

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства»  
(ПГУАС)

**И.И. Романенко, Ю.А. Захаров,  
И.Н. Сёмов, И.Н. Петровнина**

## **ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ.**

### **ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

Рекомендовано Редсоветом университета  
в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся  
по направлению 27.03.01 «Стандартизация и метрология»

Пенза 2015

УДК 621.3  
ББК 30.10я  
Р69

Рецензенты: кафедра «Механизация технологических процессов в АПК» Пензенской государственной сельскохозяйственной академии (зав. кафедрой кандидат технических наук, доцент А.Н. Яшин); доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Эксплуатация автомобильного транспорта» Пензенского государственного университета архитектуры и строительства В.В. Салмин

**Романенко И.И.**

Р69 Взаимозаменяемость. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учеб. пособие / И.И. Романенко, Ю.А. Захаров, И.Н. Сёмов, И.Н. Петровнина. – Пенза: ПГУАС, 2015. – 112 с.

Изложены общие теоретические положения по дисциплине «Взаимосвязь и нормирование точности», без знания которых невозможно решить задачи достижения заданных уровней точности проектируемых и изготавливаемых деталей, приборов, механизмов, машин. Приведены термины и определения, зафиксированные в государственных, европейских и международных стандартах.

Учебное пособие подготовлено на кафедре «Механизация и автоматизация производства» и предназначено для использования студентами, обучающимися по направлению подготовки 27.03.01 «Стандартизация и метрология», при изучении дисциплины «Взаимозаменяемость».

© Пензенский государственный университет  
архитектуры и строительства, 2015

© Романенко И.И., Захаров Ю.А.,  
Сёмов И.Н., Петровнина И.Н., 2015

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Взаимозаменяемость и нормирование точности» направлена на обеспечение качества, безопасности и конкурентоспособности продукции, производственных объектов и услуг, установление, реализацию и контроль выполнения норм, правил и требований к продукции и метрологического обеспечения, нацеленных на высокую экономическую эффективность для производителей и потребителей на основе всеобщего управления качеством при соблюдении условий эксплуатации и требований безопасности.

Данное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 27.03.01 «Стандартизация и метрология».

Пособие подготовлено в соответствии с программой курса «Взаимозаменяемость и нормирование точности» (108 академических часов), предусматривающей изучение таких вопросов, как:

- Основные законы теории точности и взаимозаменяемости.
- Методы расчёта допусков и посадок деталей и соединений машин и механизмов.
- Методы построения и расчётов схем размерных цепей деталей.
- Методы нормирования и оценки микронеровностей поверхностей деталей.
- Способы достижения заданных уровней точности проектируемых и изготавливаемых деталей, приборов, механизмов, машин.
- Методы метрологического обоснования и подтверждения заданных параметров точности изделий.

При подготовке учебного пособия была использована литература по указанным отраслям знаний, в том числе вышедшие в последнее время нормативные документы и публикации в периодической печати, касающиеся различных аспектов деятельности в области взаимозаменяемости и нормирования точности.

Введение данного курса в учебные программы обусловлено все возрастающей ролью взаимозаменяемости в развитии науки и техники, в производстве, торговле, образовании, бытовом обслуживании, в повышении качества товаров и услуг и в других областях человеческой деятельности.

## ВВЕДЕНИЕ

Основными задачами инженера является создание новых машин, модернизация уже существующих, подготовка пакета технической документации, которая позволит обеспечить и поддерживать высокий технический уровень, качество, технологичность, ремонтпригодность и т.д. проектируемых механизмов и их конкурентоспособность на мировом рынке.

Для решения этих и других задач, кроме всего прочего, необходимо обеспечить надлежащую точность изготовления изделий, сборки сопряжений, узлов и агрегатов в целом. Это становится возможным благодаря широкому применению методов, норм и правил, которые рассматриваются при изучении дисциплины «Взаимозаменяемость и нормирование точности». Данная дисциплина включена в цикл общеинженерных дисциплин и является основополагающей при изучении вопросов обеспечения, контроля и оценки качества при производстве, эксплуатации и ремонте деталей, сборочных единиц и агрегатов машин.

Методы взаимозаменяемости получили широкое распространение в производстве, эксплуатации и ремонте машин. Инженер обязан грамотно рассчитать и выбрать оптимальные нормы взаимозаменяемости деталей машин, гладких цилиндрических, резьбовых, шпоночных, шлицевых и других соединений. Несоблюдение этих норм приводит к значительному снижению надежности деталей и соединений, повышению затрат на устранение отказов, необходимости применения нестандартного оборудования и оснастки.

Взаимозаменяемость – способность объекта быть использованным (без модификаций) вместо другого для выполнения тех же функций. В технической сфере взаимозаменяемостью называют принцип конструирования, производства и эксплуатации машин, обеспечивающий возможность замены в процессе ремонта независимо изготовленных деталей без дополнительной обработки и подгонки.

Взаимозаменяемость и нормирование точности обеспечивают качество продукции на всех этапах её создания, производства и эксплуатации. Поэтому изучение данной дисциплины является необходимым при освоении курса общеинженерных дисциплин, позволит будущему инженеру получить необходимые навыки и закрепить теоретический материал по использованию и соблюдению требований стандартов и другой нормативно-технической документации при выполнении точностных и проверочных расчетов.

При подготовке предлагаемого учебного пособия, состоящего из пяти разделов, преследовались следующие цели: повышение качества и продуктивности самостоятельной работы студентов, закрепление знаний по курсу «Взаимозаменяемость и нормирование точности», а также приобретение

навыков по использованию таблиц допусков и посадок, расчету и выбору посадок и сопряжений, определению отклонений формы и расположения поверхностей деталей машин, расчету размерных цепей и ведению размерного анализа.

Задачи:

1. Обеспечение самостоятельной проработки теоретических вопросов и применение полученных знаний в практических задачах.

2. Повышение уровня самообразования и способности студентов к получению и усвоению информации, а также приобретение практических навыков самостоятельным путем.

3. Ознакомление студентов с образцами оформления расчетов и выполнения схем полей допусков и сопрягаемых поверхностей.

4. Приобретение необходимого опыта в использовании литературных источников и логическом обосновании принимаемых решений.

# 1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ. ПОНЯТИЕ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Одним из основных условий осуществления массового и серийного производств является взаимозаменяемость одинаковых деталей и узлов комплектующих изделий. Взаимозаменяемостью называется свойство конструкции составной части изделия, обеспечивающее возможность ее применения вместо другой без дополнительной обработки, с сохранением заданного качества изделия, в состав которого она входит.

Если при сборке нет необходимости в подгонке, то такая взаимозаменяемость называется полной.

Наряду с полной взаимозаменяемостью допускается сборка изделий методами неполной и групповой взаимозаменяемости, регулирования и пригонки. К неполной взаимозаменяемости относят сборку изделий на основе теоретико-вероятностных расчетов.

При групповой взаимозаменяемости детали, изготовленные на распространенном станочном оборудовании с технологически выполнимыми допусками, сортируют по размерам на несколько размерных групп (допуски деталей в каждой группе уменьшаются в зависимости от числа групп сортирования); затем проводят сборку деталей одинакового номера группы (такая сборка называется групповой). При изготовлении подшипников качения, сборке резьбовых соединений с натягом и сборке изделий высокой точности эта сборка является единственно экономически целесообразным методом обеспечения требуемой точности.

Метод регулирования предполагает сборку с регулированием положения или размеров одной или нескольких отдельных, заранее выбранных деталей изделия, называемых компенсаторами.

Взаимозаменяемость может быть внешней и внутренней. Так, например, подшипники качения как узлы деталей машин обладают полной внешней взаимозаменяемостью (размеры наружного и внутреннего колец подшипников одного типоразмера одинаковы). В свою очередь, при сборке подшипников их тела качения по размерам рассортировывают по нескольким селективным группам и только после этого осуществляют сборку. При этом тела качения из разных групп не являются взаимозаменяемыми и внутренняя взаимозаменяемость подшипников является неполной.

*Уровень взаимозаменяемости производства* можно характеризовать коэффициентом взаимозаменяемости  $K_{\text{п}}$ , равным отношению трудоемкости изготовления взаимозаменяемых деталей и сборочных единиц к общей трудоемкости изготовления изделия. Значение этого коэффициента может быть различным, однако степень его приближения к единице является объективным показателем технического уровня производства.

*Совместимость* – это свойство объектов занимать свое место в сложном готовом изделии и выполнять требуемые функции при совместной или последовательной работе этих объектов и сложного изделия в заданных эксплуатационных условиях. *Объект* – это автономные блоки, приборы или другие изделия, входящие в сложные изделия.

Функциональной называют взаимозаменяемость, при которой обеспечивается работоспособность изделий с оптимальными и стабильными (в заданных пределах) во времени эксплуатационными показателями или с оптимальными показателями качества функционирования.

Функциональными являются механические, геометрические, электрические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели машин.

Параметрическая взаимозаменяемость чаще всего распространяется на устройства, в которых эксплуатационные свойства характеризуются кинематическими, оптическими, электрическими и другими немеханическими физическими параметрами.

**Достоинства взаимозаменяемого производства:**

- Упрощается процесс проектирования. Многие конструкторские решения прошли практическую проверку в успешно и реально работающих устройствах и механизмах. Такие решения стандартизованы, и не следует их вновь изобретать, а необходимо их просто использовать. Поэтому не следует заново разрабатывать точностные требования к деталям и узлам, а надо лишь выбрать нужные из соответствующих нормативных документов.

- Обеспечивается широкая специализация и кооперирование. Унификация требований к деталям и узлам позволяет изготавливать их на базе специализированных цехов и заводов, которые могут быть расположены в разных городах и странах. Например, подшипники качения выпускают на специализированных заводах и поставляют продукцию каждому желающему по техническим требованиям на продукцию, заранее оговоренным в стандартах. Так, многие измерительные приборы на 50 % собираются из деталей, поступающих с других заводов.

- Удешевляется производство. Это достигается также за счет специализации. Если производство настраивают на изготовление одних и тех же деталей или узлов в течение ряда лет, то возникает возможность создать специальное оборудование, обладающее высокой производительностью. Чем больше серийность выпуска, тем дешевле стоимость одного изделия.

- Обеспечивается организация поточного производства. При взаимозаменяемом производстве сравнительно легко организовать сборку изделий на конвейере, при этом можно нормировать время сборочных операций, которые будут заключаться в основном лишь в закреплении деталей и узлов без их дополнительной обработки или подгонки.

- Упрощается процесс сборки. Сборка взаимозаменяемых изделий заключается в основном в их присоединении друг к другу, т.е. в относительном закреплении. Такая операция может быть легко автоматизирована, и при этом возможно использование труда малоквалифицированных операторов.

- Упрощается ремонт. Если продукция создана с соблюдением принципа взаимозаменяемости, то это предусматривает возможность использования запасных деталей. Тогда ремонт будет заключаться в простой замене детали или узла, что приводит к уменьшению времени простоя машины и к увеличению надежности и экономичности ее эксплуатации.

## 1.1. Основные понятия и определения

Основные понятия и определения будем рассматривать на примере валов и отверстий и их соединений.

**Отверстие** – термин, применяемый для обозначения охватывающих элементов деталей.

**Вал** – термин, применяемый для обозначения охватываемых элементов деталей.

Помимо охватывающих и охватываемых элементов, называемых отверстием и валом, в деталях имеются элементы, которые нельзя отнести ни к отверстиям, ни к валам. Это глубины отверстий, пазов, длины уступов, координаты расположения отверстий и др. В связи с этим все линейные размеры делят на следующие группы: размеры отверстий, размеры валов, остальные размеры.

Размеры позволяют количественно оценивать геометрические параметры деталей.

**Размер** – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.д.) в выбранных единицах измерений.

Размеры подразделяются на номинальные, действительные и предельные.

**Номинальный размер** – размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений.

Номинальный размер получают в результате расчетов (прочностных, динамических, кинематических и т.п.) или выбирают из каких-либо других соображений (эстетических, конструктивных, технологических и т.п.). Полученный таким образом размер должен быть округлен к ближайшему значению из ряда нормальных размеров. Основную долю применяемых в технике числовых характеристик составляют линейные размеры. Из-за большого удельного веса линейных размеров и их роли в обеспечении взаимозаменяемости были установлены ряды нормальных линейных раз-

меров. Ряды нормальных линейных размеров регламентируются во всем диапазоне, находящем широкое применение.

**Действительный размер** – размер элемента, установленный измерением. Данный термин относится к случаю, когда измерение производится для определения соответствия размеров детали установленным требованиям. Под измерением понимают процесс нахождения значений физической величины опытным путем с помощью специальных технических средств, а под погрешностью измерения – отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины. Истинный размер – размер, полученный в результате обработки детали. Значение истинного размера неизвестно, так как невозможно выполнить измерение без погрешности. В связи с этим понятие «истинный размер» заменяется понятием «действительный размер».

**Предельные размеры** – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер. Для предельного размера, которому соответствует наибольший объем материала, т.е. наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия, предусмотрен термин *предел максимума материала*; для предельного размера, которому соответствует наименьший объем материала, т.е. наименьшему предельному размеру вала или наибольшему предельному размеру отверстия, – *предел минимума материала*.

**Наибольший предельный размер** – наибольший допустимый размер элемента.

**Наименьший предельный размер** – наименьший допустимый размер элемента.

Наибольший и наименьший предельные размеры – предельно допустимые размеры, между которыми должен находиться действительный размер.

**Отклонение** – алгебраическая разность между размером (действительным или предельным размером) и номинальным размером.

**Действительное отклонение** – это алгебраическая разность между действительным и соответствующим номинальным размерами.

**Предельное отклонение** – алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами.

Отклонения бывают верхнее и нижнее.

**Верхнее отклонение** – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

**Нижнее отклонение** – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Верхнее отклонение отверстия обозначают  $ES$ , а верхнее отклонение вала –  $es$ . Нижнее отклонение отверстия и вала обозначают соответственно  $EI$  и  $ei$ .

**Допуск** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями.

**Нулевая линия** – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

**Поле допуска** – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями.

**Зазор  $S$**  – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

**Натяг  $N$**  – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

**Посадка с зазором** – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала).

**Посадка с натягом** – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала).

**Переходная посадка** – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью).

**Допуск посадки** – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами.

**Размерной цепью** называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

**Звеном** называется каждый из размеров, образующих размерную цепь.

**Исходным звеном** называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями.

**Замыкающее звено** представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

**Составляющими звеньями** называются все остальные звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

**Взаимозаменяемостью** называется свойство одних и тех же деталей, узлов или агрегатов машин 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, агрегата и конструкции в целом.

**Внешняя взаимозаменяемость** – это взаимозаменяемость покупных и кооперируемых изделий (монтируемых в другие более сложные изделия) и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей.

**Внутренняя взаимозаменяемость** распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие.

**Уровень взаимозаменяемости** производства можно характеризовать коэффициентом взаимозаменяемости  $K_v$ , равным отношению трудоемкости изготовления взаимозаменяемых деталей и сборочных единиц к общей трудоемкости изготовления изделия.

**Совместимость** – это свойство объектов занимать свое место в сложном готовом изделии и выполнять требуемые функции при совместной или последовательной работе этих объектов и сложного изделия в заданных эксплуатационных условиях.

**Сопрягаемые детали** – две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей.

**Сопрягаемые поверхности** – поверхности, по которым происходит соединение деталей.

**Квалитет** – совокупность допусков, характеризующих постоянной относительной точностью для всех номинальных размеров данного диапазона.

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

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

**Неуказанные предельные отклонения** – предельные отклонения, не указанные непосредственно после номинальных размеров, а оговоренные общей записью в технических требованиях чертежа.

**Шероховатостью поверхности** называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины.

**Базовая длина** – длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

**Базовая линия (поверхность)** – линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности.

## 1.2. Ряды предпочтительных чисел

Базой для нормальных линейных размеров являются предпочтительные числа, а в отдельных случаях их округленные значения.

Стандартом установлены ряды **предпочтительных чисел**.

Ряд 5 ( $R5$ ) представляет собой ряд геометрической прогрессии 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10 с основанием, равным корню пятой степени из десяти (1,6) или  $R10 \sqrt[5]{10} \cong 1,25$  1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8.

В интервалах рядов, например 10-100 и 100-1000, значения чисел увеличиваются в 10 и 100 раз, а в интервалах 0,1-1 и 0,01-0,1 также уменьшаются. Существуют еще ряды  $R20 \sqrt[20]{10} \cong 1,12$ ;  $R40 \sqrt[40]{10} \cong 1,06$ ;  $R80 \sqrt[80]{10} \cong 1,03$  и ряды с более мелкой градацией размеров.

Номинальные размеры деталей или параметры изделий и узлов выбирают по этим рядам. Преимущество имеют ряды с более крупной градацией  $R5$  и  $R10$ .

Ряды предпочтительных чисел (РПЧ) обладают следующими характерными особенностями:

- произведение или частное от деления двух любых чисел РПЧ является членом ряда;
- целые степени любого члена РПЧ всегда являются членами этого ряда;
- начиная с ряда  $R10$ , в числах рядов находится число  $\pi \approx 3,15$ , следовательно, длина окружности и площадь круга будут выражаться также предпочтительным числом.

### 1.3. Допуск. Поле допуска

Допуск  $T$  – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями (рис. 1).

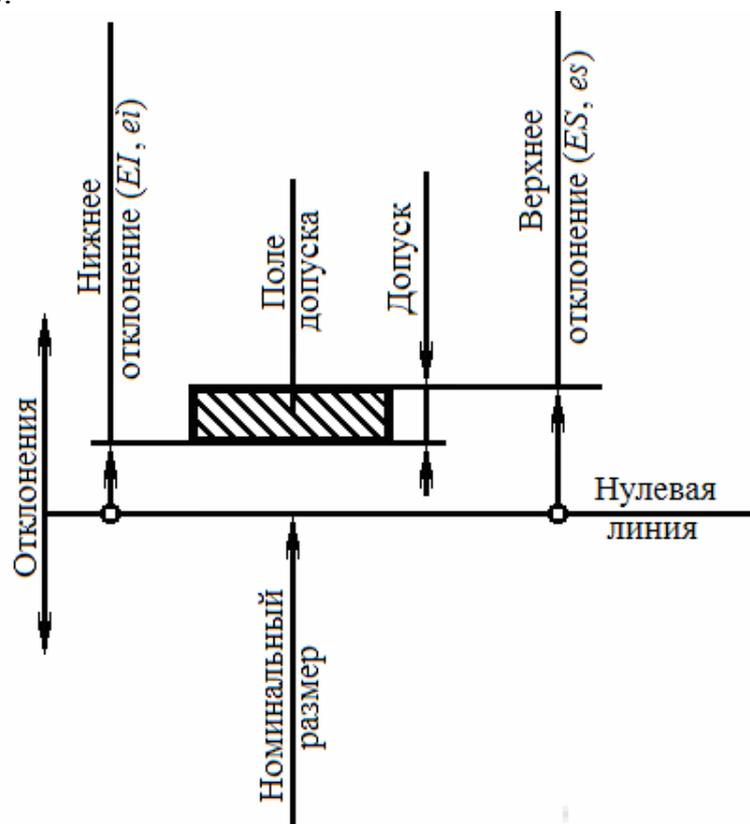


Рис. 1. Графическое представление размеров и отклонения элемента

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

Допуск характеризует точность размера.

*Поле допуска* – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии (см. рис. 1).

Изобразить отклонения и допуски в одном масштабе с размерами детали практически невозможно.

Для указания номинального размера используется так называемая нулевая линия.

*Нулевая линия* – линия, которая соответствует номинальному размеру и 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.

Используя приведенные выше определения, можно вычислить следующие характеристики валов и отверстий:

✓ наибольший предельный размер отверстия  $D_{\max}$

$$D_{\max} = D_n + ES,$$

✓ наибольший предельный размер вала  $d_{\max}$

$$d_{\max} = d_n + es,$$

✓ наименьший предельный размер отверстия  $D_{\min}$

$$D_{\min} = D_n + EI,$$

✓ наименьший предельный размер вала  $d_{\min}$

$$d_{\min} = d_n + es,$$

✓ допуск отверстия  $ITD$

$$ITD = D_{\max} - D_{\min},$$

✓ допуск вала  $ITd$

$$ITd = d_{\max} - d_{\min}.$$

#### 1.4. Схематическое обозначение полей допусков

Для наглядности все рассмотренные понятия удобно представить графически (рис. 2).

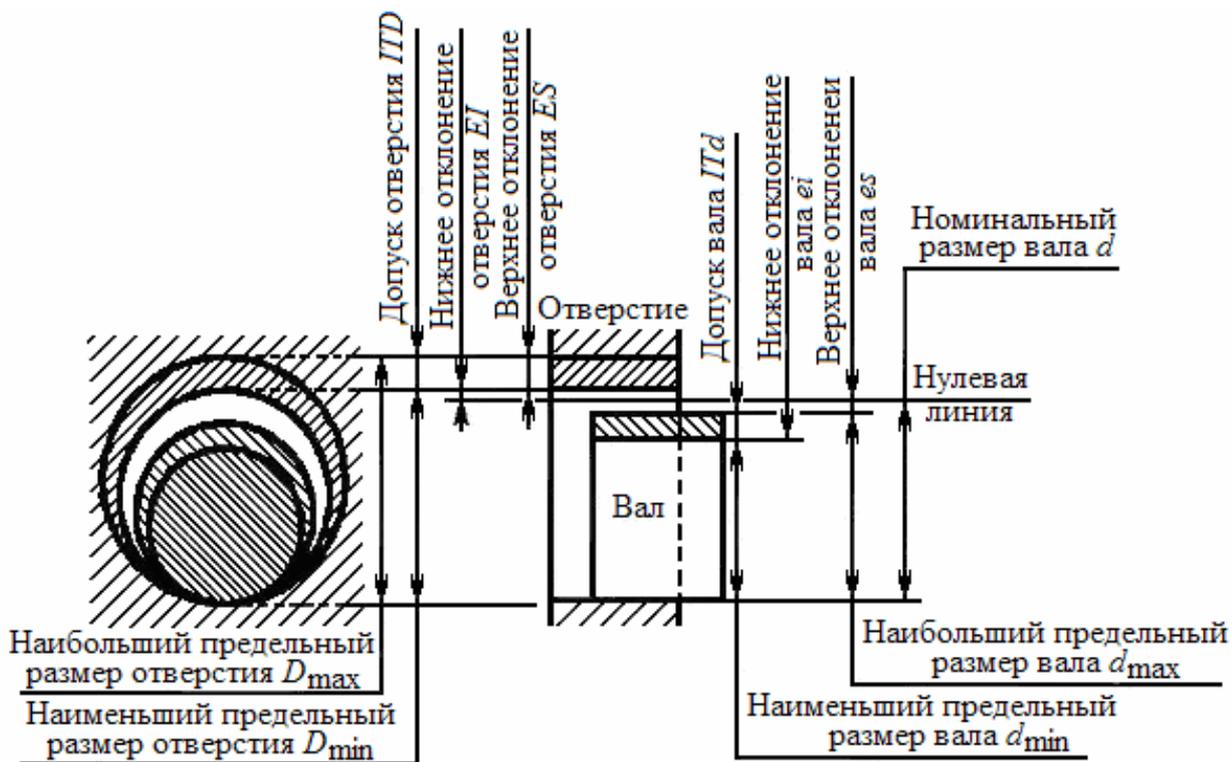


Рис. 2. Предельные размеры, отклонения и допуски отверстия и вала

На чертежах вместо предельных размеров проставляют предельные отклонения от номинального размера. С учетом того, что отклонения могут быть положительными (+), отрицательными (–) и одно из них может равняться нулю, возможно пять случаев положения поля допуска при графическом изображении:

- верхнее и нижнее отклонения положительные;
- верхнее отклонение положительное, а нижнее равно нулю;
- верхнее отклонение положительное, а нижнее отклонение равно нулю;
- верхнее отклонение равно нулю, а нижнее отклонение отрицательное;
- верхнее и нижнее отклонения отрицательные.

