДИСЛОВИЕ	4
1. КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ	5
1.1. Показатели качества изделия	5
1.2. Структурная модель детали	6
1.3. Понятие о точности в машиностроении	9
1.4. Причины появления геометрических погрешностей изготовления	10
1.5. Основные сведения о взаимозаменяемости	12
1.6. Стандартизация, унификация, нормализация	14
2. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАЗМЕРАХ, ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ	19
2.1. Поверхности, размеры, отклонения и допуски	19
2.2. Графическое изображение допусков и отклонений	23
2.3. Общие сведения о посадках	26
2.4. Посадки в системах отверстий и вала	28
2.5. Условные обозначения допусков и посадок	30
2.6. Обозначение предельных отклонений и допусков на чертежах	31
3. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК	36
3.1. Общие положения	36
3.2. Рекомендации по выбору качества точности	40
3.3. Области применения некоторых рекомендуемых посадок	41
4. ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ	48
4.1. Основные термины и определения	48
4.2. Нормирование фактической величины отклонений формы и расположения	56
4.3. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей	59

4.4. Правила назначения общих допусков формы и расположения поверхностей	63
4.5. Шероховатость поверхности	69
4.6. Правила нанесения шероховатости поверхностей на чертежах	79
5. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	89
5.1. Общие сведения	89
5.2. Характеристика основных типов подшипников.....	94
5.3. Конструкции подшипниковых узлов.....	102
5.4. Монтаж и демонтаж подшипников	106
5.5. Посадки подшипников	108
6. ДОПУСКИ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ..	117
6.1. Шпоночные соединения.....	117
6.2. Шлицевые соединения	124
7. ДОПУСКИ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ УГЛОВ И ГЛАДКИХ КОНУСОВ	133
7.1. Нормальные углы и конусности.....	133
7.2. Допуски угловых размеров и конических элементов деталей	137
7.3. Посадки конических соединений.....	140
7.4. Контроль углов и конусов	142
7.5. Общие сведения о средствах измерения углов и конусов ..	149
8. ДОПУСКИ РЕЗЬБОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ	154
8.1. Общая классификация резьбы	154
8.2. Основные элементы метрической резьбы	155
8.3. Основы взаимозаменяемости резьбы	157
8.4. Система допусков и посадок метрической резьбы	162
8.5. Обозначение на чертежах полей допусков и посадок метрической резьбы	165
8.6. Общие сведения о методах и средствах контроля и измерений резьбовых поверхностей	165
9. ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ	171
9.1. Основные элементы зубчатого колеса и передачи.....	171
9.2. Классификация зубчатых передач	172
9.3. Краткие сведения об изготовлении зубчатых колес	173
9.4. Эвольвентное зацепление зубчатых колес	175
9.5. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес	184
9.6. Точность изготовления зубчатых колес	187

9.7. Особенности геометрии и стандартизации норм точности конических и червячных передач.....	193
9.8. Общие сведения о методах и средствах контроля и измерения параметров зубчатых колес и передач	204
9.9. Обозначение точности зубчатых колес и передач на чертежах	208
10. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС	211
11. ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ	215
11.1. Метрология как научная система технических измерений	215
11.2. Виды измерений	219
11.3. Физические величины как объект измерений	223
11.4. Погрешности измерений	225
11.5. Механические средства измерений линейных величин	229
11.6. Измерительные головки	240
11.7. Рекомендации по выбору средств контроля линейных размеров	246
12. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЯХ	249
12.1. Размерные цепи	249
12.2. Методы достижения точности замыкающего звена	254
12.3. Методы решения размерных цепей	256
ЛИТЕРАТУРА	260
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 120 мм. Предельные отклонения (мкм).....	265
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 50 мм. Предельные отклонения (мкм).....	268
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Допуски плоскостности, прямолинейности и перпендикулярности (мкм).....	273
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, соосности, радиального и торцевого биения (мкм)	274

Учебное издание

Завистовский Владимир Эдуардович
Завистовский Сергей Эдуардович

ДОПУСКИ, ПОСАДКИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Учебное пособие

2-е издание, исправленное

Редактор О.П. Протченко

Технические редакторы: И.В. Счеснюк, С.Л. Прокопцова

Корректор Ю.И. Бирук

Дизайн обложки С.Л. Прокопцовой

Подписано в печать 28.01.2016. Формат 60×84/16.