Для удобства нормирования выделяют одно отклонение, которое характеризует положение поля допуска относительно номинального размера. Это отклонение получило название основного.

*Основное отклонение* – это одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. В данной системе допусков и посадок основным является отклонение, *ближайшее* к нулевой линии.

## 1.5. Соединения и посадки

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемые детали называют *сопрягаемыми*. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют *сопрягаемыми*. Остальные поверхности – *несопрягаемые (свободные)*. В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых и несопрягаемых (свободных) поверхностей. В соединении деталей, входящих одна в другую, есть *охватывающие* и *охватываемые* поверхности.

*Посадкой* называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть: с зазором, натягом или переходной, при которой возможно получение как зазора, так и натяга. Схемы полей допусков для разных посадок даны на рис. 3.

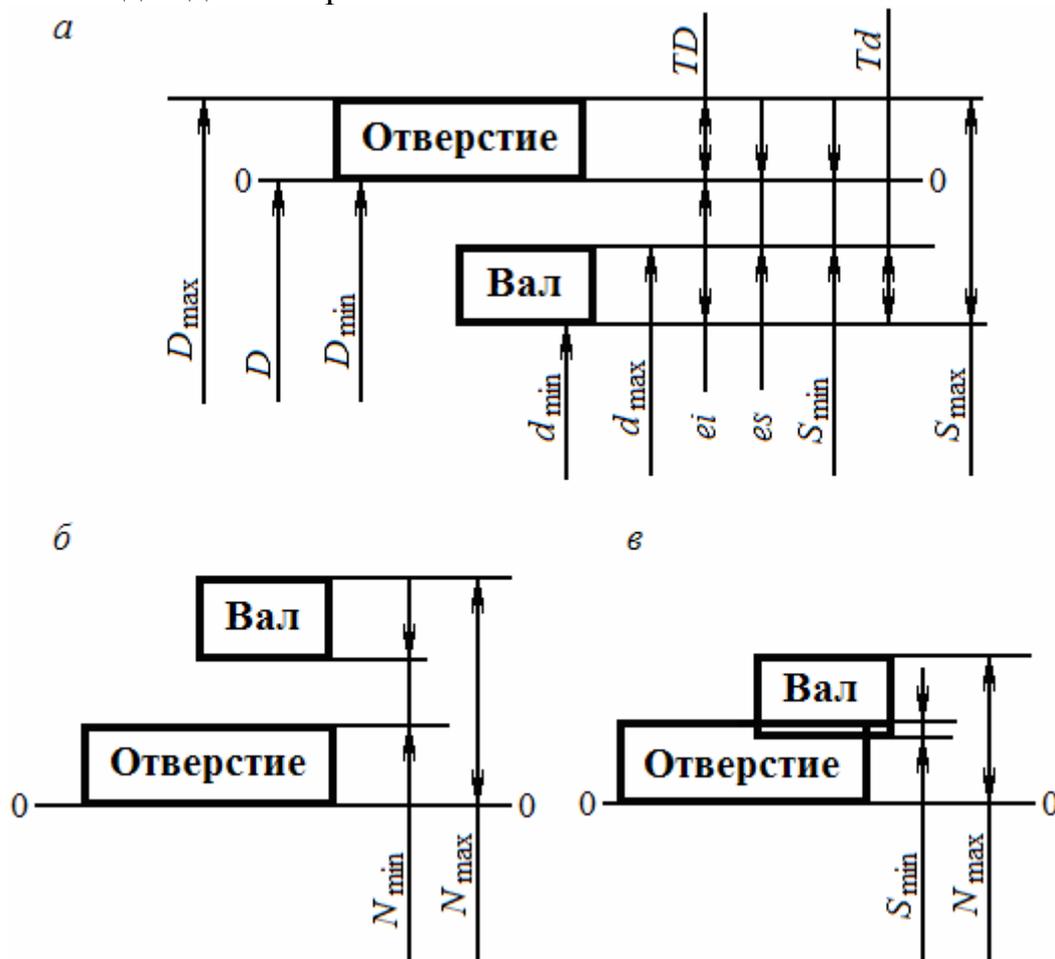


Рис. 3. Схемы полей допусков посадок:  
а – с зазором; б – натягом; в – переходной

*Зазор S* – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

*Наибольший, наименьший и средний зазоры* определяют по формулам

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max};$$

$$S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2.$$

*Натяг N* – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

*Наибольший, наименьший и средний натяги* определяют по формулам

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max};$$

$$N_m = (N_{\max} + N_{\min})/2.$$

*Посадка с зазором* – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала) (рис. 3, а).

*Посадка с натягом* – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала) (рис. 3, б).

*Переходная посадка* – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью) (рис. 3, в).

*Допуск посадки* – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора  $TS$  в посадках с зазором) или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга  $TN$  в посадках с натягом):

$$TS = S_{\max} - S_{\min};$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min}.$$

В переходных посадках допуск посадки – сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению,  $TSN = S_{\max} + N_{\max}$ . Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия и вала, то есть  $TS (TN) = TD + Td$ .

## Контрольные вопросы

1. Чем отличается поле допуска от допуска?
2. Как может располагаться поле допуска относительно нулевой линии?
3. Как обозначают отклонения валов и отверстий?
4. Дайте определение посадок с зазорами, с натягами и переходных.
5. Приведите формулы для определения предельных зазоров и натягов.
6. Назовите характерные признаки переходных посадок.
7. Какой размер называют действительным?
8. Какой размер называют предельным?
9. Что такое взаимозаменяемость?
10. Как называется зона, заключенная между линиями, соответствующими верхнему и нижнему предельным отклонениям?

## 2. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

В России действуют Единая система допусков и посадок (ЕСДП) и Основные нормы взаимозаменяемости, которые базируются на стандартах и рекомендациях ИСО. ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и на типовые посадки, образуемые при соединении этих деталей.

Система допусков и посадок предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизовать режущий и мерительный инструмент, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их частей, а также обуславливает повышение их качества.

### 2.1. Принципы построения системы допусков и посадок

В ЕСДП в первую очередь стандартизованы базовые элементы, необходимые для получения различных полей допусков, а не посадки и образующие их поля допусков отверстий и валов. Каждое поле допуска можно представить сочетанием двух характеристик, имеющих самостоятельное значение, – величины допуска и его положения относительно номинального размера.

Допуск зависит от качества, размера и рассчитывается по формуле

$$IT = ai,$$

где  $a$  – число единиц допуска, зависящее от качества и не зависящее от номинального размера;

$i$  – единица допуска.

Было установлено двадцать качественностей – совокупностей допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров. Для каждого качества существует закономерно построенный ряд полей допусков, в котором разные по величине размеры имеют одну и ту же относительную точность, определяемую коэффициентом  $a$ . Допуски деталей одинаковой точности содержат равное число единиц допуска  $a$ .

Число качественностей определяется потребностью промышленности. В ЕСДП предусмотрено 20 качественностей, которые обозначаются порядковыми номерами, возрастающими с увеличением допуска: 01; 0; 1; 2; 3, 16; 17; 18.

Допуск обозначается буквами  $IT$  (*International tolerance*), за которыми следует номер качества, например:  $IT12$ ;  $IT14$ ;  $IT17$ .

Число единиц допуска  $a$  для различных квалитетов приведено в табл. 1.

Т а б л и ц а 1

Число единиц допуска в 5–17 квалитетах (для размеров до 500 мм)

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Количество единиц допуска, $a$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Для других квалитетов допуски определяются по специальным формулам.

Отметим, что начиная с 6-го квалитета количество единиц допуска  $a$  изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем 1,6 (ряд  $R5$ ). Это означает, что при переходе от одного квалитета к другому допуск возрастает в 1,6 раза (на 60 %), а при переходе на 5 квалитетов – допуск увеличивается в 10 раз.

Единица допуска  $i$  для квалитетов 5-17 рассчитывается по формуле  $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$  и зависит от размера  $D$ .

Квалитет определяет величину допуска на изготовление, а следовательно, предопределяет методы и средства изготовления деталей машин.

По заданному допуску размера можно определить квалитет, по которому он изготовлен.

Значение размера определенной точности характеризуется также расположением допуска относительно номинального размера. В ЕСДП для указания положения поля допуска относительно номинального размера нормируются величины основных отклонений, которые обозначаются латинскими буквами – прописными для отверстия и строчными для валов.

*Основное отклонение* – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. Каждому из основных отклонений на рис. 4 соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которого начинается поле допуска.

Стандарт ЕСДП предусматривает посадки в двух системах – в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов (поля допусков любые от « $a$ » до « $z$ ») с основным отверстием (поле допусков « $H$ ») (рис. 5).

*Посадки в системе вала* – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий (поля допусков любые от « $H$ » до « $Z$ ») с основным (один) валом (поле допусков « $h$ ») (рис. 6).

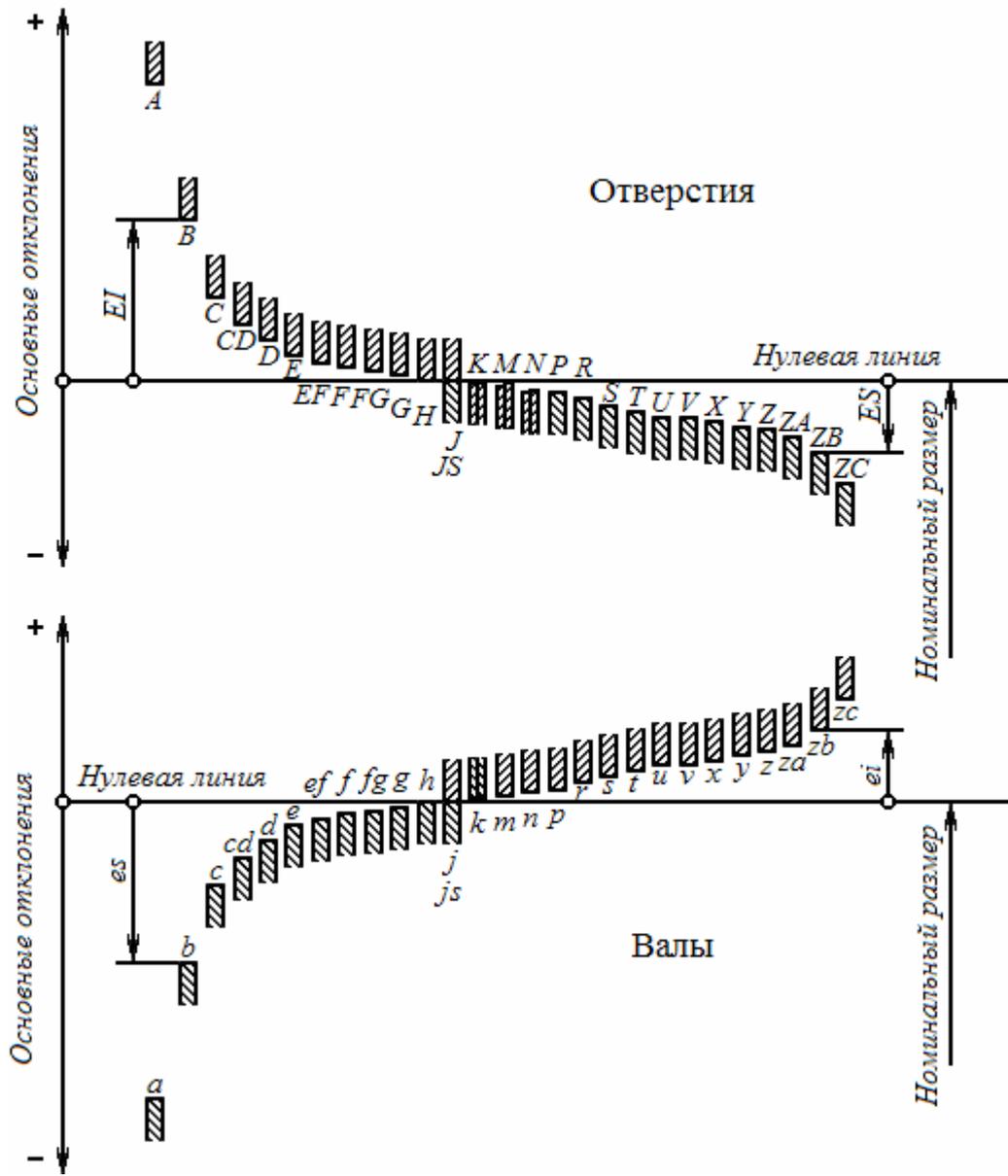


Рис. 4. Основные отклонения отверстий и валов

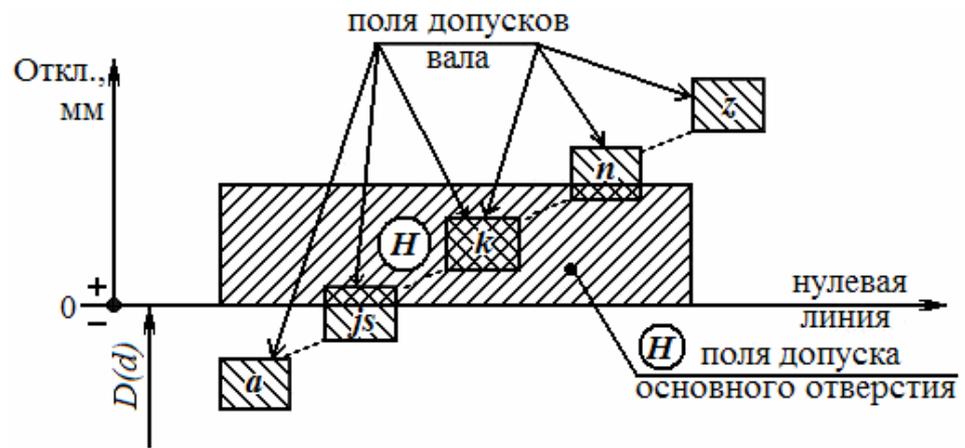


Рис. 5. Схемы полей допусков посадок в системе отверстия

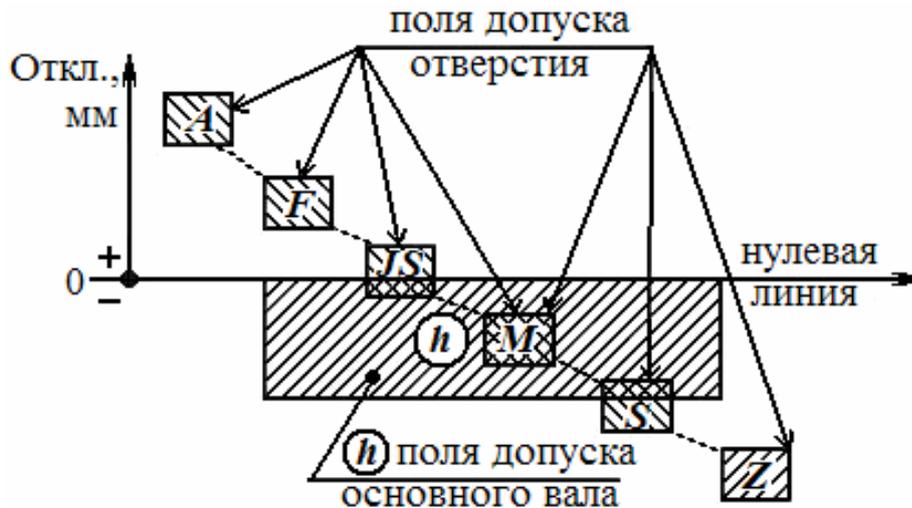


Рис. 6. Схемы полей допусков посадок в системе вала

Посадки, как правило, должны назначаться в системе отверстия или системе вала. Применение системы отверстия предпочтительно. Систему вала следует применять только в тех случаях, когда это оправдано конструктивными или экономическими условиями, например, если необходимо получить разные посадки нескольких деталей с отверстиями на одном гладком валу или если валом является стандартная деталь, например наружное кольцо подшипника.

Допуски, устанавливаемые стандартом, относятся к деталям при определенной температуре. Такой температурой является 293,15 К (+20°C) по международной практической температурной шкале, как близкая к температуре рабочих помещений машиностроительных заводов.

## 2.2. Нанесение предельных отклонений размеров

ЕСДП содержит разрешенные для применения поля допусков отверстий и валов как для сопрягаемых, так и для несопрягаемых размеров.

На все размеры, указанные на чертежах, включая размеры несопрягаемых поверхностей, назначают предельные отклонения, отсутствие которых усложняет изготовление и контроль деталей. Предельные отклонения линейных размеров указывают непосредственно после номинальных размеров условными обозначениями полей допусков  $\varnothing 40H7$ , числовыми значениями  $\varnothing 40^{+0,021}$  или совместно – условными обозначениями полей допусков и указанными в скобках соответствующими значениями предельных отклонений –  $\varnothing 40H7(^{+0,021})$ . Кроме того, значения предельных отклонений можно указывать в таблице.

Рядом с условными обозначениями полей допусков значения предельных отклонений указывают обязательно, если отклонения назначены:

- на размеры, не включенные в ряды нормальных линейных размеров, например:  $41,5H7(^{+0,025})$ ;
- на размеры или элементы соединений специальных видов – посадки подшипников качения, шпоночных и пр.;
- на размеры уступов с несимметричным полем допуска;
- на отверстия, которые обрабатываются в системе вала.

Если один предельный размер ограничен каким-либо условием в сторону увеличения или уменьшения, то после значения размера указывают max или min. Если отдельные участки поверхности с одним номинальным размером должны иметь различную точность, то эти участки разделяют тонкой линией и указывают точность обработки каждого участка.

На сборочных чертежах предельные отклонения обеих сопрягаемых деталей указывают одним из следующих способов: условными обозначениями посадки – полей допусков отверстия и вала ( $\varnothing 22H7/j_6$ ); значениями предельных отклонений отверстия, помещенными над чертой, и вала, помещенными под чертой ( $\varnothing 22 \frac{+0,021}{\pm 0,0065}$ ).

Если предельные отклонения заданы численной величиной, размеры с предельными отклонениями можно обозначать в виде двойной записи: для отверстия – над размерной линией, для вала – под ней, при этом перед номинальными размерами указывают, к какой детали относятся предельные отклонения  $\varnothing 22^{+0,021}$  и  $\varnothing 22 \pm 0,065$ . В некоторых случаях приводят размер с условным обозначением поля допуска или с предельными отклонениями только одной детали соединения (отверстия или вала). Тогда перед размером проставляют номер детали и всю надпись помещают над размерной линией, например поз.14  $\varnothing 22 \pm 0,065$ .

Предельные отклонения угловых размеров обозначают только числовыми значениями.

Предельные отклонения линейных размеров с неуказанными допусками задают общей записью, которая должна содержать условные обозначения односторонних и симметричных предельных отклонений, назначенных по полям допусков или квалитетам ( $H, h, \pm 0,5IT$ ) либо по классам точности ( $+t, -t, \pm t/2$ ). Неуказанные предельные отклонения радиусов закруглений, фасок и углов отдельно не указывают, так как их значения зависят от квалитетов или классов точности предельных отклонений, назначенных на линейные размеры.

Предельными отклонениями размеров с неуказанными допусками называют предельные отклонения квалитета 12 и грубее. Эти размеры, определяющие общую форму деталей, относятся к несопрягаемым поверхностям и существенно не влияют на работоспособность деталей. Неуказан-

ные предельные отклонения линейных размеров, кроме радиусов закруглений и фасок, назначают либо по квалитетам 12–17 для номинальных размеров от 1 до 10000 мм, либо по классам точности. Классы точности условно называются и обозначаются: точный –  $t_1$ ; средний –  $t_2$ , грубый –  $t_3$  и очень грубый –  $t_4$ . В перечисленных классах точности предельные отклонения установлены для укрупненных интервалов (например, для номинальных размеров от 6 до 30 мм, от 30 до 120 мм и т.д.) и получены грубым округлением среднего допуска, вычисленного по допускам, принятым соответственно в квалитетах 12, 14, 16 и 17 для интервалов размеров, которые входят в данный укрупненный интервал.

Для размеров металлических деталей, обрабатываемых резанием, предпочтительны квалитет 14 и класс точности  $t_2$ . Для радиусов закруглений и фасок, а также неуказанных предельных отклонений углов установлены по два ряда предельных отклонений. Первые из этих рядов применяются при квалитетах 12–16, а вторые – при квалитете 17 и соответствующих этим квалитетам классах точности.

Для размеров с неуказанными допусками рекомендуется несколько вариантов расположения полей допусков относительно номинальных размеров. Для охватываемых поверхностей поле допуска обычно располагается ниже нулевой линии, тогда  $es = 0$ ;  $ei = IT$  или  $ei = t$ . Для охватывающих поверхностей поле допуска обычно находится выше нулевой линии, тогда  $EI = 0$ ;  $ES = IT$  или  $ES = t$ .

Для некруглых охватываемых и охватывающих поверхностей можно применять, а для размеров, которые не относятся к отверстиям и валам (высота и длина уступов, глубина пазов и пр.), всегда применяют симметричное расположение полей допусков относительно нулевой линии. В этих случаях допуски выбирают только по классам точности и предельные отклонения равны  $\pm t/2$ .

Общая запись, обозначающая предельные отклонения, установленные на размеры с неуказанными допусками, для варианта, имеющего наибольшее применение в машиностроении: неуказанные предельные отклонения размеров  $H14; h14; \pm t/2$  или  $H14; h14; \pm t/2$ .

### 2.3. Методы выбора допусков и посадок

Обеспечение необходимых условий эксплуатации соединения достигается правильным выбором соответствующих допусков сопрягаемых деталей.

Выбор допусков и посадок является достаточно сложной технической и экономической задачей. В настоящее время применяют три метода выбора допусков и посадок.

*Метод аналогов* заключается в том, что конструктор назначает посадку на основании опыта эксплуатации подобной по конструкции машины, где имеется аналогичное соединение. Метод приемлем только в случае полной тождественности условий работы соединения. Если полной тождественности нет, то нельзя гарантировать, что назначенные допуски будут оптимальными.

*Метод подобия* является развитием метода аналогов. Он возник в результате классификации деталей по конструктивным и эксплуатационным признакам и выпуска справочников с примерами применения посадок. Для использования этого метода нужно установить аналогию конструктивных признаков и условий эксплуатации проектируемой сборочной единицы с признаками, указанными в справочниках.

Недостатком метода аналогов и подобия является сложность определения признаков однотипности и подобия.

*Расчетный метод* является наиболее обоснованным методом выбора допусков и посадок. Посадки рассчитываются на основании полуэмпирических зависимостей.

## 2.4. Рекомендации по выбору посадок

### 2.4.1. Выбор посадок с зазором

Посадки с зазором обеспечивают относительное перемещение соединяемых деталей при работе машины или с целью ее регулировки. Они облегчают сборку и разборку узла. Разнообразие конструктивных вариантов, изменение скорости относительного перемещения в широких пределах, колебание температурного режима работы соединения, различные требования к точности центрирования делают эту группу посадок самой распространенной.

Расчет посадок с зазором выполняется редко. Обычно назначение их производится с учетом опыта эксплуатации аналогичных соединений и узлов машин и механизмов.

Чаще других используют посадки типа  $H/h$ . Они имеются во всех квалитетах, где предусмотрены рекомендованные посадки, т. е. в 4–12-м. Эта группа посадок обеспечивает минимальный зазор в соединении (гарантированный зазор равен нулю).

Посадку  $H5/h4$  назначают для пар с точным центрированием и направлением, в которых допускаются проворачивание и продольное перемещение деталей при регулировании. Эти посадки можно использовать вместо переходных (в том числе для сменных частей). Для вращающихся деталей их применяют только при малых скоростях и нагрузках.

Посадку  $H6/h5$  назначают при высоких требованиях к точности центрирования (например, пиноли в корпусе задней бабки токарного станка, измерительных зубчатых колес на шпинделях зубоизмерительных приборов), посадку  $H7/h6$  (предпочтительную) – при менее жестких требованиях к точности центрирования (например, сменных зубчатых колес в станках, корпусов под подшипники качения в станках, автомобилях и других машинах, поршня в цилиндре пневматических инструментов, сменных втулок кондукторов и т.п.). Посадку  $H8/h7$  (предпочтительную) назначают для центрирующих поверхностей, когда можно расширить допуски на изготовление при несколько пониженных требованиях к соосности.

Посадки  $H5/g4$ ,  $H6/g5$  и  $H7/g6$  (последняя предпочтительная) имеют наименьший гарантированный зазор из всех посадок с зазором. Их применяют для точных подвижных соединений, требующих гарантированного, но небольшого зазора для обеспечения точного центрирования (например, золотника в пневматической сверлильной машине, шпинделя в опорах делительной головки, в плунжерных парах и т. п.).

Для подвижных посадок наиболее распространены  $H7/f7$  (предпочтительная),  $H8/f8$  и подобные им посадки, образованные из полей допусков квалитетов 6, 8 и 9.

Посадки  $H7/e8$ ,  $H8/e8$  (предпочтительные),  $H7/e7$  и посадки, подобные им, образованные из полей допусков квалитетов 8 и 9, обеспечивают легкоподвижное соединение при жидкостной смазке. Их применяют для быстровращающихся валов машин.

Посадки  $H8/d9$ ,  $H9/d9$  (предпочтительные) и подобные им посадки, образованные из полей допусков квалитетов 7, 10 и 11, применяют сравнительно редко. Например, посадку  $H7/d8$  используют при большой частоте вращения и малом давлении в крупных подшипниках, а также в сопряжении поршень – цилиндр в компрессорах, посадку  $H9/d9$  – при невысокой точности механизмов.

Посадки  $H8/c8$  и  $H8/c9$  характеризуются значительными гарантированными зазорами, используются для соединений с невысокими требованиями к точности центрирования. Наиболее часто эти посадки назначают для подшипников скольжения (с различными температурными коэффициентами линейного расширения вала и втулки), работающих при повышенных температурах (в паровых турбинах, двигателях, турбокомпрессорах, турбовозах и других машинах, в которых при работе зазоры заметно уменьшаются вследствие того, что вал нагревается и расширяется больше, чем вкладыш подшипника).

При выборе посадок (на основе расчета) необходимо учитывать отношение  $l/d$ : чем меньше это отношение, тем меньше должен быть наименьший зазор.

## 2.4.2. Выбор посадок с натягом

Посадки с натягом применяют для передачи соединением крутящего момента или осевой силы, как правило, без дополнительного крепления. Лишь изредка, при передаче очень больших моментов и особо тяжелых условиях работы (при ударах, знакопеременных нагрузках), соединение дополнительно крепят штифтами, винтами, шпонками. Значительное упрощение конструкции и простота сборки делают эту группу посадок широко распространенной во всех отраслях машиностроения.

Основные задачи расчета посадок с натягом сводятся к определению:

- расчетного натяга и соответственно стандартной посадки конкретного соединения;
- величины усилия запрессовки или температуры нагрева детали с охватываемой сопрягаемой поверхностью для выбора прессы и нагревательного оборудования;
- расчетной прочности сопряжения из условия обеспечения неподвижности в процессе эксплуатации;
- напряжений, возникающих после сборки в материалах сопрягаемых деталей.

Минимальный натяг определяют исходя из размеров поверхностей контакта соединяемых деталей и величины передаваемого момента (или осевой силы), а максимальный – исходя из прочности соединяемых деталей.

Когда  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$  установлены, находят допуски посадки, а также размеров вала и отверстия. Это дает возможность определить номер качества – точность изготовления сопрягаемых деталей. Иногда для вала и отверстия назначают один класс, а иногда для отверстия предусматривают больший допуск, учитывая сложность его обработки и контроля, т.е. выполняют его с допуском на один класс грубее. После решения вопроса о точности изготовления назначают вид посадки по минимальному натягу, необходимому для нормальной работы соединения.

Рекомендуемые посадки могут быть разделены на 3 группы.

1. К легким относятся посадки  $H7/p6$ ,  $H6/p5$ . Они гарантируют наименьший натяг, требуют для соединения небольших осевых усилий и применяются для соединения тонкостенных деталей малой прочности. Они очень чувствительны к изменению натяга, поэтому встречаются только в точных качествах, могут передавать небольшие моменты или усилия. Посадка  $H7/p6$  предпочтительна,  $H6/p5$  применяется редко. Так соединяются, например, тонкостенные втулки с корпусами, установочные кольца на валу электродвигателя, втулки с зубчатыми колесами коробок скоростей металлорежущих станков.

2. Посадки со средней величиной натяга типа  $H/r$ ,  $H/s$ ,  $H/t$  используются наиболее часто. Они обеспечивают натяг средней величины и гарантируют передачу значительных крутящих моментов и усилий без дополни-

тельного крепления. Стандарт предусматривает 7 рекомендуемых посадок, из них  $H7/r6$  и  $H7/s6$  предпочтительны. Они служат для соединения втулок с корпусом кондуктора, закрепления зубчатых колес на валах коробок скоростей, установки бронзовых венцов червячных колес, соединения фиксаторов и упоров с корпусами приспособлений и т.д.

3. Тяжелыми и особо тяжелыми являются посадки типа  $H/u$ ,  $H/x$ ,  $H/z$ . Они характеризуются большим гарантированным натягом и значительным его колебанием. Предназначены для передачи больших усилий и моментов при тяжелых условиях работы соединения без дополнительного крепления. Посадки этой группы обычно не рассчитывают. Рекомендуется опытная проверка назначенных посадок. Бóльшую определенность посадки, уменьшение колебания величины натяга и снижение уровня  $N_{\max}$  достигают путем сортировки деталей по действительным размерам и селективной сборки.

В системе отверстия предусматривается 4 посадки этой группы:  $H7/u7$ ,  $H8/u8$  применяют, например, для закрепления вагонных колес на осях, соединения установочных штифтов с корпусами станочных приспособлений, закрепления соединительных муфт на концах валов;  $H8/x8$ ,  $H8/z8$  – в неразъемных соединениях, работающих в знакопеременном режиме при наличии ударов и вибраций. Среди этих посадок нет предпочтительных.

### 2.4.3. Выбор переходных посадок

Переходные посадки предусмотрены только в точных квалитетах. Переходные посадки обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей и применяются в неподвижных разъемных соединениях, которые в процессе эксплуатации подвергаются более или менее частой разборке и сборке для осмотра или замены сменных деталей. Высокая точность центрирования и относительная легкость разборки и сборки соединения обеспечивается за счет небольших зазоров и натягов. Малые зазоры ограничивают взаимное радиальное смещение деталей в соединениях, а небольшие натяги способствуют их соосности при сборке.

Группа посадок  $H/a$ ,  $H/b$ ,  $H/c$ ,  $A/h$ ,  $B/h$ ,  $C/h$ . Для посадок этой группы более вероятно получение зазора, но возможны и небольшие натяги (до половины допуска вала), поэтому при сборке и разборке необходимо предусматривать применение усилий. Посадки используются, если при центрировании деталей допускаются небольшие зазоры или требуется обеспечить легкую сборку, при необходимости в частых сборках и разборках, при относительно большой длине соединения (свыше трех-четырёх диаметров) или когда сборка и разборка затруднены компоновкой узла, массой и размерами деталей. Соединения обычно либо неподвижны, либо перемещаются с малой скоростью при небольшой массе деталей.

Группа посадок  $H/k$  и  $K/h$ . Наиболее характерный и применяемый тип переходных посадок. Вероятности получения натягов и зазоров в соедине-

нии примерно одинаковые. Однако из-за влияния отклонений формы, особенно при большой длине соединения (свыше двух-трех диаметров), зазоры в большинстве случаев не ощущаются. Сборка и разборка производятся без значительных усилий. Небольшой натяг, получающийся в большинстве соединений, достаточен для центрирования деталей и предотвращения их вибраций в подвижных узлах при вращении со средними скоростями.

Посадки  $H7/m6$ ,  $M7/h6$  обеспечивают преимущественно натяг. Вероятность получения зазоров (небольших) относительно мала. Эти зазоры, как правило, не ощущаются за счет отклонений формы, особенно при увеличенных длинах соединения. Применяются для неподвижных соединений деталей на быстро вращающихся валах с дополнительным креплением или без него (при малых нагрузках и больших длинах соединения); при увеличенных длинах соединения (свыше 1,5–2 диаметров) или когда недопустимы большие деформации деталей.

Группа посадок  $H/n$ ,  $N/h$  – это наиболее прочные из переходных посадок. Зазоры при сборке практически не возникают. Для сборки и разборки деталей требуется значительное усиление: применяются прессы, распрессовочные приспособления, иногда термические методы сборки. Разборка соединений производится редко, обычно только при капитальном ремонте. Применяются для центрирования деталей в неподвижных соединениях, передающих большие усилия, при наличии вибраций и ударов (с дополнительным креплением). При небольших нагрузках, например в приборостроении, обеспечивают неподвижность соединения без дополнительного крепления.

### Контрольные вопросы

1. Что представляет собой основное отклонение?
2. Как обозначают основные отклонения валов и отверстий?
3. Что представляют собой посадки в системе основного отверстия?
4. Что представляют собой посадки в системе основного вала?
5. Назовите области применения посадок с зазорами, натягами и переходных посадок.
6. Что представляет собой система допусков и посадок для соединений, в которых основной деталью является отверстие?
7. Какие основные отклонения допусков применяют для посадок с натягом, зазором и переходных посадок?
8. Как по взаимному расположению полей допусков отверстия и вала при графическом изображении посадки определить характер соединения?
9. Как обозначаются допуски в каждом качестве?
10. Как обозначается поле допуска основного отверстия 60-го качества, основного вала 8-го качества?

### 3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Форма большинства деталей, применяемых в машиностроении, представляет собой простейшую геометрическую форму. В основном это цилиндрические детали (70 %), плоские (12 %), зубчатые колеса (3 %) и корпусные детали (4 %). Получить идеальную форму деталей в процессе изготовления невозможно из-за погрешностей станка, инструмента, приспособления, обрабатываемой детали, неоднородности материала и т.п.

Искажение идеальной формы детали приводит к снижению ее эксплуатационных свойств. В неподвижных соединениях, например, искажение формы приводит к неравномерности натягов в соединении, что является причиной снижения передаваемого момента, прочности соединения, точности центрирования, ресурса соединения и т.п. При увеличении нагрузок, что характерно для горных машин, воздействие отклонений формы и расположения усиливается. Отклонения формы и расположения поверхностей могут существенно затруднить сборку изделия (потребуется дополнительные технологические операции, такие, например, как пригонка, что ведет к увеличению трудоемкости сборки, а также стоимости изделия), влияют на точность базирования детали при изготовлении и контроле. В подвижных соединениях отклонения формы и расположения приводят к повышению удельного давления на выступах неровностей (площадь контакта уменьшается), увеличению износа сопрягаемых поверхностей, снижают точность центрирования.

#### 3.1. Основные понятия и определения

Основные термины и определения, установленные ГОСТ 24642–81.

**Профиль** – это линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью. Различают профили номинальной и реальной поверхностей.

**Нормируемый участок** – это участок поверхности или линии, к которому относится допуск на 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 или расположения должен относиться ко всей поверхности или длине рассматриваемого элемента.

**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 мо-

гут быть, например, базовая плоскость, базовая ось, базовая плоскость симметрии.

**Комплект баз** – совокупность двух или трех баз, образующих систему координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения рассматриваемого элемента.

**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 (рис. 7, а).

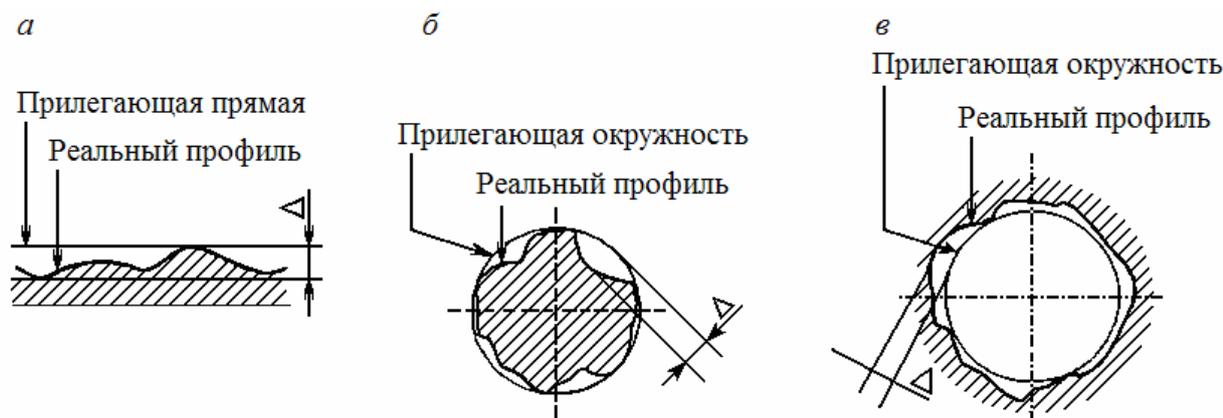


Рис. 7. Прилегающие прямая (а) и окружности (б, в)

**Прилегающая окружность** – это окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля (для наружной поверхности вращения), или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль (для внутренней поверхности вращения) (рис. 7, б, в).

**Прилегающий цилиндр** – это цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной поверхности (для наружной поверхности вращения), или максимального диаметра, вписанный в реальную поверхность (для внутренней поверхности вращения).

**Прилегающий профиль** продольного сечения цилиндрической поверхности – две параллельные прямые, соприкасающиеся с реальным профилем (двумя реальными образующими, лежащими в продольном сечении) и расположенные вне материала детали так, чтобы наибольшее отклонение точек образующих профиля имело минимальное значение (рис. 8).

**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.

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

**Выступающее поле допуска расположения** – поле допуска или часть его, ограничивающее отклонение расположения элемента пределами протяженности этого элемента (наружный участок выступает за пределы длины элемента).

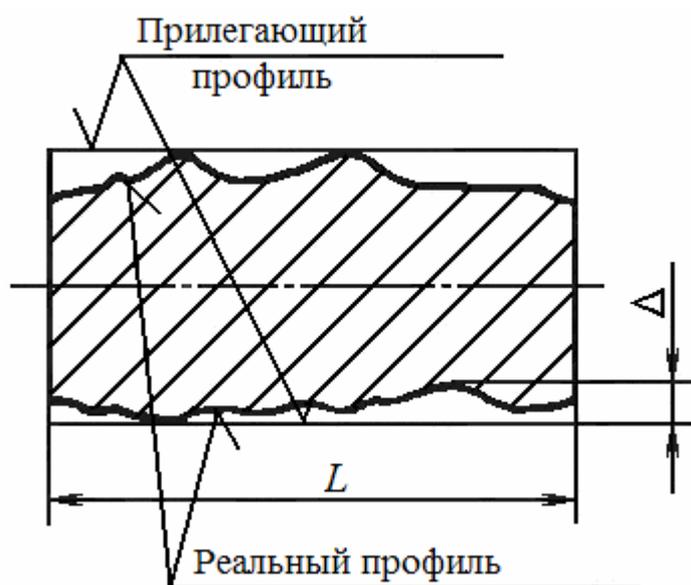


Рис. 8. Прилегающий профиль продольного сечения:  
 $\Delta$  – отклонение формы или отклонение расположения поверхностей;  
 $T$  – допуск формы или допуск расположения;  
 $L$  – длина нормируемого участка

### 3.2. Отклонения формы поверхностей

Параметром для количественной оценки отклонения формы является наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности по нормали к последней (рис. 9) в пределах участка  $L$ .

Допуск формы – это наибольшее допускаемое значение отклонения формы. Требования, определяемые допуском формы, геометрически поясняются понятием о поле допуска формы.

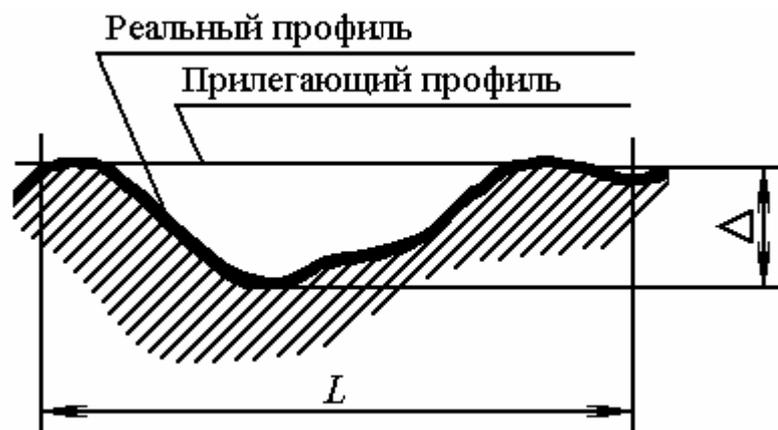


Рис. 9. Схема к определению количественной оценки отклонения формы

Классификация отклонений и допусков формы приведена в табл. 2.

Т а б л и ц а 2

№ п/п	Вид допуска по ГОСТ 24642–81	Обозначение на чертеже
1	Допуск цилиндричности	$\text{M}$
2	Допуск круглости	○
3	Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности	≡
4	Допуск плоскостности	▱
5	Допуск прямолинейности	—

В зависимости от вида допуска формы поле допуска может представлять собой:

- 1) область в пространстве, ограниченную двумя поверхностями, эквидистантными номинальной поверхности и отстоящими друг от друга по нормали к ним на расстоянии, равном допуску формы поверхности;
- 2) область в пространстве, ограниченную цилиндром, диаметр которого равен допуску формы оси (линии) в пространстве;
- 3) область в пространстве, ограниченную прямоугольным параллелепипедом, стороны которого равны допускам формы оси (линии) в двух взаимно перпендикулярных направлениях;

4) область на плоскости заданного направления, ограниченную двумя линиями, эквидистантными номинальному профилю и отстоящими друг от друга по нормали к ним на расстоянии, равном допуску формы профиля.

К отклонениям формы относятся отклонения прямолинейности (рис. 10, *a*), плоскостности, круглости (рис. 10, *з*, *д*), профиля продольного сечения и цилиндричности.

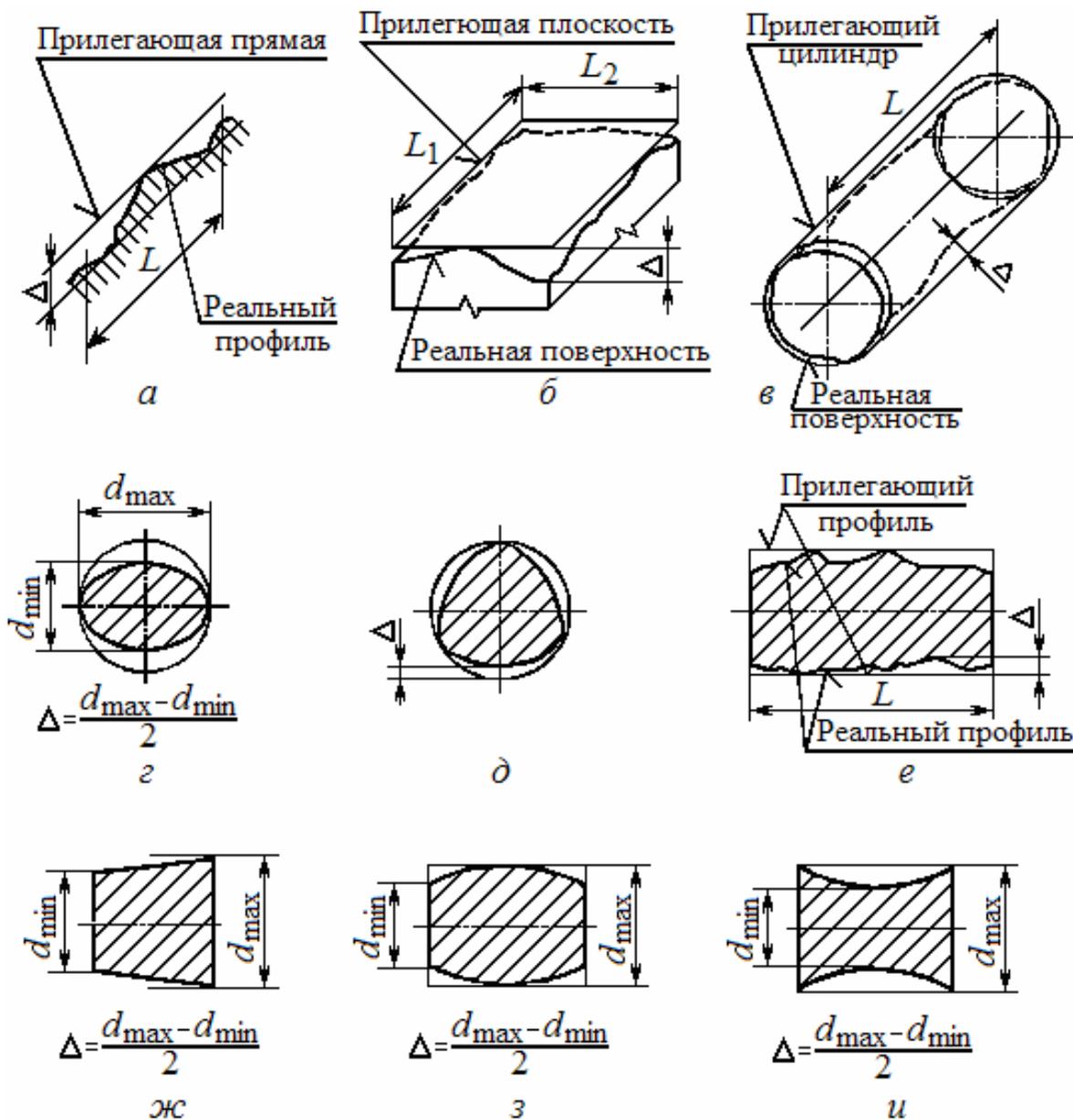


Рис. 10. Отклонения формы:

*a* – от прямолинейности плоскости; *б* – от плоскостности;  
*в* – от цилиндричности; *з* – овальность; *д* – огранка;  
*e* – отклонение профиля продольного сечения; *ж* – конусообразность;  
*з* – бочкообразность; *и* – седлообразность;  $\Delta$  – отклонение формы;  
 $L_1$  и  $L_2$  – размеры нормируемого участка;  $L$  – длина нормируемого участка;  
 $d_{min}$  и  $d_{max}$  – наименьший и наибольший диаметры во взаимно перпендикулярных направлениях (или в продольном направлении в пределах нормируемого участка)

**Отклонения формы плоских поверхностей.** Отклонение от плоскостности определяют как наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка. Частными видами отклонений от плоскостности являются выпуклость и вогнутость. Отклонение от прямолинейности определяют как большее расстояние  $\Delta$  от точек реального профиля до прилегающей прямой.

**Отклонения формы цилиндрических поверхностей.** Отклонение от круглости – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реального профиля до прилегающей окружности. Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка (рис. 10, *з, д*).

**Отклонение от цилиндричности** – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка  $L$  (рис. 10, *в*).

**Отклонение профиля продольного сечения** – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек образующих реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка (рис. 10, *е*). Отклонение профиля продольного сечения характеризует отклонения от прямолинейности и параллельности образующих.

Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются:

- конусообразность (рис. 10, *ж*);
- бочкообразность (рис. 10, *з*);
- седлообразность (рис. 10, *и*).

### 3.3. Отклонения расположения поверхностей

Отклонением расположения называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента – поверхности, оси или плоскости симметрии – от номинального расположения.

Под номинальным понимается расположение, определяемое номинальными линейными и угловыми размерами (координирующими размерами) между рассматриваемым элементом и базами. При определении номинального расположения плоских поверхностей координирующие размеры задают непосредственно от них. Для цилиндрических, конических и других поверхностей вращения, для резьбы, призматических пазов и выступов, симметричных групп поверхностей координирующие размеры обычно задают от их осей или плоскостей симметрии. В некоторых случаях номинальное расположение задается непосредственно изображением детали на чертеже без указания номинального размера между элементами. Таким способом задаются: требования соосности, симметричности и совмещения элементов в одной плоскости (номинальный линейный координирующий размер равен нулю); требование параллельности (номинальный угол между элементами равен 0 или 180°); требование перпендикулярности (номинальный угол равен 90°).

Реальное расположение элемента определяется действительными координирующими размерами. В табл. 3 приведены отклонения, относящиеся к группе «отклонения и допуски расположения поверхностей».

Т а б л и ц а 3

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Наименование отклонения	Наименование допуска	Обозначение
Отклонение от параллельности	Допуск параллельности	//
Отклонение от перпендикулярности	Допуск перпендикулярности	⊥
Отклонение от наклона	Допуск наклона	∠
Отклонение от соосности	Допуск соосности	◎
Отклонение от симметричности	Допуск симметричности	≡
Позиционное отклонение	Позиционный допуск	⊕
Отклонение от пересечения осей	Допуск пересечения осей	×

Для оценки точности расположения поверхностей, как правило, назначают базы. Базой могут быть поверхность (например плоскость), ее образующая или точка (например вершина конуса, центр сферы). Если базой является поверхность вращения (например цилиндрическая или коническая) или резьба, то в качестве базы рассматривают их ось. База определяет привязку детали к плоскости или оси координат, относительно которой задаются допуски расположения или определяется расположение нормируемого элемента. Базой может служить и сочетание нескольких элементов, например общая ось или общая плоскость симметрий нескольких элементов.

Базами могут быть, например, базовая плоскость, базовая ось, базовая плоскость симметрии. В качестве базовой оси в зависимости от требований может быть задана ось базовой поверхности вращения или общая ось двух или нескольких поверхностей вращения. В качестве базовой плоскости симметрии может быть задана плоскость симметрии базового элемента или общая плоскость симметрии двух или нескольких элементов

Иногда для однозначной оценки точности расположения отдельных элементов деталь должна быть ориентирована одновременно по двум или трем базам, образующим систему координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение расположения рассматриваемого элемента. Такая совокупность баз называется комплектом баз.

Базы, образующие комплект баз, различают в порядке убывания числа степеней свободы, лишаемых ими (рис. 11):

- база *A* лишает деталь трех степеней свободы (называется установочной базой);
- база *B* – двух (называется направляющей базой);
- база *C* – одной степени свободы (называется опорной базой).

Максимальная точность достигается в том случае, когда соблюден «принцип единства баз», т.е. конструкторские базы совпадают с технологическими и измерительными базами.

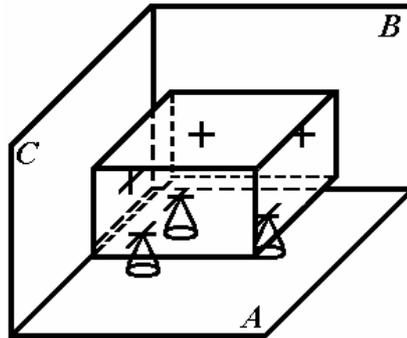


Рис. 11. Комплект баз:

*A* – установочная база; *B* – направляющая база; *C* – опорная база

Если базы не заданы или задан комплект баз, лишаящий деталь менее чем шести степеней свободы, то расположение системы координат, в которой задан допуск расположения данного элемента относительно других элементов детали, ограничивается по оставшимся степеням свободы лишь условием соблюдения заданного допуска расположения, а при измерении – условием получения минимального значения отклонения.

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

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

Рассмотрим основные виды отклонений расположения поверхностей.

Отклонение от параллельности плоскостей – разность  $\Delta$  наибольшего  $a$  и наименьшего  $b$  расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка  $L_1, L_2$ , т.е.  $\Delta = a - b$  (рис. 12, *a*). Поле допуска параллельности плоскостей определяет область в пространстве, ограниченную двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску параллельности  $T$ , и параллельными базовой плоскости (рис. 12, *б*). Примеры обозначения на чертеже приведены на рис. 12, *в* и *г*: допуск параллельности поверхности *B* относительно поверхности *A* 0,01 мм (рис. 12, *в*); допуск параллельности поверхности *A* и *B* 0,1 мм (рис. 12, *г*).

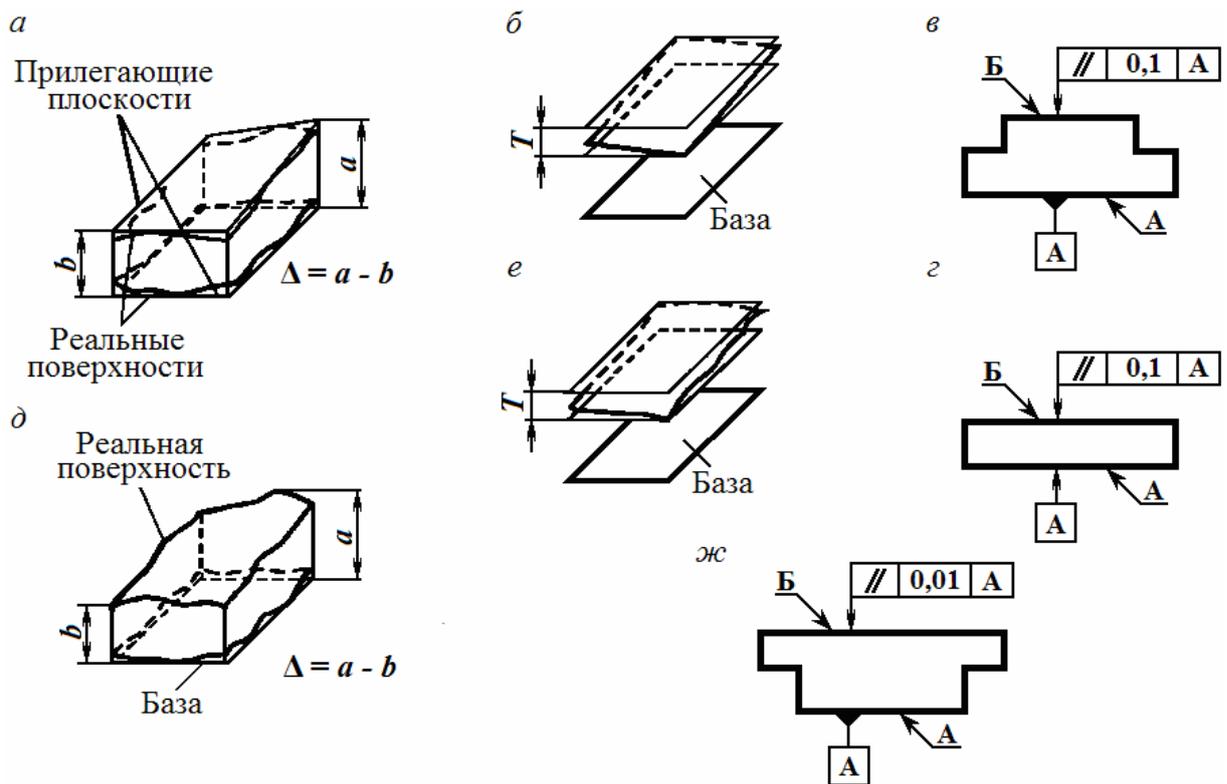


Рис. 12. Отклонения от параллельности плоскостей и их обозначения на чертежах

В обоснованных случаях могут нормироваться суммарные отклонения формы и расположения поверхностей или профилей.

Суммарное отклонение от параллельности и плоскости – разность  $\Delta$  наибольшего  $a$  и наименьшего  $b$  расстояний от точек реальной поверхности до базовой плоскости в пределах нормируемого участка  $L_1, L_2$ , т.е.  $\Delta = a - b$  (рис. 12, *д*). Поле суммарного допуска параллельности и плоскостности – область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном суммарному допуску параллельности и плоскостности  $T$  и параллельными базовой плоскости (рис. 12, *е*). Примеры обозначения на чертеже: суммарный допуск параллельности и плоскостности поверхности относительно поверхности  $A$  0,01 мм (рис. 12, *ж*).

Отклонение от параллельности оси относительно плоскости или плоскости относительно оси – разность  $\Delta$  наибольшего  $a$  и наименьшего  $b$  расстояний между осью и плоскостью на длине нормируемого участка  $L$  (рис. 13, *а*).

Допуск параллельности оси относительно плоскости  $T$  показан на рис. 13, *б*, а допуск параллельности плоскости относительно оси  $T$  – на рис. 13, *в*.

Примеры условного обозначения на чертеже: допуск параллельности оси отверстия относительно поверхности  $A$  0,01 мм (рис. 13, *з*); допуск параллельности общей оси отверстий относительно поверхности  $A$  0,01 мм (рис. 13, *д*); допуск параллельности поверхности  $B$  относительно оси поверхности  $A$  0,01 мм (рис. 13, *е*).

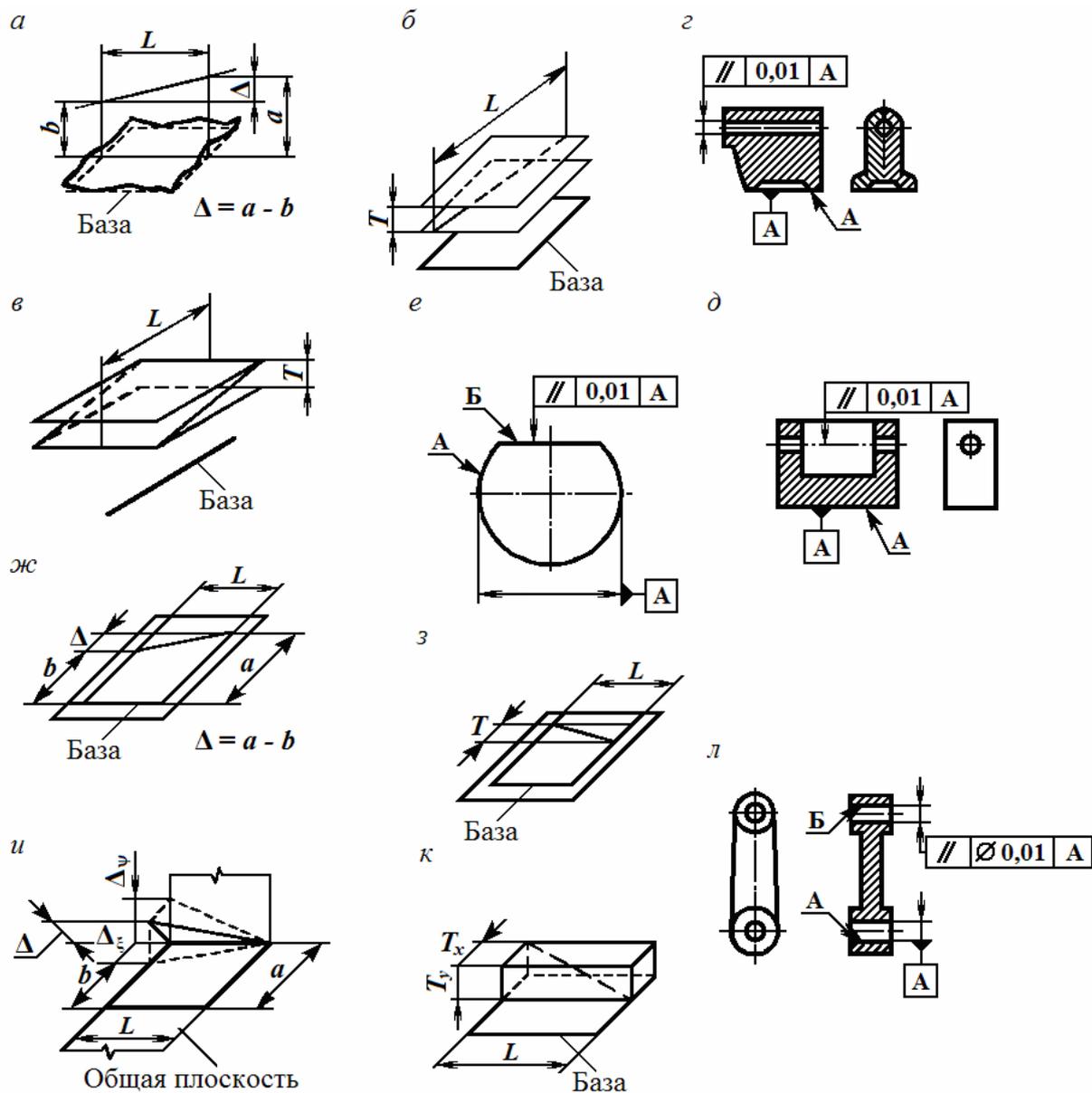


Рис. 13. Отклонения от параллельности оси относительно плоскости и их обозначение на чертежах

Отклонения от параллельности прямых в плоскости – разность  $A$  наибольшего  $a$  и наименьшего  $b$  расстояний между прямыми на длине нормируемого участка, т.е.  $\Delta = a - b$  (рис. 13, ж).

Графическое изображение допуска параллельности прямых в плоскости показано на рис. 13, з.

Отклонение от параллельности осей или прямых в пространстве – это геометрическая сумма  $D$  отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей –  $\Delta = a - b$ ; (рис. 13, и). Поле допуска для случая, когда заданы отдельно допуск параллельности осей в общей плоскости ( $T_x$ ) и допуск ( $T_y$ ), показано на рис. 13, к. Пример обозначения на чертеже: допуск параллельности оси отверстия  $A$  0,01 мм (рис. 13, л).

Отклонение от параллельности осей (или прямых) в общей плоскости – отклонение от параллельности  $\Delta_x = a - b$  проекций осей (прямых) на их общую плоскость (рис. 14, *a*).

Перекося осей (или прямых) – отклонение от параллельности  $\Delta_y$  проекций осей (прямых) на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей (базовую) (рис. 14, *б*).

Пример обозначения на чертеже: допуск параллельности оси отверстия Б относительно оси отверстия А 0,1 мм, допуск перекося осей 0,25 мм (рис. 14, *в, з*).

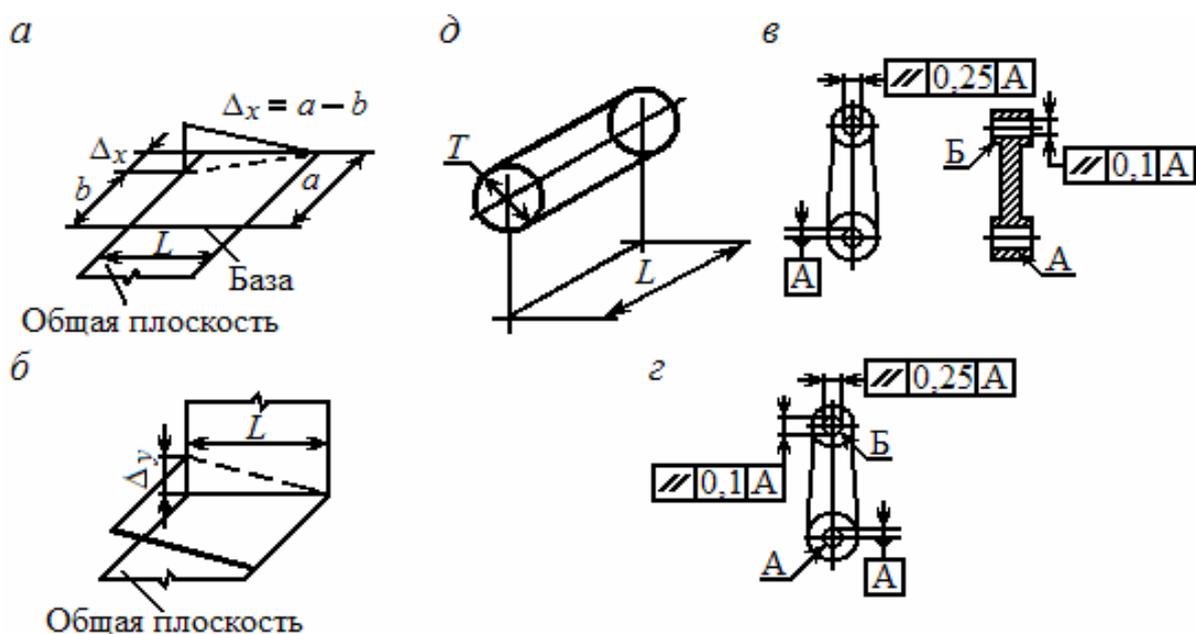


Рис. 14. Отклонения от параллельности осей в общей плоскости, перекося осей и их обозначение на чертежах

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого ( $90^\circ$ ), выраженное в линейных единицах  $\Delta$  на длине нормируемого участка (рис. 15, *a*). Графическое изображение допуска перпендикулярности плоскостей *T* показано на рис. 15, *б*. Условное обозначение на чертеже: допуск перпендикулярности поверхности Б относительно основания 0,1 мм (рис. 15, *б*).

Суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности – разность *A* наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой плоскости или базовой оси в пределах нормируемого участка *L* (рис. 15, *з*).

Графическое изображение суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности *T* показано на рис. 15, *д*. Условное обозначение на чертеже: суммарный допуск перпендикулярности и плоскостности поверхности Б относительно поверхности А 0,2 мм (рис. 15, *е*).

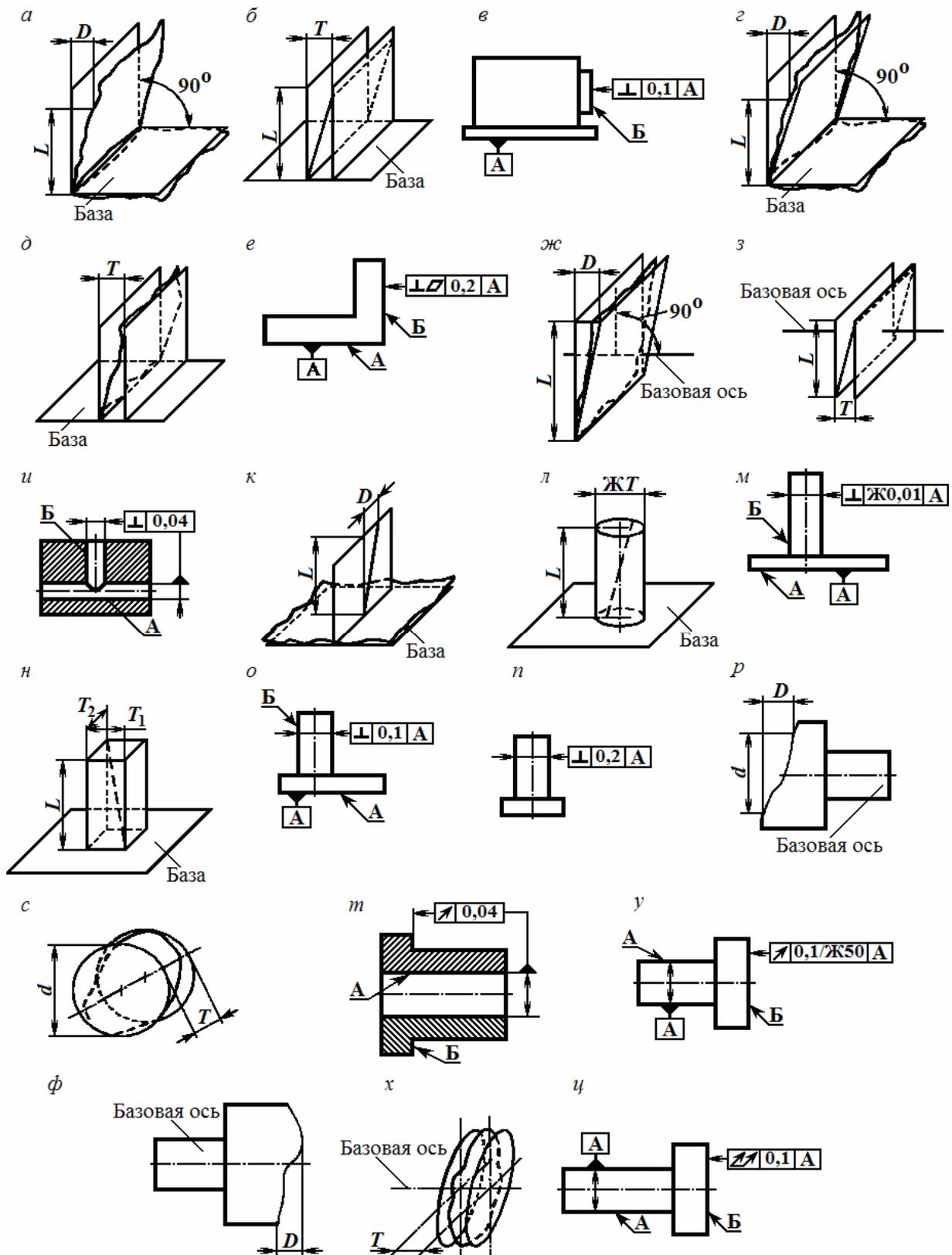


Рис. 15. Суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности, отклонение от перпендикулярности плоскости или оси относительно оси, оси относительно плоскости, торцевое биение, полное торцевое биение и их обозначение на чертежах

Отклонение от перпендикулярности плоскости или оси относительно оси – отклонение угла между плоскостью или осью и базовой осью от прямого угла ( $90^\circ$ ), выраженное в линейных единицах  $A$  на длине нормируемого участка  $L$  (рис. 15, *ж*). Графическое изображение допуска перпендикулярности плоскости или оси относительно оси  $T$  показано на рис. 15, *з*. Условное обозначение на чертеже: допуск перпендикулярности оси отверстия  $B$  относительно поверхности  $A$   $0,04$  мм (рис. 15, *и*).

Отклонение от перпендикулярности оси относительно плоскости – отклонение угла между осью и базовой плоскостью от прямого угла ( $90^\circ$ ), выраженное в линейных единицах  $A$  на длине нормируемого участка  $L$  (рис. 15, *к*). Графическое изображение допуска перпендикулярности оси относительно плоскости показано на рис. 15, *л*, если допуск  $T$  задан со знаком  $0$ , и на рис. 15, *н*, если заданы допуски в двух взаимно перпендикулярных направлениях  $T1$  и  $T2$ .

Условное обозначение на чертеже: допуск перпендикулярности оси отверстия  $B$  относительно поверхности  $A$   $0,01$  мм (рис. 15, *м*); допуск перпендикулярности оси поверхности  $B$  относительно поверхности  $A$   $0,1$  мм в продольном направлении,  $0,2$  мм в поперечном направлении (рис. 15, *и*).

Торцевое биение – разность  $A$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 15, *р*). (Торцевое биение определяется в сечении торцевой поверхности цилиндром заданного диаметра, соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении любого диаметра торцевой поверхности.) Графическое изображение допуска торцевого биения  $\Gamma$  показано на рис. 15, *с*. Условное обозначение на чертеже: допуск торцевого биения поверхности  $B$  относительно оси отверстия  $A$   $0,04$  мм (рис. 15, *т*); допуск торцевого биения поверхности  $B$  относительно оси поверхности  $A$   $0,1$  мм на диаметре  $50$  мм (рис. 15, *у*).