Гарнитура «SchoolBook». Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 16,32. Уч.-над. л. 13,25. Тираж 500 экз. Заказ 24.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Республиканский институт профессионального образования.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/245 от 27.03.2014.

Ул. К. Либкнехта, 32, 220004, Минск. Тел.: 226 41 00, 200 43 88.

Отпечатано в Республиканском институте
профессионального образования. Тел. 200 69 45.

ИЗДАНИЯ РИПО



Красько, А. С. Электроматериаловедение : учеб. пособие / А. С. Красько, С. Н. Павлович, Е. Г. Пономаренко. — Минск : РИПО, 2012. — 210 с. : ил. + 1 электрон. опт. диск (CD).

Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебного пособия для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы профессионально-технического образования

В учебном пособии приведены основные свойства и характеристики электро-технических материалов. Рассмотрены назначение, свойства, характеристики газообразных, жидких, твердых органических и неорганических диэлектриков; электроизоляционные материалы. Описаны основные свойства, классификация и применение проводниковых, полупроводниковых и магнитных материалов. Раскрыта сущность сверхпроводимости. Рассмотрены основные характеристики, марки, назначение вспомогательных материалов. Изложены общие сведения о структуре, свойствах, способах получения и обработки металлов и сплавов.

Предназначено для учащихся учреждений профессионально-технического образования.



Шац, И. А. Электроматериаловедение. Лабораторно-практические и контрольные работы : учеб.-метод. пособие / И. А. Шац. — Минск : РИПО, 2012. — 53 с.

Рекомендовано учреждением образования «Республиканский институт профессионального образования» Министерства образования Республики Беларусь в качестве учебного методического пособия для преподавателей и учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы профессионально-технического образования

Учебно-методическое пособие разработано в соответствии с типовой учебной программой предмета «Электроматериаловедение» для учащихся учреждений профессионально-технического образования.

Лабораторно-практические работы включают краткие теоретические сведения по теме и порядок выполнения работы. Контрольные работы даны в двух вариантах и содержат задания разного уровня сложности.

Учебно-методическое пособие адресовано преподавателям и учащимся учреждений профессионально-технического образования.



Клепча, В. Ф. Электротехника. Лабораторный практикум : учеб. пособие / В. Ф. Клепча. — 2-е изд., испр. — Минск : РИПО, 2016. — 179 с.

Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебного пособия для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы профессионально-технического образования

В учебном пособии даны подробные описания лабораторных работ по учебному предмету «Электротехника». Каждая работа содержит краткие теоретические сведения, порядок выполнения, перечень электрооборудования, схемы и графики, контрольные задания и вопросы. Для контроля знаний по темам в Приложении размещены карточки с вопросами и заданиями.

Лабораторный практикум способствует закреплению теоретических знаний учащихся и умений пользоваться электрическими машинами, аппаратами и приборами.

Предназначено для учащихся учреждений профессионально-технического образования.



Захаревич, А. А. Электротехника : учеб. пособие / А. А. Захаревич. — Минск : РИПО, 2012. — 384 с.

Допущено Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебного пособия для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы профессионально-технического образования

Учебное пособие содержит теоретические и практические материалы по теории цепей постоянного и переменного тока. Рассмотрены устройство, принцип действия и характеристики трансформаторов и электрических машин, электрических аппаратов и элементов систем автоматики, систем энергоснабжения и линий электропередач, электроизмерительных приборов и электронных устройств. Данное пособие включает описание электротехнических конструкций, схемы с условными графическими обозначениями (УГО) элементов, методики расчета электрических цепей и подробные иллюстрации.

Предназначено учащимся учреждений профессионально-технического образования.