Полное торцевое биение – разность  $A$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 15, *ф*). Графическое изображение допуска полного торцевого биения  $\Gamma$  показано на рис. 15, *х*. Условное обозначение на чертеже: допуск полного торцевого биения поверхности  $B$  относительно оси отверстия  $A$   $0,1$  мм (рис. 15, *ц*).

### Контрольные вопросы

1. Какие существуют показатели точности формы?
2. Каким условным знаком обозначают допуск цилиндричности?
3. В каких единицах указывается допуск расположения поверхности?
4. Назовите показатели общей точности формы и расположения поверхности.
5. Какие существуют показатели точности расположения поверхностей?
6. Каким образом на чертеже детали показывают допустимые отклонения формы и расположения поверхностей?

## 4. ВОЛНИСТОСТЬ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

### 4.1. Нормирование волнистости поверхностей деталей

Волнистостью поверхности называется совокупность периодически повторяющихся выступов и впадин, расстояние между которыми превышает базовую длину  $l$ .

Волнистость занимает промежуточное положение между шероховатостью поверхности и отклонениями формы деталей.

Если отношение шага  $S_W$  к высоте неровностей  $W_z$  меньше сорока, т.е.

- $S_W / W_z < 40$ , то отклонения относят к шероховатости;
- при  $40 \leq S_W / W_z \leq 1000$  – к волнистости;
- при  $S_W / W_z > 1000$  – к погрешности формы.

Волнистость имеет синусоидальный характер (рис. 16), что является следствием колебаний в технологической системе, возникающих из-за неравномерности сил резания, наличия неуравновешенных масс, погрешностей изготовления и настройки станка и т.д.

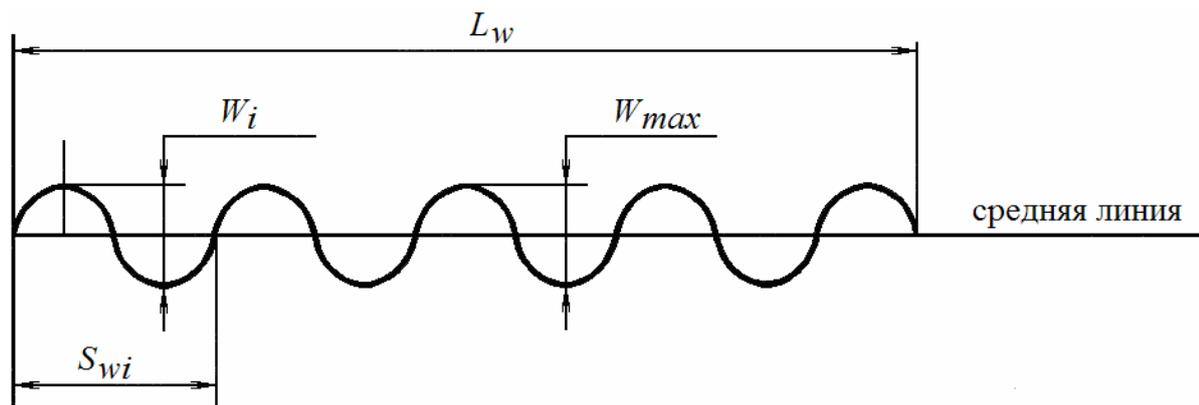


Рис. 16. Условное обозначение волнистости поверхности детали

Волнистость измеряют на длине участка детали  $L_W$ , равной не менее пяти шагам  $S_W$  волнистости.

Положение средней линии  $m_W$  определяется аналогично положению средней линии  $m$  профиля шероховатости.

Установлены три нормируемых параметра волнистости.

1. Высота волнистости  $W_z$  – это среднее арифметическое из пяти её значений  $W_i$ :

$$W_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 W_i$$

Предельные числовые значения  $W_z$  следует выбирать из ряда: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

2. Наибольшая высота волнистости  $W_{\max}$  равна расстоянию между самыми высокой и низкой точками измеренного профиля, т.е.  $W_{\max} \approx W_{Z \max}$ .

3. Средний шаг волнистости  $S_W$  измеряется по средней линии между одноименными сторонами профиля  $S_{W_i}$ :

$$S_W = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{W_i}$$

Предельное значение  $W_Z$  ограничивается допуском формы  $JT_\Phi$ .

Контроль волнистости может проводиться с помощью универсальных СИ (микрометр, нутромер) путём измерения размеров не менее пяти раз по высоте детали приборами для определения шероховатости поверхностей, а также специальными устройствами (волнограф, волнометр).

На практике волнистость поверхности отдельно не проверяется.

## 4.2. Шероховатость поверхности

**Шероховатостью поверхности**, согласно ГОСТ 25142-82, называется совокупность микронеровностей на поверхности детали с относительно малыми шагами, измеренная на базовой длине  $l$ . Базовая длина выбирается в зависимости от параметра шероховатости  $R_z$  из табл. 4.

Т а б л и ц а 4

$R_z$ , мкм	До 0,10	Свыше 0,10 до 1,6	Свыше 1,6 до 12,5	Свыше 12,5 до 50	Свыше 50 до 40
$l$ , мм	0,08	0,25	0,8	2,5	8

Реальная поверхность состоит из беспорядочно расположенных небольших выступов и впадин, которые образуются при механической обработке деталей вследствие образования стружки, копирования неровностей режущих кромок инструмента и трения его о деталь, вырывания с поверхности частиц материала и других причин.

Представление о реальном профиле шероховатой поверхности дает профилограмма, получаемая на профилографах различного типа в результате «ошупывания» исследуемой поверхности алмазной иглой либо путем фотографирования ее на специальном микроскопе (рис. 17).

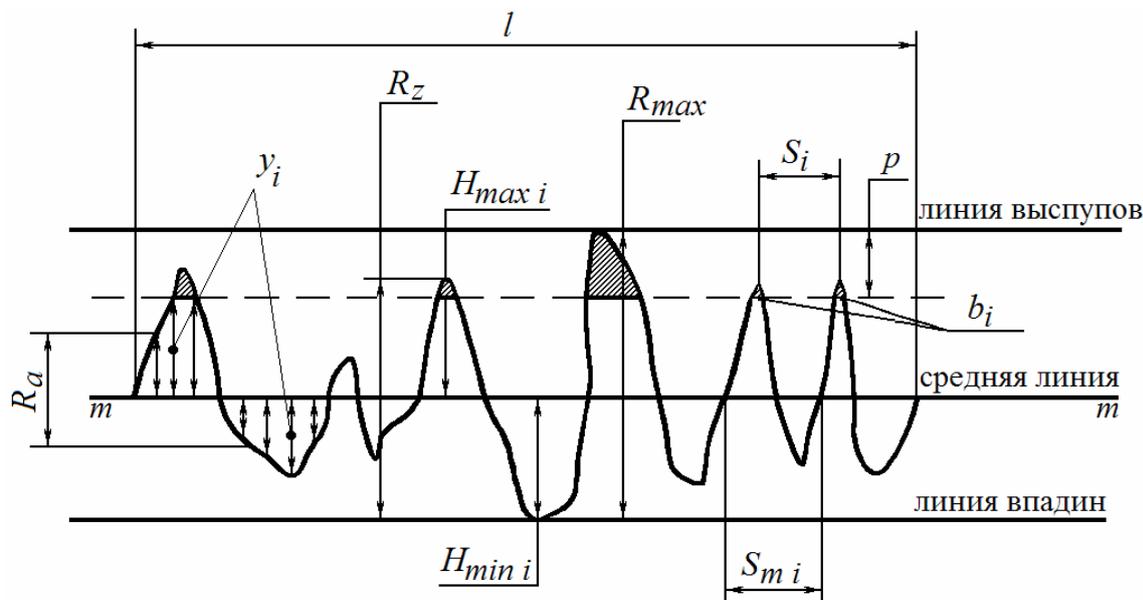


Рис. 17. Профилограмма шероховатости поверхности детали

**Средняя линия профиля  $m-m$**  – это базовая линия, имеющая форму номинального профиля. На профилограмме она приблизительно определяется по равенству сумм площадей вершин и впадин контура поверхности.

Средняя линия служит базой для определения числовых значений параметров шероховатости.

Для количественной оценки шероховатости, независимо от материала и способа получения поверхности, стандартом ГОСТ 2789–73 предусмотрены следующие параметры шероховатости (см. рис. 17).

**1. Среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$**  является предпочтительным для простановки на чертежах, представляет собой среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины и приближенно вычисляется по следующей формуле:

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

где  $n$  – количество измерений;

$y_i$  – расстояние между любой точкой профиля и средней линией, измеренное на профилографе или профилометре (запись профилограммы на бумажную ленту).

**2. Высота неровностей профиля по десяти точкам  $R_z$**  – сумма средних абсолютных значений высот пяти выступов  $H_{\max i}$  и глубин пяти впадин  $H_{\min i}$  профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |H_{\max i}| + \sum_{i=1}^5 |H_{\min i}|}{5},$$

где  $H_{\max i}$  – высота  $i$ -го наибольшего выступа профиля;

$H_{\min i}$  – глубина  $i$ -й наибольшей впадины профиля.

Между параметрами  $R_a$  и  $R_z$  существует следующая зависимость:  $R_z \approx 4 R_a$ .

**3. Наибольшая высота неровностей профиля  $R_{max}$**  представляет собой расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины и принимается равной  $R_{max} \approx R_{z\ max}$ .

**4. Средний шаг неровностей профиля  $S_m$**  измеряется по средней линии между одноименными сторонами профиля  $S_{mi}$ :

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

**5. Средний шаг местных выступов  $S$**  определяется между двумя соседними вершинами или впадинами профиля  $S_i$ :

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

**6. Опорная длина профиля  $\eta_p$**  – сумма длин отрезков  $b_i$ , отсекаемых на заданном уровне сечения профиля  $p$ :

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

Значение уровня сечения  $p$  отсчитывается по линии выступов и выбирается из ряда: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 % от  $R_{max}$ .

Линия выступов проходит через высшую точку профиля в пределах базовой длины, а линия впадин – соответственно через его низшую точку.

**7. Относительная опорная длина профиля  $t_p$**  – это отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} 100\%.$$

Она может быть задана из ряда 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 % от 1.

При увеличении  $t_p$  требуются трудоемкие технологии обработки поверхностей, например: при  $t_p = 25\%$  – чистовое точение;  $t_p = 40\%$  – хонингование и т.д.

Для нормирования указанных параметров установлено четырнадцать классов шероховатости, каждому из которых соответствуют определенные значения  $R_a$  и  $R_z$ , приведенные в табл. 5.

Т а б л и ц а 5

Классы шероховатости и соответствующие им значения  $R_a$  и  $R_z$ 

Классы шероховатости	$R_a$ , мкм	$R_z$ , мкм
1	80	320
2	40	160
3	20	80
4	10	40
5	5	20
6	2,5	10
7	1,25	6,3
8	0,63	3,2
9	0,32	1,6
10	0,16	0,8
11	0,08	0,4
12	0,04	0,2
13	0,02	0,1
14	0,01	0,05

Кроме перечисленных количественных параметров стандартом установлены два качественных параметра.

1. Способ обработки. Указывается в том случае, когда шероховатость поверхности следует получить только определенным способом.

2. Тип направления неровностей. Указывается только в ответственных случаях, когда это необходимо по условиям работы детали или сопряжения.

#### 4.3. Нормирование параметров шероховатости поверхности

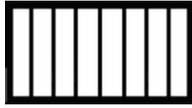
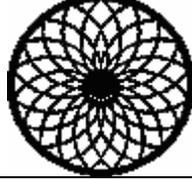
Выбор параметров шероховатости поверхности производится в соответствии с ее функциональным назначением.

Основным во всех случаях является нормирование высотных параметров. Предпочтительно, в том числе и для самых грубых поверхностей, нормировать параметр  $R_a$ , который лучше отражает отклонения профиля, поскольку определяется по значительно большему числу точек, чем  $R_z$ .

Параметр  $R_z$  нормируется в тех случаях, когда прямой контроль  $R_a$  с помощью профилометров невозможен (режущие кромки инструментов и т.п.).

Тип направлений и неровностей выбирается из табл. 6.

Таблица 6

№ п/п	Тип направлений неровностей	Схематичное изображение	Обозначение
1	Параллельное		$\sqrt{Ra 0.4}$
2	Перпендикулярное		$\sqrt{\perp Ra 0.8}$
3	Перекрещивающееся		$\sqrt{\times Ra 1.6}$
4	Произвольное		$\sqrt{MRa 0.4}$
5	Точечное		$\sqrt{PRa 0.4}$
6	Кругообразное		$\sqrt{CRa 0.4}$
7	Радиальное		$\sqrt{RRa 1.6}$

Числовые значения параметров  $R_a$  и  $R_z$  приведены в прил. I и II. В первую очередь следует применять предпочтительные значения.

В настоящее время существует несколько способов назначения поверхности.

1. Часть рекомендаций по выбору числовых значений для наиболее характерных видов сопряжений приведена в табл. 7

Таблица 7

Характеристика поверхности	Значение параметра $R_a$ , мкм
Посадочные поверхности подшипников скольжения	0,4...0,8
Поверхности деталей в посадках с натягом	0,8...1,6
Поверхности валов под уплотнения	0,2...0,4, полировать

2. Шероховатость устанавливается стандартами на детали и изделия, а также на поверхности, с которыми они сопрягаются, требования к шероховатости поверхности, например под подшипники качения, представлены в табл. 8.

Т а б л и ц а 8

Посадочная поверхность	Номинальный размер, мм	Значение параметра $R_a$ , мкм, не более		
		Класс точности подшипника		
		0	6 и 5	4
Валов	До 80	1,25	0,63	0,32
	Свыше 80 до 500	2,5	1,25	0,63
Отверстий корпусов	До 80	1,25	0,63	0,32
	Свыше 80 до 500	2,5	1,25	1,25
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	До 80	2,5	1,25	1,25
	Свыше 80 до 500	2,5	2,5	2,5

3. Когда отсутствуют рекомендации по назначению шероховатости поверхности, ограничения шероховатости могут быть связаны с допуском размера ( $IT$ ), формы ( $TF$ ) или расположения ( $TP$ ). Большинство геометрических отклонений детали должно находиться в пределах поля допуска размера (рис. 18). Поэтому величину параметра  $R_z$  рекомендуется назначать не более 0,33 от величины поля допуска на размер либо 0,5...0,4 от допуска расположения или формы. Если элемент детали имеет все три допуска, то следует брать допуск с наименьшей величиной.

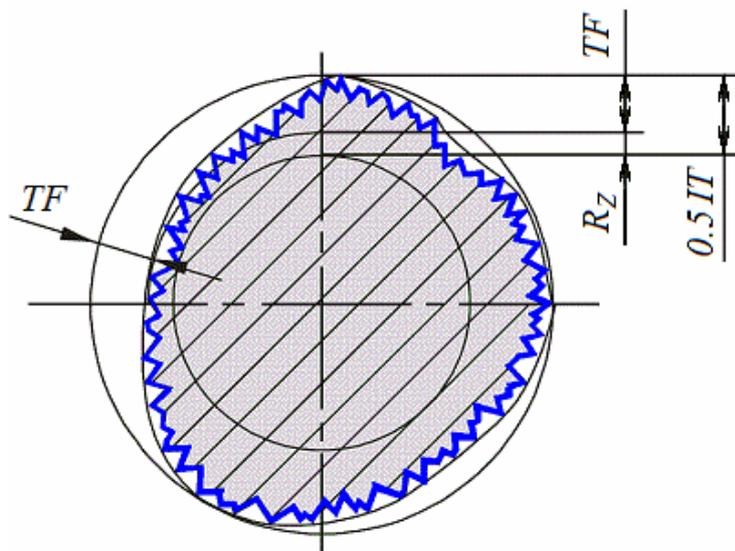


Рис. 18. Связь между шероховатостью и допуском размера, формы и расположения поверхностей

Переход от параметра  $R_z$  к параметру  $R_a$  производится по следующим соотношениям:

$$R_a = 0,25 R_z \text{ при } R_z \geq 8 \text{ мкм};$$
$$R_a = 0,2 R_z \text{ при } R_z < 8 \text{ мкм}.$$

После определения параметр  $R_a$  округляют до ближайшего числа из ряда стандартных значений (см. прил. I и II).

#### 4.4. Обозначение и контроль 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.

Структура обозначения шероховатости поверхности показана на рис. 19.

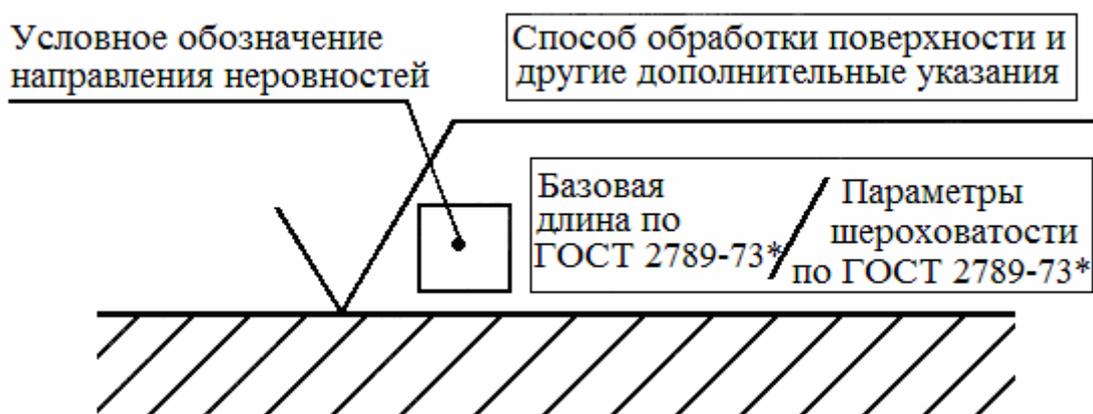
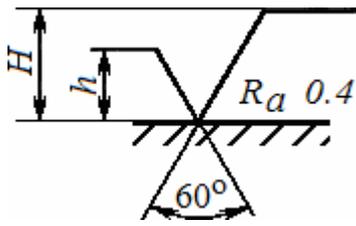


Рис. 19. Структура знака изображения шероховатости поверхности детали на чертеже

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхности применяют знаки, приведенные на рис. 20.

Числовые значения параметров шероховатости указываются после соответствующего символа, например  $R_a 0,8$ ,  $R_z 20$ ,  $R_{\max} 10$  (см. рис. 20).

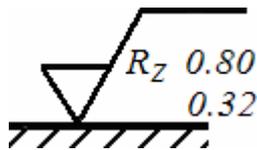
При указании одинаковой шероховатости для части поверхностей изделия в правом верхнем углу чертежа помещают обозначение одинаковой шероховатости и знак шероховатости в скобках. Знак в скобках означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости, должны иметь шероховатость, указанную перед скобками.



Знак шероховатости поверхности, способ обработки которой не устанавливается конструктором.

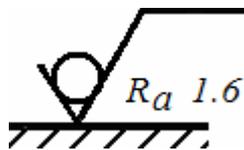
Высота  $h$  равна высоте размерных чисел  $H = (1,5 \dots 5,0) h$ .

Параметр  $R_a$  не должен превышать 0.4 мкм



Знак, показывающий, что поверхность образована путем удаления слоя металла.

Параметр  $R_z$  должен находиться в пределах 0,8...0,32 мкм



Знак, показывающий, что поверхность образована без снятия слоя металла.

Параметр  $R_a$  не должен превышать 1.6 мкм



Знак, показывающий, что поверхность не обрабатывается по данному чертежу

Рис. 20. Элементы обозначений шероховатости поверхностей (ГОСТ 2.309-73)

Обозначения шероховатости поверхности, в которых знак имеет полку, располагают относительно основной надписи чертежа так, как показано на рис. 21.

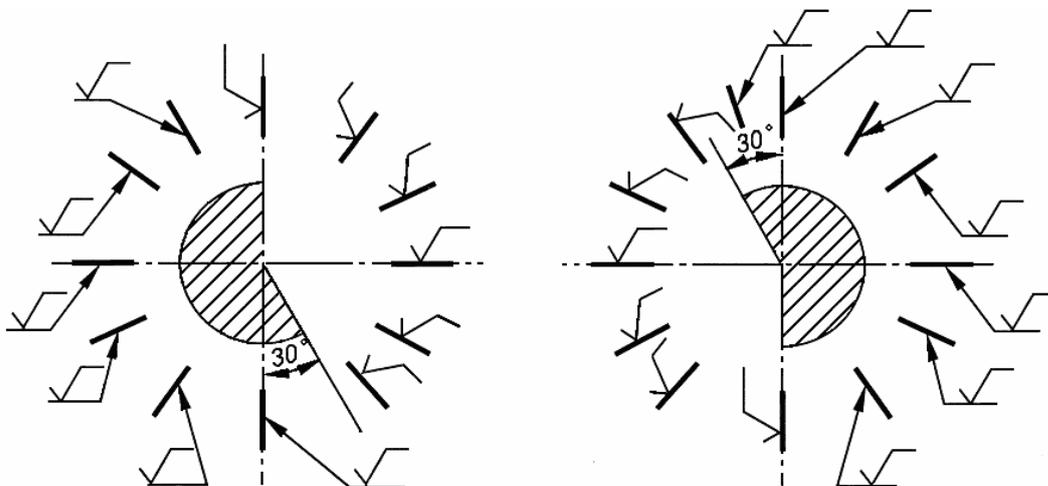


Рис. 21. Нанесение знаков шероховатости на чертеже

Размеры и толщина линий знака в обозначении шероховатости, вынесенном в правый верхний угол чертежа, должны быть приблизительно в 1,5 раза больше, чем в обозначениях, нанесенных на изображении (рис. 22).

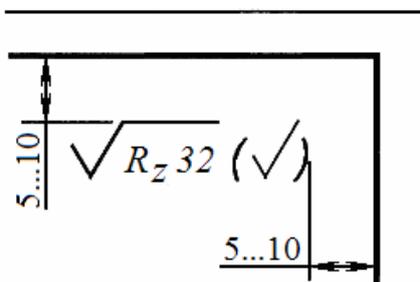


Рис. 22. Обозначение поверхностей с одинаковой шероховатостью

При указании двух или более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке:

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

В обозначении указано (рис. 23):

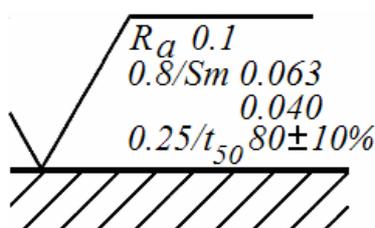


Рис. 23. Обозначение шероховатости

1. Среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$  не более 0,1 мкм на базовой длине  $l = 0,25$  мм (в обозначении длина не указана, так как соответствует значению, определенному стандартом для данной высоты неровностей).

2. Средний шаг неровностей профиля  $S_m$  должен находиться в пределах от 0,063 до 0,04 мм на базовой длине  $l = 0,8$  мм.

3. Относительная опорная длина профиля на 50 % уровне сечения должна находиться в пределах  $(80 \pm 10) \%$  на базовой длине  $l = 0,25$  мм.

### Контрольные вопросы

1. Дайте характеристику высотным показателям точности микрорельефа поверхности деталей машин.
2. Что представляет собой среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ ?
3. Что представляет собой высота неровностей профиля по десяти точкам  $R_z$ ?
4. Что такое шероховатость?
5. Перечислите основные параметры шероховатости поверхности детали.
6. Дайте характеристику шаговым показателям точности микрорельефа поверхности деталей машин.

## 5. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Составление и решение размерных цепей является неотъемлемой частью размерного анализа, в результате которого определяют правильность проставления размеров на чертежах изделий и их номинальную величину, выявляются недостающие размеры и детали, не связанные с остальными составляющими единого узла или механизма.

**Размерной цепью** называется совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение поверхностей (или осей) одной или нескольких деталей.

**Звеном** называется каждый из размеров, образующих размерную цепь.

Размерный анализ также позволяет нормировать предельные отклонения и допуски составляющих звеньев (размеров) размерной цепи и достичь правильной взаимосвязи размеров, поверхностей и осей деталей.

Такие расчеты осуществляются на основе теории расчета размерных цепей, которая заключается в рассмотрении взаимоувязки размеров, поверхностей и осей с точки зрения достижения требуемой точности замыкающих размеров или других параметров продукции. Расчет размерных цепей еще на этапе подготовки производства и проектирования продукции позволяет определять допуски на изготовление деталей сопряжений, правильность их назначения, способствует снижению затрат времени и средств на изготовление изделий и разработку соответствующей конструкторской документации.

Расчет и анализ размерных цепей позволяет: установить количественную связь между размерами деталей машины и уточнить номинальные значения и допуски взаимосвязанных размеров исходя из эксплуатационных требований и экономической точности обработки деталей и сборки машины; определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости (полная или неполная); добиться наиболее правильной простановки размеров на рабочих чертежах; определить операционные допуски и пересчитать конструктивные размеры на технологические (в случае несовпадения технологических баз с конструктивными).

При этом различают две задачи:

**Прямая задача.** По заданным номинальному размеру и допуску (отклонениям) исходного звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

**Обратная задача.** По установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к поверочному расчету размерной цепи.

Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 9).

Т а б л и ц а 9

Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
1	2	3
Область применения	Конструкторская	Решается задача обеспечения точности при конструировании изделий
	Технологическая	Решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий
	Измерительная	Решается задача измерения величин, характеризующих точность изделий
Место в изделии	Детальная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей одной детали
	Сборочная	Определяет точность относительного положения поверхностей или осей деталей, входящих в сборочную единицу
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами. Звенья расположены на параллельных прямых
	Угловая	Звенья цепи представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в линейных величинах, отнесенных к условной длине, или в градусах
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях
	Пространственная	Звенья цепи расположены произвольно в пространстве

1	2	3
Характер звеньев	Скалярная	Все звенья цепи являются скалярными величинами
	Векторная	Все звенья цепи являются векторными погрешностями
	Комбинированная	Часть составляющих звеньев размерной цепи – векторные погрешности, остальные – скалярные величины
Характер взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено
	Независимые	Размерные цепи, не имеющие общих звеньев

Звеньями размерной цепи могут быть любые линейные или угловые параметры: диаметральные размеры, расстояния между поверхностями или осями, зазоры, натяги, перекрытия, мертвые ходы, отклонения формы и расположения поверхностей (осей) и т.д. Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звена.

**Исходным** называется звено, по известным параметрам которого (номинальному размеру, допуску и предельным отклонениям), в результате решения размерной цепи и проведения размерного анализа, определяют недостающие значения всех размеров, входящих в данную размерную цепь и участвующих в решении поставленной задачи.

**Замыкающим** называют звено, параметры которого (требуемую точность, номинальный размер, допуск и предельные отклонения) требуется определить в результате решения размерной цепи и проведения размерного анализа, используя значения параметров составляющих звеньев цепи.

**Составляющими** называются все остальные звенья, с изменением которых изменяется и замыкающее звено.

Все звенья размерной цепи обозначают буквами любого алфавита, используя порядковые индексы и придерживаясь единообразия букв в пределах одной цепи. Например, составляя размерную цепь А, замыкающее или исходное звено обозначают  $A_{\Delta}$ , а все остальные составляющие звенья –  $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n; D_1, D_2, D_3, \dots, D_n$  и т.д.

Рассмотрим пример решения размерной цепи, имея следующие исходные данные.

Обозначение и номинальный размер замыкающего звена –  $D_{\Delta} = 4 \pm 0,4$  мм.

Допуск замыкающего звена определяется как алгебраическая сумма верхнего и нижнего предельного отклонения номинального размера.

Допуск замыкающего звена –  $T_{D_{\Delta}} = 0,4 + (-0,4) = 0,8$  мм.



3. Звенья размерной цепи должны образовывать замкнутый контур.
  4. Размерные цепи сборочной единицы должны иметь общие звенья.
  5. Сложную размерную цепь с большим количеством звеньев необходимо разбивать на несколько простых цепей.
  6. При графическом изображении размерной цепи следует соблюдать взаимное расположение звеньев и пропорциональность размеров.
  7. Размерная цепь должна содержать как можно меньше составляющих звеньев.
  8. Все составляющие звенья размерной цепи, лежащие в одной «ветке» геометрической схемы, являются либо увеличивающими, либо уменьшающими.
- Если отбросить все размеры, не входящие в размерную цепь  $D$ , то рабочий чертеж сборочной единицы (см. рис. 24) примет следующий вид (рис. 25).

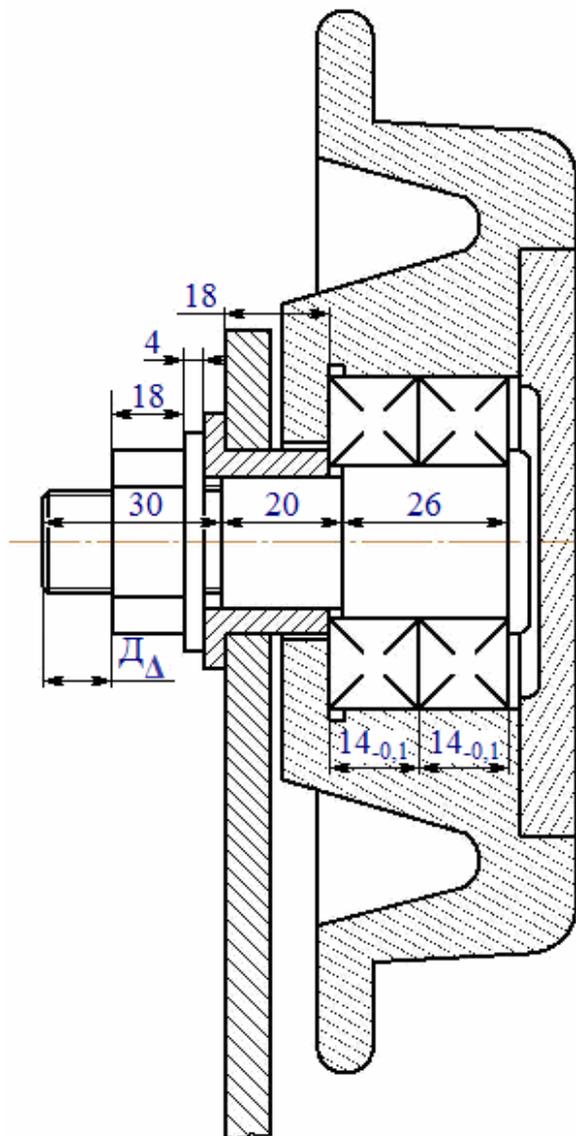


Рис. 25. Рабочий чертеж сборочной единицы (цепь  $D$ )

Используя рабочий чертеж сборочной единицы и принципы составления размерных цепей, составляем геометрическую схему заданной цепи Д (рис. 26).

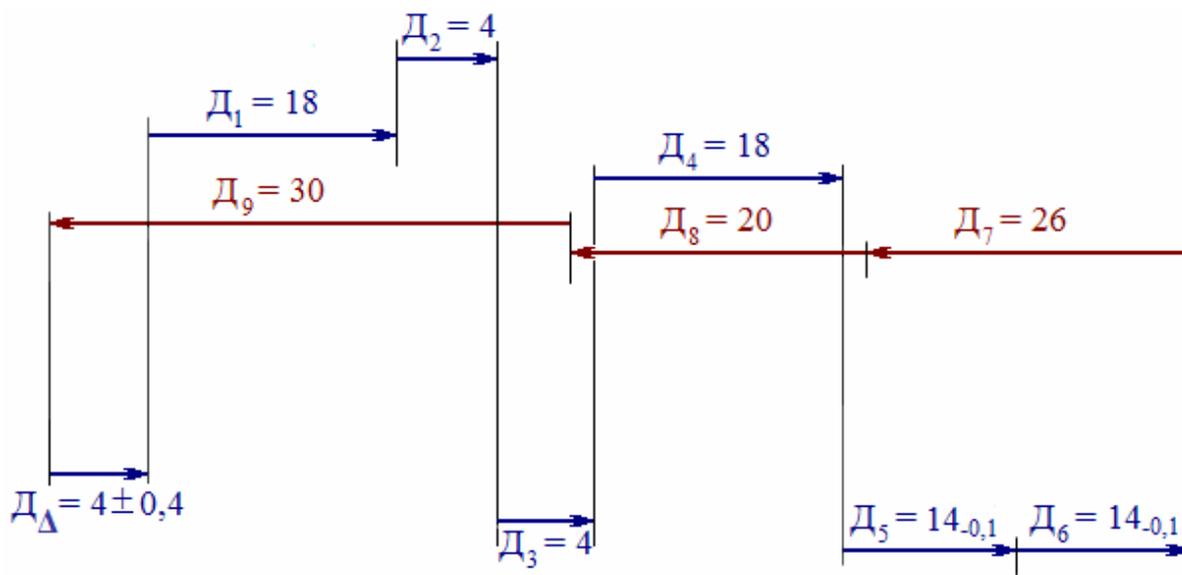


Рис. 26. Геометрическая схема размерной цепи Д

Уравнение заданной размерной цепи составляем на основании основного уравнения размерных цепей, имеющего следующий вид:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{A}_j - \sum_{i=1}^m \bar{A}_i,$$

где  $A_{\Delta}$  – номинальный размер замыкающего звена, мм;

$\vec{A}_j$  – номинальный размер  $j$ -го увеличивающего звена, мм;

$\bar{A}_i$  – номинальный размер  $i$ -го уменьшающего звена, мм.

Для размерной цепи Д уравнение имеет следующий вид:

$$D_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{D}_j - \sum_{i=1}^m \bar{D}_i.$$

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы.

К первой группе относятся звенья, с увеличением которых (при прочих постоянных) увеличивается и замыкающее звено. Такие звенья называются **увеличивающими**.

Ко второй группе относятся звенья, с увеличением которых уменьшается замыкающее звено. Такие звенья называются **уменьшающими**.

В более сложных размерных цепях можно выявить увеличивающие и уменьшающие звенья, применив правило обхода по контуру.

На схеме размерной цепи исходному звену предписывается определенное направление, обозначаемое стрелкой над буквенным обозначением.

Определяем на геометрической схеме увеличивающие и уменьшающие звенья размерной цепи  $D$ , тогда уравнение принимает следующий вид:

$$D_{\Delta} = \sum \overrightarrow{D_i} - \sum \overleftarrow{D_j} = (D_7 + D_8 + D_9) - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6).$$

## 5.1. Размерный анализ

Определить увеличивающие и уменьшающие звенья в размерной цепи можно, мысленно (виртуально) увеличив размер анализируемого звена и представив изменения в цепи и в размере замыкающего звена.

Если замыкающее звено увеличивается, то анализируемое звено является увеличивающим (звено  $D_9$  на рис. 27), если уменьшается, то соответственно – уменьшающее (рис. 28).

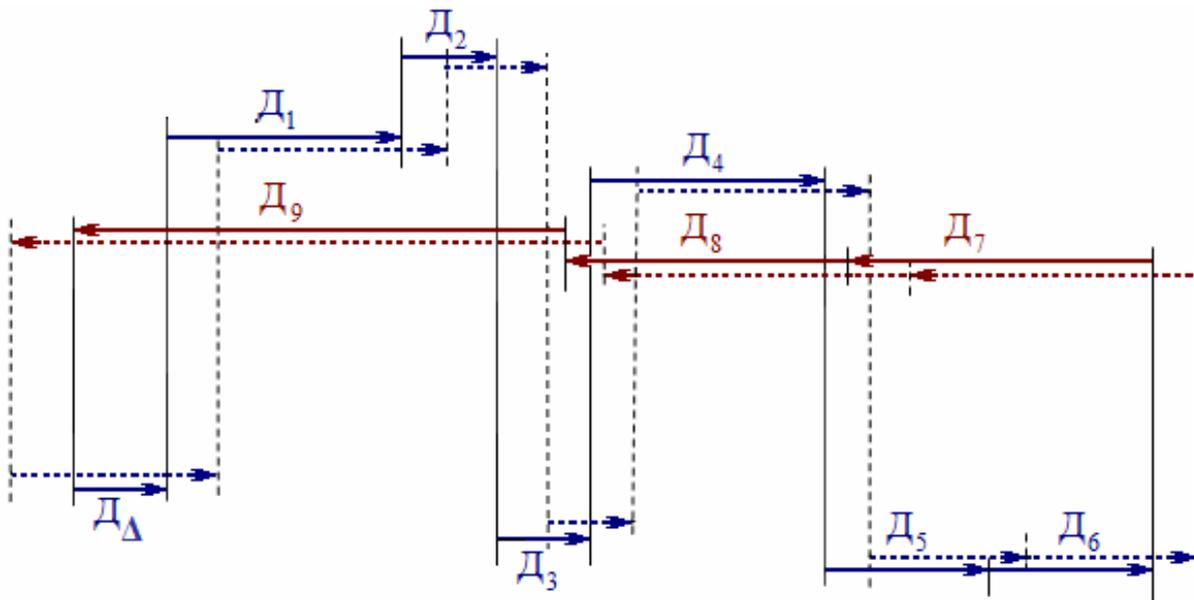


Рис. 27. Схема «виртуального» увеличения звена  $D_9$  и увеличения замыкающего звена  $D_{\Delta}$

Определив одно увеличивающее и одно уменьшающее звенья размерной цепи  $D$ , остальные звенья, лежащие в одной ветке с этими звеньями, относят соответственно к увеличивающим и к уменьшающим. При возникновении затруднений в определении принадлежности какого-либо звена к увеличивающим или к уменьшающим звеньям, необходимо рассмотреть положение детали, размер которой описывает исследуемое звено относительно замыкающего размера на рабочем чертеже, и сделать соответствующее заключение.

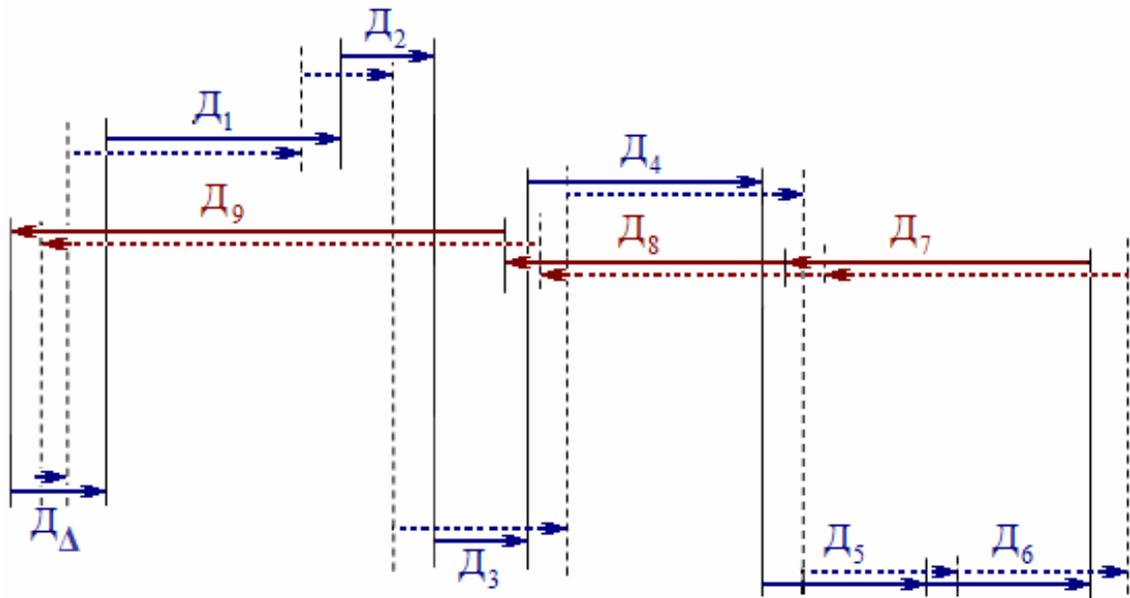


Рис. 28. Схема «виртуального» увеличения звена  $D_3$  и уменьшения замыкающего звена  $D_\Delta$

Таким образом, размерный анализ позволил выделить увеличивающие и уменьшающие звенья размерной цепи  $D$ .

Увеличивающие звенья (номинальные размеры):

$$D_7 = 26 \text{ мм},$$

$$D_8 = 20 \text{ мм},$$

$$D_9 = 30 \text{ мм}.$$

Уменьшающие звенья (номинальные размеры):

$$D_1 = 18 \text{ мм},$$

$$D_2 = 4 \text{ мм},$$

$$D_3 = 4 \text{ мм},$$

$$D_4 = 18 \text{ мм},$$

$$D_5 = 14_{-0,1} \text{ мм},$$

$$D_6 = 14_{-0,1} \text{ мм}.$$

Звенья с заданными (известными) допусками:

$$D_\Delta = 4 \pm 0,4 \text{ мм},$$

$$D_5 = 14_{-0,1} \text{ мм},$$

$$D_6 = 14_{-0,1} \text{ мм}.$$

## 5.2. Проверка правильности составления размерной цепи

Проверка заключается в подстановке в уравнение цепи  $D$  числовых значений номинальных размеров увеличивающих, уменьшающих звеньев и замыкающего звена.

$$D_{\Delta} = \sum \overrightarrow{D_i} - \sum \overleftarrow{D_j} = (D_7 + D_8 + D_9) - (D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6),$$

$$4 \text{ мм} = (26 + 20 + 30) - (18 + 4 + 4 + 18 + 14 + 14) = 76 - 72 = 4 \text{ мм}.$$

Уравнение выполняется, значит, компенсирующие звенья не нужны.

В том случае, если уравнение не выполняется, необходимо ввести в размерную цепь звено-компенсатор или принять в качестве компенсатора одно из звеньев цепи, изменив его номинальный размер.

Компенсирующее звено (компенсатор) – это звено размерной цепи, изменением номинального размера которого достигается необходимая точность замыкающего звена.

Например, если по исходным данным номинальный размер замыкающего звена  $D_{\Delta}$  был бы равен не 4 мм, а, предположим, 7 мм, то уравнение цепи не выполнилось. В этом случае добавляют дополнительное звено (компенсатор) или изменяют размер одного из составляющих звеньев. То есть необходимо скомпенсировать размер 3 мм ( $7 - 4 = 3$ ). Размер звена можно изменить с помощью механической обработки, со снятием слоя материала, при этом в качестве компенсатора лучше выбирать простые детали, размер которых изменить технологически проще.

Добавлять компенсатор в размерную цепь тоже следует в виде простых в изготовлении и монтаже деталей (например шайб, втулок и т.д.).

В цепи  $D$  в качестве компенсатора можно выбрать звено  $D_1 = 18$  мм – это гайка, размер которой можно уменьшить простым снятием материала с помощью абразива;  $D_2 = 4$  мм – шайба, которую легко изготовить любой толщины.

Все данные, получаемые в процессе расчета размерной цепи и размерного анализа, сводим в табл. 9.

Т а б л и ц а 9

Результаты размерного анализа цепи

Обозначение звена и его номинальный размер, мм	Допуск $T$ , мкм	Единица допуска $i$ , мкм	Середина поля допуска $\Delta_0$ , мкм
1	2	3	4
$D_{\Delta} = 4 \pm 0,4$	800	–	0
$D_1 = 18 \pm 0,135$	270	1,1	0
$D_2 = 4_{0,10}^{0,28}$	180	0,75	190

1	2	3	4
$D_3 = 4_{-0,18}$	180	0,75	-90
$D_4 = 18 \pm 0,135$	270	1,1	0
$D_5 = 14_{-0,1}$	100	–	-50
$D_6 = 14_{-0,1}$	100	–	-50
$D_7 = 26 \pm 0,165$	330	1,3	0
$D_8 = 20 \pm 0,165$	330	1,3	0
$D_9 = 30 \pm 0,165$	330	1,3	0

### 5.3. Средний коэффициент точности размерной цепи

Существуют методы расчета размерных цепей, которые при внедрении результатов расчета обеспечивают полную и неполную (ограниченную) взаимозаменяемость. Кроме того, применяют теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают методом максимума-минимума, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. При этом точность замыкающего звена обеспечивается при полной взаимозаменяемости. Метод расчета на максимум-минимум, учитывающий только предельные отклонения звеньев размерной цепи и самые неблагоприятные их сочетания, обеспечивает заданную точность сборки без подгонки (подбора) деталей.

При расчете размерных цепей методом максимума в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Оба случая наихудшие с точки зрения получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, так как отклонения размеров в основном группируются около середины поля допуска. На этом положении и основан теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей.

Применение теории вероятностей позволяет расширить допуски составляющих размеров и тем самым облегчить изготовление деталей при практически ничтожном риске несоблюдения предельных значений замыкающего размера. При этом необходимая точность замыкающего звена достигается при неполной (частичной) взаимозаменяемости.

Метод максимума-минимума и вероятностный являются основными методами расчета размерных цепей.

Для достижения требуемой точности замыкающего звена стандартом предусмотрено пять основных методов.

**1. Метод полной взаимозаменяемости** – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается включением в размерную цепь или заменой в ней любого звена без подбора, выбора или изменения его размера подгонкой и регулированием. При этом расчет размерной цепи ведут методом максимума-минимума.

Преимущества – простота и экономичность сборки, возможность широкой кооперации производителей, упрощение обеспечения запасными частями, отсутствие брака и необходимости в механической обработке деталей, пригонке и регулировании.

Недостатки – узкие допуски на изготовление деталей, следовательно, большие требования к точности изготовления и высокая стоимость.

**2. Метод неполной взаимозаменяемости** – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается не у всех объектов, а у заранее оговоренной их части. Детали при сборке сопрягаются без дополнительной обработки, пригонки или регулирования, но при этом у заранее оговоренного количества изделий размер замыкающего звена выходит за установленные пределы. Расчет размерной цепи ведут вероятностным методом.

Преимущества – простота и экономичность сборки, возможность широкой кооперации производителей, упрощение обеспечения запасными частями, отсутствие необходимости в механической обработке деталей, пригонке и регулировании, более широкие допуски по сравнению с полной взаимозаменяемостью, соответственно ниже стоимость изготовления.

Недостатки – необходимость устранения выхода за установленные пределы размера замыкающего звена, неполная взаимозаменяемость.

**3. Метод групповой взаимозаменяемости** – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается путем включения в размерную цепь составляющих звеньев, одноименных размерных групп, на которые они предварительно были рассортированы.

Детали одноименных групп соединяются при сборке без подгонки. При этом обеспечивается требуемая точность замыкающего звена. Расчет размерной цепи обычно ведут методом максимума-минимума. Этот метод применяют при серийном производстве.

Преимущества – возможность получения высокой точности сопряжения при изготовлении сопрягаемых деталей по сравнительно широким допускам, экономия на изготовлении и применении оборудования невысокой точности (или изношенного, или устаревшего).

Недостатки – так называемая «незавершенность производства», то есть в процессе комплектации сопрягаемых деталей при сборке остаются детали, для которых нет пары из одноименной размерной группы. Это происходит из-за неравномерности разброса размеров при изготовлении деталей.

Например, при необходимости получения сопряжений валов с отверстием следует изготовить по сто деталей соответственно.

После сортировки на размерные группы получили:

50 отверстий 1-й группы,

30 – 2-й группы,

20 – 3-й группы.

При этом валы:

52 – 1-й группы,

26 – 2-й группы,

22 – 3-й группы.

Последующая комплектация при сборке изделий одноименных групп позволит получить 50 сопряжений 1-й группы, 26 – 2-й группы и 20 – 3-й группы. Останутся без пары 2 вала 1-й группы, 4 отверстия – 2-й группы и 2 вала – 3-й группы. Это и есть «незавершенность производства», или «лишние» детали.

**4. Метод пригонки** – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается изменением предельных отклонений звена-компенсатора путем снятия слоя материала. Величина слоя материала, которую необходимо снять, определяется после предварительной сборки и измерений. Расчет размерной цепи при этом ведется либо методом максимума-минимума, либо вероятностным методом. Применяется при индивидуальном и штучном производстве.

Преимущества – возможность назначения на все составляющие звенья размерной цепи допусков, размеры которых экономически выгодны, возможность использования менее точного технологического оборудования.

Недостатки – снижение производительности и повышение стоимости за счет усложнения сборки из-за дополнительных операций на предварительную сборку, измерения, механическую обработку и пригонку.

**5. Метод регулирования** – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается изменением предельных отклонений звена-компенсатора без снятия слоя материала. Расчет размерной цепи при этом ведется либо методом максимума-минимума, либо вероятностным методом. Применяется при любом производстве, когда требуется достижение высокой точности замыкающего звена.

Преимущества – возможность бесступенчатой (плавной) регулировки точности замыкающего звена, компенсации износа в процессе эксплуатации изделия, назначения на все составляющие звенья экономически выгодных допусков; отсутствие необходимости в механической обработке.

Недостатки – усложнение конструкции сборочной единицы, необходимость изготовления регулировочных наборов звеньев-компенсаторов определенного размера, усложнение сборки.

Для того чтобы определиться с методом достижения требуемой точно-

сти замыкающего звена и методом решения размерной цепи, необходимо найти среднее значение коэффициента точности  $a_{cp}$ . Этот коэффициент характеризует точность размерной цепи и показывает среднее значение единиц допусков звеньев размерной цепи, зависящее от качества и не зависящее от номинального размера. Для этого необходимо знать допуск замыкающего звена  $T_{D_{\Delta}}$ , величину суммы допусков независимых звеньев  $\Sigma T_{D_{не}}$  и сумму единиц допусков зависимых звеньев размерной цепи  $\Sigma iD_{зав}$ .

*Независимыми* звеньями размерной цепи называют составляющие звенья, у которых заранее оговорены предельные отклонения номинального размера и, следовательно, известна величина допуска.

*Зависимыми* звеньями размерной цепи называют составляющие звенья, у которых предельные отклонения номинального размера необходимо определить в ходе размерного анализа и решения размерной цепи и, следовательно, величина допуска неизвестна.

Единицей допуска называют величину  $i$  – это зависимость допуска от номинального размера, которая является мерой точности, отражающей влияние технологических, конструктивных и метрологических факторов. Единицы допуска в системах допусков и посадок установлены на основании исследований точности механической обработки деталей. Значение допуска можно рассчитать по формуле

$$T = a \cdot i.$$

где  $a$  – число единиц допуска, зависящее от уровня точности (кавалитет или степень точности);

$i$  – единица допуска (см. табл. 1).

Единица допуска (мкм) для размеров до 500 мм

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

для размеров свыше 500 до 10000 мм

$$i = 0,004 \cdot D + 2,1,$$

где  $D$  – среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала, мм.

Для размеров менее 1 мм допуски по квалитетам 14–18 не назначают.

Таким образом, расчет среднего значения коэффициента точности ведется по следующей формуле:

$$a_{cp} = \frac{T_{D_{\Delta}} - \Sigma T_{D_{не}}}{\Sigma iD_{зав}} = \frac{800 - (100 + 100)}{(1,1 + 0,75 + 0,75 + 1,1 + 1,3 + 1,3 + 1,3)} = 78,95.$$

Так как значение  $a_{cp} = 78,95 < 100$ , то метод достижения точности замыкающего звена – метод *неполной взаимозаменяемости*, а метод решения

размерной цепи – *вероятностный*. То есть, если средний коэффициент точности равен или больше 100, то в этом случае целесообразнее использовать в качестве метода достижения требуемой точности замыкающего звена метод полной взаимозаменяемости, а размерную цепь соответственно решать на максимум-минимум. В противном случае для достижения требуемой точности замыкающего звена необходимо применить метод ограниченной (неполной) взаимозаменяемости и размерную цепь решать вероятностным методом.

В примере получили  $a_{\text{ср}} = 78,95 < 100$ , следовательно, необходимо уточнить среднее значение коэффициента точности по вероятностному методу.

#### 5.4. Средний коэффициент точности (для вероятностного метода)

Расчет ведется по следующей формуле:

$$a_{\text{ср}}^{\text{вер}} = \sqrt{\frac{T^2 D_{\Delta} - \sum T^2 D_{\text{не}}}{\sum i^2 D_{\text{зав}}}} = \sqrt{\frac{800^2 - (100 + 100)^2}{(1,1 + 0,75 + 0,75 + 1,1 + 1,3 + 1,3 + 1,3)^2}} = 268,3.$$

Среднее значение коэффициента точности размерной цепи позволяет произвести уточняющий расчет допусков зависимых звеньев размерной цепи.

#### 5.5. Допуски и единицы допуска зависимых звеньев размерной цепи

Точность в пределах одного квалитета зависит только от номинального размера. В ЕСДП установлено 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, ..., 18. Квалитет определяет допуск на изготовление и, следовательно, методы и средства обработки и контроля деталей машин.

Для квалитетов 5–18 число единиц допуска  $a$  соответственно равно 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600, 2500 (см. табл. 1).

Для удобства расчета единицу допуска  $a$  определяют по 6-му и по 11-му квалитетам, где  $a$  соответственно равно 10 и 100. То есть, если необходимо определить единицу допуска для размера  $D_1 = 18$  мм, то по таблице допусков (см. прил. II) находим величину допуска, например, по 6-му квалитету и делим на 10 или по 11-му квалитету и делим на 100. Получаем:  $i_{D_1} = 11/10 = 110/100 = 1,1$ .

Затем уточняем допуск, умножив среднее значение коэффициента точности на единицу допуска, и полученное значение округляем до ближайшего меньшего стандартного (табличного) значения допусков (см. прил. II).

Аналогично поступаем с остальными зависимыми звеньями размерной цепи.

$$i_{Д1} = 1,1; i_{Д2} = 0,75; i_{Д3} = 0,75; i_{Д4} = 1,1 \text{ (11-й квалитет)}$$

$$i_{Д7} = 1,3; i_{Д7} = 1,3; i_{Д8} = 1,3; i_{Д9} = 1,3 \text{ (11-й квалитет)}$$

$$T_{Д1} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д1} = 295,13 \text{ мкм} \Rightarrow 270 \text{ мкм};$$

$$T_{Д7} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д7} = 348,8 \text{ мкм} \Rightarrow 330 \text{ мкм};$$

$$T_{Д2} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д2} = 201,225 \text{ мкм} \Rightarrow 180 \text{ мкм};$$

$$T_{Д8} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д8} = 348,8 \text{ мкм} \Rightarrow 330 \text{ мкм};$$

$$T_{Д3} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д3} = 201,225 \text{ мкм} \Rightarrow 180 \text{ мкм};$$

$$T_{Д9} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д9} = 348,8 \text{ мкм} \Rightarrow 330 \text{ мкм};$$

$$T_{Д4} = a_{ср}^{вср} \times i_{Д4} = 295,13 \text{ мкм} \Rightarrow 270 \text{ мкм}.$$

После уточнения допусков необходимо проверить их на соблюдение требуемых условий.

При решении задачи вероятностным методом проверяем условие

$$T_{Д\Delta} \geq \sqrt{\sum T^2 D_i}.$$

$$800 \geq \sqrt{(270^2 + 180^2 + 180^2 + 270^2 + 330^2 + 330^2 + 330^2)} = 733 \text{ мкм}.$$

Условие выполняется – значит, допуски выбраны верно.

Если условие не выполняется, то необходимо скорректировать допуски зависимых звеньев размерной цепи, при этом допускается применять табличные значения допусков, превышающие расчетные, но не более чем на 20 % от величины расчетного значения.

Следующим этапом решения задачи является выбор звена-корректора для обеспечения достижения требуемой точности замыкающего звена.

## 5.6. Выбор корректирующего звена (с обоснованием)

Звено-корректор, или корректирующее звено (корректор), – это звено размерной цепи или дополнительно вводимое звено, изменением предельных размеров которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Отличием корректора от компенсатора является то, что у компенсатора изменяется значение номинального размера, а у корректора – предельных отклонений без изменения номинального размера.

Существуют правила выбора звена-корректора:

- в качестве звена-корректора необходимо выбирать наиболее простое звено с точки зрения изготовления или изменения его предельных размеров;

- в качестве звена-корректора следует выбирать звено меньшей точности, то есть с большим (по сравнению с остальными звеньями цепи, претендующими на роль корректора) допуском на изготовление;

- корректор должен принадлежать только решаемой размерной цепи.

В качестве звена-корректора выбираем звено  $D_2$ , так как оно составляет размер простой детали – «шайбы» – и является наиболее простым в изготовлении.

После определения допусков зависимых звеньев размерной цепи необходимо пронормировать их предельные размеры.

## 5.7. Назначение предельных отклонений звеньев размерной цепи (кроме корректора) по соответствующим правилам

Предельные отклонения на размеры зависимых звеньев размерной цепи назначают по отношению анализируемого звена к трем основным видам размеров:

- охватывающим,
- охватываемым,
- симметричным.

Существуют следующие варианты назначения предельных отклонений на допуски зависимых звеньев.

1. Охватывающие размеры – это размеры деталей типа «отверстие» (рис. 29), которые при их измерении как бы охватывают измерительные поверхности средства измерения (например губки штангенциркуля).

На такие размеры предельные отклонения назначаются как на «основное» отверстие, для которого характерно:

- верхнее предельное отклонение  $\Delta_{в_i}$  равно допуску  $T_i$ ;
- нижнее предельное отклонение  $\Delta_{н_i}$  равно нулю;
- середина поля допуска  $\Delta_{0i}$  равна половине поля допуска  $T_i/2$ .

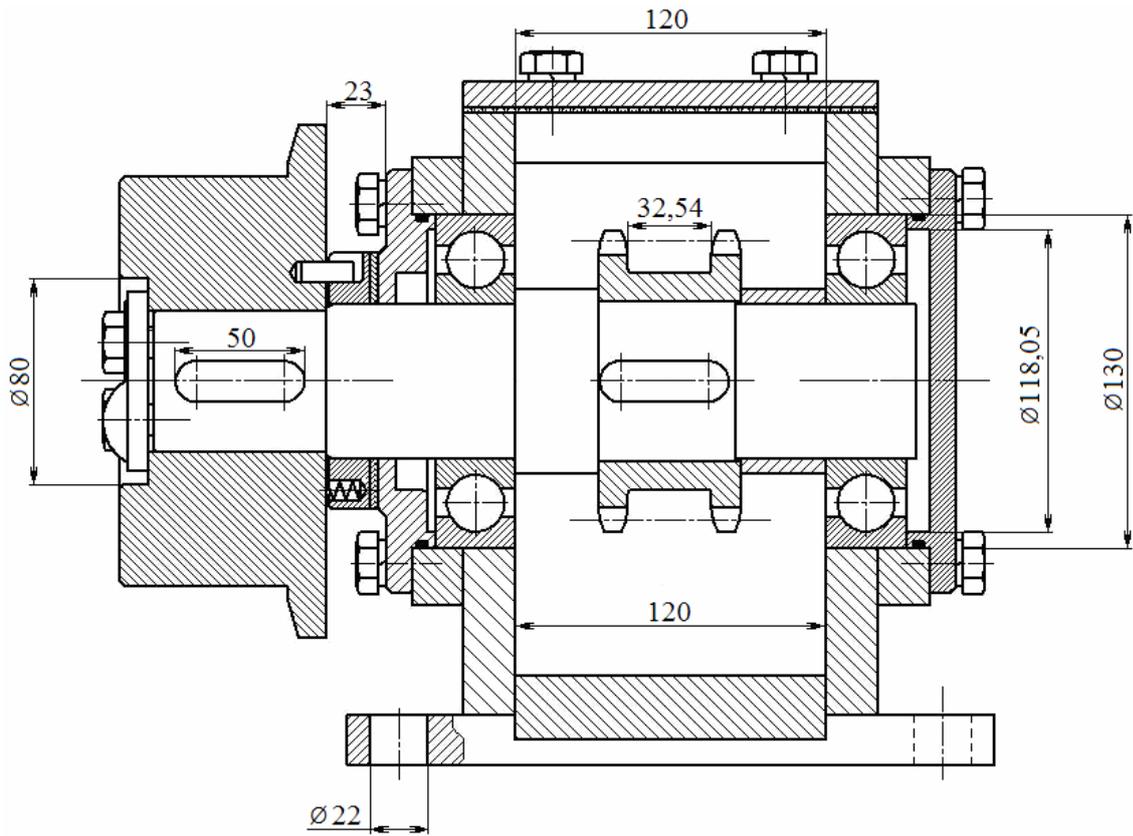


Рис. 29. Охватывающие размеры

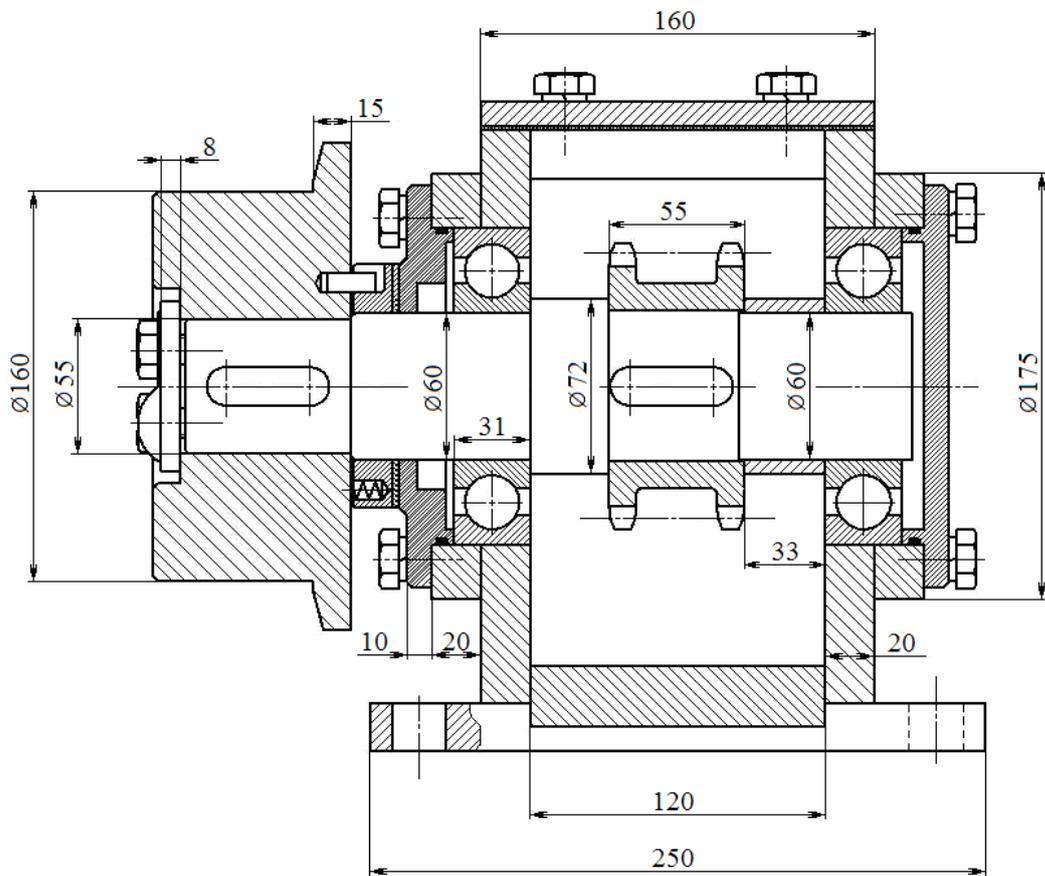


Рис. 30. Охватываемые размеры

2. Охватываемые размеры – это размеры деталей типа «вал» (рис. 30).  
 На такие размеры предельные отклонения назначаются как на «основ-  
 ной» вал, для которого характерно:

- верхнее предельное отклонение  $\Delta_{v_i}$  равно нулю;
- нижнее предельное отклонение  $\Delta_{n_i}$  равно минус допуску  $-T_i$ ;
- середина поля допуска  $\Delta_{0i}$  равна половине поля допуска со знаком минус  $-T_i/2$ .

3. Симметричные размеры – это размеры, не относящиеся ни к валам, ни к отверстиям. Чаще всего в роли таких размеров выступают осевые линии, линии привязки размеров (рис. 31).

На такие размеры предельные отклонения назначаются симметрично от номинального размера, а середина поля допуска  $\Delta_{0i}$  равна половине поля допуска, т.е. нулю.

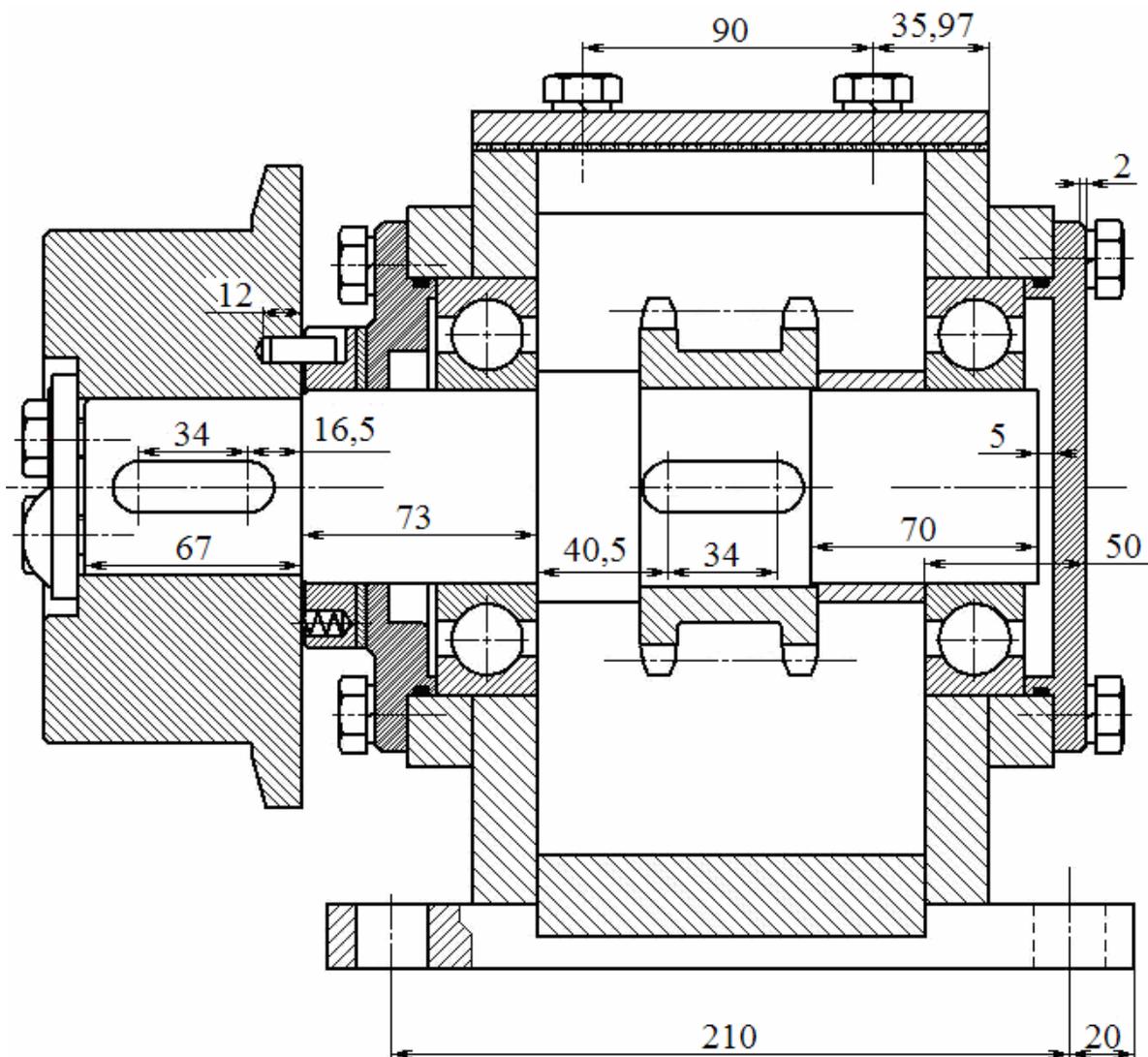


Рис. 31. Симметричные размеры

Таким образом, в рассматриваемом примере, предельные отклонения на зависимые звенья назначаем согласно трем приведенным выше вариантам.

✓ как на «основной» вал:

$$\Delta_{вд3} = 0 \text{ мкм}; \Delta_{нд3} = -TД_3 = -180 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{0д3} = -TД_3/2 = -90 \text{ мкм};$$

✓ «симметричные» отклонения:

$$\Delta_{вд1} = +TД_1/2 = 135 \text{ мкм}; \Delta_{нд1} = -TД_1/2 = -135 \text{ мкм}; \Delta_{0д1} = 0 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{вд4} = +TД_4/2 = 135 \text{ мкм}; \Delta_{нд4} = -TД_4/2 = -135 \text{ мкм}; \Delta_{0д4} = 0 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{вд7} = +TД_7/2 = 165 \text{ мкм}; \Delta_{нд7} = -TД_7/2 = -165 \text{ мкм}; \Delta_{0д7} = 0 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{вд8} = +TД_8/2 = 165 \text{ мкм}; \Delta_{нд8} = -TД_8/2 = -165 \text{ мкм}; \Delta_{0д8} = 0 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{вд9} = +TД_9/2 = 165 \text{ мкм}; \Delta_{нд9} = -TД_9/2 = -165 \text{ мкм}; \Delta_{0д9} = 0 \text{ мкм}.$$

Следующим этапом размерного анализа является определение середины поля допуска корректирующего звена.

## 5.8. Середина поля допуска корректирующего звена

Середина поля допуска звена-корректора определяется так же, как и середины полей допусков остальных звеньев, то есть как среднеарифметическое значений верхнего и нижнего предельных отклонений поля допуска корректора.

Но если предельные отклонения неизвестны, то такой способ невозможно реализовать. В этом случае необходимо составить уравнение, аналогичное основному уравнению размерной цепи. То есть величина середины поля допуска замыкающего звена равна разности суммы середин полей допусков увеличивающих звеньев и суммы середин полей допусков уменьшающих звеньев размерной цепи. В этом уравнении неизвестной величиной будет только середина поля допуска звена-корректора, которую и необходимо определить.

Середина поля выражается из следующего уравнения:

$$\Delta_{0д\Delta} = \sum \Delta_{0дi} - \sum \Delta_{0дj} = (\overset{\rightarrow}{\Delta_{0д7}} + \overset{\rightarrow}{\Delta_{0д8}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{0д9}}) - (\Delta_{0д1} + \Delta_{0д2к} + \Delta_{0д3} + \Delta_{0д4} + \Delta_{0д5} + \Delta_{0д6});$$

$$\Delta_{0д2к} = \Delta_{0д7} + \Delta_{0д8} + \Delta_{0д9} - \Delta_{0д\Delta} - \Delta_{0д1} - \Delta_{0д3} - \Delta_{0д4} - \Delta_{0д5} - \Delta_{0д6};$$

$$\Delta_{0д2к} = 0 + 0 + 0 - 0 - 0 - (-90) - 0 - (-50) - (-50) = 190 \text{ мкм}.$$

Зная величину допуска и середину поля допуска, определяют предельные отклонения поля допуска на изготовление корректирующего звена.

## 5.9. Предельные отклонения корректирующего звена

$$\Delta_{ВД2к} = \Delta_{0Д2к} + T_{Д2к}/2 = 190 + 180/2 = 280 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{НД2к} = \Delta_{0Д2к} - T_{Д2к}/2 = 190 - 180/2 = 100 \text{ мкм}.$$

Проверка правильности назначения предельных отклонений на составляющие звенья размерной цепи осуществляется по формулам:

$$\Delta_{ВД\Delta} \geq \sum \overset{\rightarrow}{\Delta_{ВДi}} - \sum \overset{\leftarrow}{\Delta_{НДj}} - 0,5 \cdot (\sum T_{Дi} - T_{Д\Delta});$$

$$\Delta_{НД\Delta} \leq \sum \overset{\rightarrow}{\Delta_{НДi}} - \sum \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВДj}} - 0,5 \cdot (\sum T_{Дi} - T_{Д\Delta});$$

$$\sum \overset{\rightarrow}{\Delta_{ВДi}} = (\overset{\rightarrow}{\Delta_{ВД7}} + \overset{\rightarrow}{\Delta_{ВД8}} + \overset{\rightarrow}{\Delta_{ВД9}}) = (165 + 165 + 165) = 495 \text{ мкм};$$

$$\sum \overset{\rightarrow}{\Delta_{НДi}} = (\overset{\rightarrow}{\Delta_{НД7}} + \overset{\rightarrow}{\Delta_{НД8}} + \overset{\rightarrow}{\Delta_{НД9}}) = (-165 - 165 - 165) = -495 \text{ мкм};$$

$$\begin{aligned} \sum \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВДj}} &= (\overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД1}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД2}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД3}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД4}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД5}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{ВД6}}) = \\ &= (135 + 280 + 0 + 135 + 0 + 0) = 550 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum \overset{\leftarrow}{\Delta_{НДj}} &= (\overset{\leftarrow}{\Delta_{НД1}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{НД2}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{НД3}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{НД4}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{НД5}} + \overset{\leftarrow}{\Delta_{НД6}}) = \\ &= ((-135) + 100 + (-180) + (-135) + (-100) + (-100)) = -550 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum T_{Дi} &= T_{Д1} + T_{Д2} + T_{Д3} + T_{Д4} + T_{Д5} + T_{Д6} + T_{Д7} + T_{Д8} + T_{Д9} = \\ &= (270 + 180 + 180 + 270 + 100 + 100 + 330 + 330 + 330) = 2090 \text{ мкм}; \end{aligned}$$

$$400 \geq 495 - (-550) - 0,5 \cdot (2090 - 800) = 400;$$

$$-400 \leq -495 - 550 + 0,5 \cdot (2090 - 800) = -400.$$

Условие выполняется, значит, нормирование составляющих звеньев размерной цепи выполнено верно, размерная цепь Д решена, размерный анализ закончен.

В случае невыполнения условий неравенств необходимо произвести корректировку допусков и предельных отклонений зависимых звеньев размерной цепи или звена-корректора.

Таким образом, был проведен размерный анализ цепи Д, который позволил выявить недостающие величины предельных отклонений, допусков и середин полей допусков. Решение размерной цепи Д вели вероятностным методом с использованием в качестве метода достижения требуемой точности замыкающего звена метод неполной (частичной) взаимозаменяемости.

В результате пронормированы все составляющие звенья анализируемой размерной цепи, определено звено-корректор и рассчитаны его исполнительные размеры, которые обеспечат, при введении звена в цепь, необходимую точность замыкающего звена.

### **Контрольные вопросы**

1. Что представляет собой размерная цепь?
2. Какие виды размерных цепей применяют при расчетах?
3. Какие звенья размерной цепи различают в зависимости от характера связей между ними?
4. Перечислите задачи, которые решают с помощью расчета размерных цепей.
5. В чем заключается сущность расчета размерных цепей методом полной взаимозаменяемости?
6. Сформулируйте прямую и обратные задачи расчета размерных цепей.
7. Раскройте содержание метода пригонки при расчете размерных цепей.
8. Раскройте содержание метода групповой взаимозаменяемости при расчете размерных цепей.

# БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

## Основная литература

1. Взаимозаменяемость [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А.А. Афанасьев, А.А. Погонин. – М.: Издат. центр «Академия», 2010. – 352 с.
2. Анухин, В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах [Текст]: учеб. пособие / В.И. Анухин. – 3-е изд., перераб. и доп. СПб.: Питер, 2004. – 206 с.
3. Анухин, В.И. Допуски и посадки [Текст]: учеб. пособие / В.И. Анухин. – 4-е изд. – СПб.: Питер, 2008. – 207 с.
4. Дунаев, П. Ф. Расчет допусков размеров [Текст] / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 1981. – 186 с.
5. Марков, Н.Н. Нормирование точности в машиностроении [Текст]: учеб. для машиностроит. спец. вузов. / Н.Н. Марков, В.В. Осипов, М.Б. Шабалина; под ред. М.Ю. Соломенцева. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. – 335 с.
6. Никифоров, А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учеб. для машиностроит. спец. вузов / А.Д. Никифоров. – М.: Высш. шк., 2000. – 510 с.
7. Ясенков, Е.П. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учеб. пособие / Е.П. Ясенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – Братск: ГОУ ВПО «БрГТУ», 2003. – 136 с.
8. Домке, Э.Р. Основы метрологии, стандартизации и сертификации [Текст] / Э.Р. Домке, В.В. Виноградов. – Пенза: ПГУАС, 2000.
9. Белкин, И.М. Допуски и посадки (Основные нормы взаимозаменяемости) [Текст]: учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. высших технических заведений / И.М. Белкин. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
10. Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст] / А.И. Якушев. – М.: Машиностроение, 1987. – 344 с.
11. Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст] / Ю.В. Димов. – 2-е изд. – СПб.: Питер, 2005. – 432 с.
12. Радкевич, Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учебник для бакалавров / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2013.
13. Баталов, А.П. Метрология, стандартизация, сертификация [Текст]: учеб. пособие / А.П. Баталов // Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет). – СПб., 2003. – 42 с.

14. Дубровин, А.А. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учебник [Электронный ресурс] / А.А. Дубровин; Н.П. Меняйло. – Саранск: МГУ им. Н.П. Огарева, 2011.

15. Дунин-Барковский, И.В. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник / И.В. Дунин-Барковский. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 352с.

16. Шубин, А.А. Основы нормирования точности в машиностроении [Текст]: учеб. пособие для студентов инженерных специальностей / А.А. Шубин, Ю.В. Янюк. – Петрозаводск: ПетрГУ, 2005. – 167 с.

### Дополнительная литература

1. Допуски и посадки [Текст]: справочник: в 2 ч. / В.Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч.1. – 543 с.

2. Палей, М.А. Допуски и посадки [Текст]: справочник: в 2 т. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 7-е изд. – Л.: Политехника, 1991, 1184 с.

3. Крылова, Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии [Текст] / Г.Д. Крылова. – М.: ЮНИТИ, 2001.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Таблица П.1.1

**Шероховатость поверхности (ГОСТ 2789–73)**  
Среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ , мкм

<u>100</u>	10.0	1.00	<u>0.100</u>	0.010
80	8.0	<u>0.80</u>	0.080	0.008
63	<u>6.3</u>	0.63	0.063	
50	5.0	0.50	<u>0.050</u>	
40	4.0	<u>0.40</u>	0.040	
32	<u>3.2</u>	0.32	0.032	
<u>25</u>	2.5	0.25	<u>0.025</u>	
20	2.0	<u>0.20</u>	0.020	
16.0	<u>1.60</u>	0.160	0.016	
<u>12.5</u>	1.25	0.125	<u>0.012</u>	

П р и м е ч а н и е. Подчеркнутые отклонения являются предпочтительными при нормировании параметра

Таблица П.1.2

Высота неровностей профиля по десяти точкам  $R_z$ , мкм

	1000	<u>100</u>	10.0	1.00	<u>0.100</u>
	800	80	8.0	<u>0.80</u>	0.080
	630	63	<u>6.3</u>	0.63	0.063
	500	<u>50</u>	5.0	0.50	<u>0.050</u>
	<u>400</u>	40	4.0	<u>0.40</u>	0.040
	320	32	<u>3.2</u>	0.32	0.032
	250	<u>25.0</u>	2.5	0.25	0.025
	<u>200</u>	20.0	2.0	<u>0.20</u>	
1600	160	16.0	<u>1.60</u>	0.160	
1250	125	<u>12.5</u>	1.25	0.125	

П р и м е ч а н и е. Подчеркнутые отклонения являются предпочтительными при нормировании параметра

Приложение 2

Таблица П.2.1

**Система допусков и посадок гладких соединений**

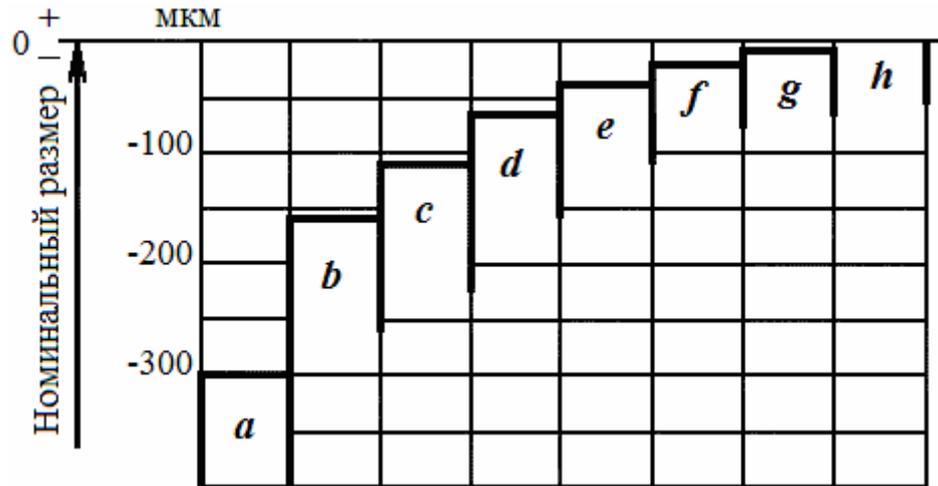
Значения допусков, мкм

Интервалы размеров, мм	Квалитеты																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18				
До 0,3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000	-				
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	1800				
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	2200				
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	2700				
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	3300				
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	3900				
Св. 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	4600				
Св. 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	5400				
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300				
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	7200				
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	8100				
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	8900				
Св. 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	9700				

Продолжение прил. 2

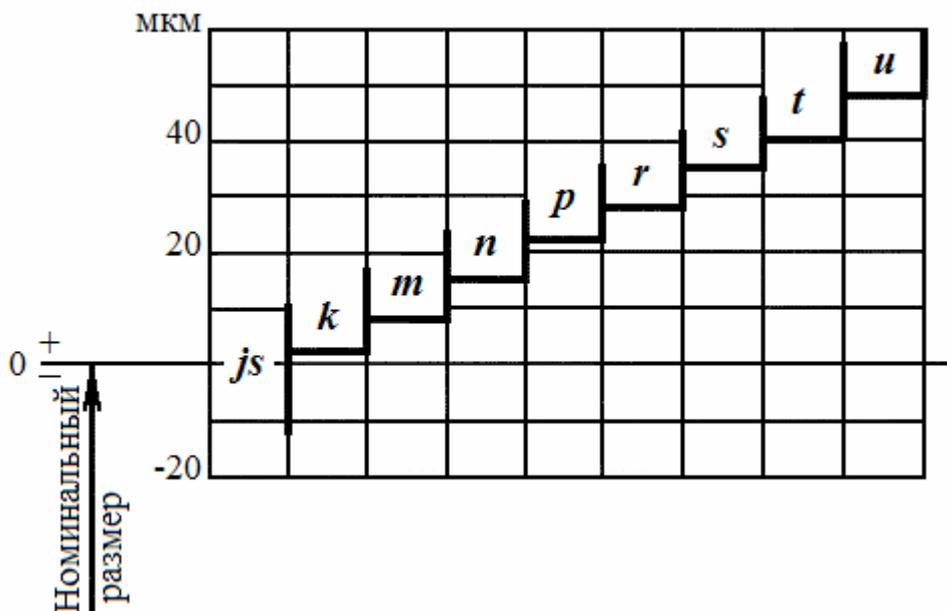
Таблица П.2.2

Значения основных отклонений валов, мкм  
(верхние отклонения со знаком «←») ←



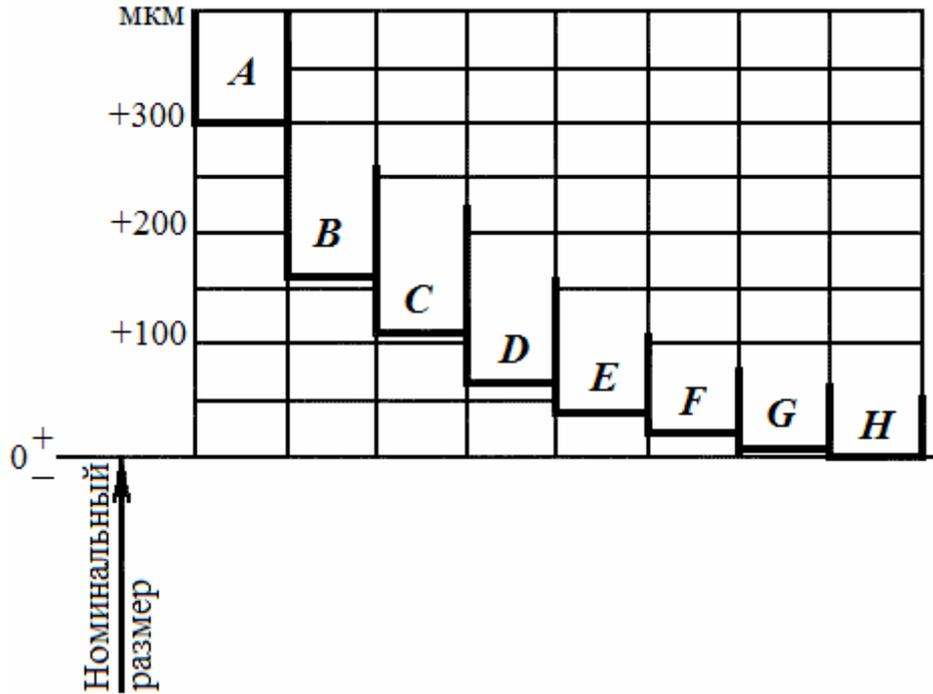
Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения							
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
До 3	270	140	60	20	14	6	2	0
Св. 3 до 6	270	140	70	30	20	10	4	0
Св. 6 до 10	280	150	80	40	25	13	5	0
Св. 10 до 18	290	150	95	50	32	16	6	0
Св. 18 до 30	300	160	110	65	40	20	7	0
Св. 30 до 40	310	170	120	80	50	25	9	0
Св. 40 до 50	320	180	130					
Св. 50 до 65	340	190	140	100	60	30	10	0
Св. 65 до 80	360	200	150					
Св. 80 до 100	380	220	170	120	72	36	12	0
Св. 100 до 120	410	240	180					
Св. 120 до 140	460	260	200	145	85	43	14	0
Св. 140 до 160	520	280	210					
Св. 160 до 180	580	310	230					

Значения основных отклонений валов, мкм  
(нижние отклонения со знаком «+»)



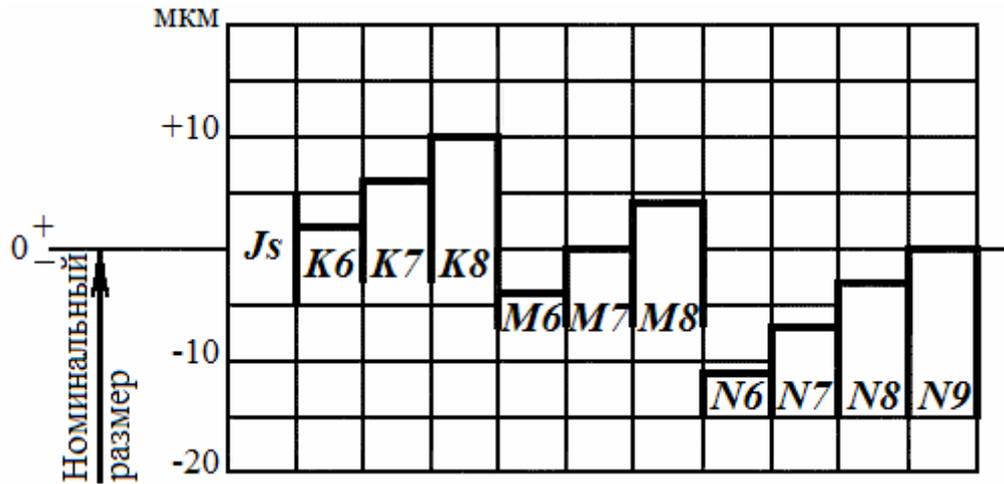
Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения								
	<i>js</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>
До 3	Предельные отклонения = ± 1/2 допуска	0	2	4	6	10	14	—	18
Св. 3 до 6		1	4	8	12	15	19	—	23
Св. 6 до 10		1	6	10	15	19	23	—	28
Св. 10 до 18		1	7	12	18	23	28	—	33
Св. 18 до 24		2	8	15	22	28	35	—	41
Св. 24 до 30								41	48
Св. 30 до 40		2	9	17	26	34	43	48	60
Св. 40 до 50								54	70
Св. 50 до 65		2	11	20	32	41	53	66	87
Св. 65 до 80						43	59	75	102
Св. 80 до 100		3	13	23	37	51	71	91	124
Св. 100 до 120						54	79	104	144
Св. 120 до 140		3	15	27	43	63	92	122	170
Св. 140 до 160						65	100	134	190
Св. 160 до 180						68	108	146	210

Значения основных отклонений отверстий, мкм  
(нижние отклонения со знаком «+»)



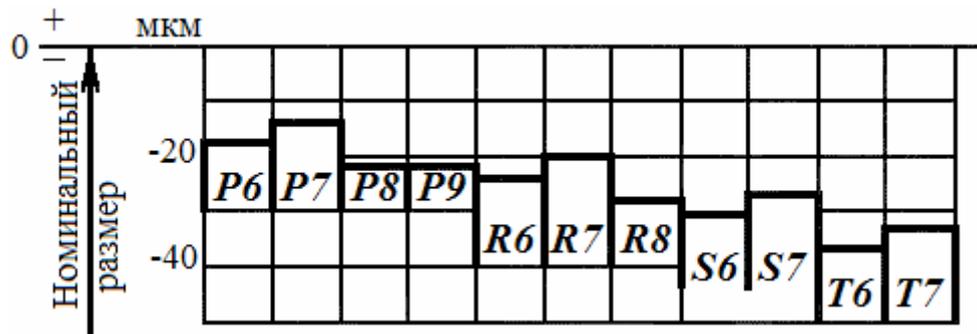
Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения							
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>
До 3	270	140	60	20	14	6	2	0
Св. 3 до 6	270	140	70	30	20	10	4	0
Св. 6 до 10	280	150	80	40	25	13	5	0
Св. 10 до 18	290	150	95	50	32	16	6	0
Св. 18 до 30	300	160	110	65	40	20	7	0
Св. 30 до 40	310	170	120	80	50	25	9	0
Св. 40 до 50	320	180	130					
Св. 50 до 65	340	190	140	100	60	30	10	0
Св. 65 до 80	360	200	150					
Св. 80 до 100	380	220	170	120	72	36	12	0
Св. 100 до 120	410	240	180					
Св. 120 до 140	460	260	200	145	85	43	14	0
Св. 140 до 160	520	280	210					
Св. 160 до 180	580	310	230					

Значения основных отклонений отверстий, мкм  
(верхние отклонения)



Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения										
	<i>Js</i>	<i>K6</i>	<i>K7</i>	<i>K8</i>	<i>M6</i>	<i>M7</i>	<i>M8</i>	<i>N6</i>	<i>N7</i>	<i>N8</i>	<i>N9</i>
До 3	Предельные отклонения = ± 1/2 допуска	0	0	0	-2	-2	-	-4	-4	-4	-4
Св. 3 до 6		+2	+3	+5	-1	0	+2	-5	-4	-2	0
Св. 6 до 10		+2	+5	+6	-3	0	+1	-7	-4	-3	0
Св. 10 до 18		+2	+6	+8	-4	0	+2	-9	-5	-3	0
Св. 18 до 24		+2	+6	+10	-4	0	+4	-11	-7	-3	0
Св. 24 до 30											
Св. 30 до 40		+3	+7	+12	-4	0	+5	-12	-8	-3	0
Св. 40 до 50		+4	+9	+14	-5	0	+5	-14	-9	-4	0
Св. 50 до 65											
Св. 65 до 80		+4	+10	+16	-6	0	+6	-16	-10	-4	0
Св. 80 до 100											
Св. 100 до 120											
Св. 120 до 140		+4	+12	+20	-8	0	+8	-20	-12	-4	0
Св. 140 до 160											
Св. 160 до 180											

Значения основных отклонений, мкм  
(верхние отклонения со знаком «-»)



Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения										
	<i>P6</i>	<i>P7</i>	<i>P8</i>	<i>P9</i>	<i>R6</i>	<i>R7</i>	<i>R8</i>	<i>S6</i>	<i>S7</i>	<i>T6</i>	<i>T7</i>
До 3	6	6	6	6	10	10	10	14	14	—	—
Св. 3 до 6	9	8	12	12	12	11	15	16	15	—	—
Св. 6 до 10	12	9	15	15	16	13	19	20	17	—	—
Св. 10 до 18	15	11	18	18	20	16	23	25	21	—	—
Св. 18 до 24	18	14	22	22	24	20	28	31	27	—	—
Св. 24 до 30										33	33
Св. 30 до 40	21	17	26	26	29	25	34	38	34	43	39
Св. 40 до 50										49	45
Св. 50 до 65	26	21	32	32	35	30	41	47	42	60	55
Св. 65 до 80					37	32	43	53	48	69	64
Св. 80 до 100	30	24	37	37	44	38	51	64	58	84	78
Св. 100 до 120					47	41	54	72	66	97	91
Св. 120 до 140	36	28	43	43	56	48	63	85	77	115	107
Св. 140 до 160					58	50	65	93	85	127	119
Св. 160 до 180					61	53	68	101	93	139	131

Приложение 3

ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ  
(ГОСТ 24643–81)

Таблица П.3.1

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей, мкм

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

Таблица П.3.2

Допуски плоскостности и прямолинейности

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности															
	ММ															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	0,06	0,1	0,16	0,25
Св. 10 до 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Св. 16 до 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 25 до 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 40 до 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,4
Св. 63 до 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 100 до 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 160 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6

Примечание. Под номинальным размером понимается номинальная длина нормируемого участка. Если нормируемый участок не задан, то под номинальным размером понимается номинальная длина большей стороны поверхности или номинальный боковой диаметр торцевой поверхности

Продолжение прил. 3

Таблица П.3.3

Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм								мм							
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Св. 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	1,2	0,3	0,5
Св. 18 до 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 30 до 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 50 до 120	1	1,6	2,5	4	6	10	15	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 120 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6

Пр и м е ч а н и е. Под номинальным размером понимается номинальный диаметр поверхности

Продолжение прил. 3

Таблица П.3.4

Допуски параллельности, перпендикулярности, торцевого биения

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 16 до 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 25 до 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 40 до 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 63 до 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 100 до 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Св. 160 до 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Св. 250 до 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5

П р и м е ч а н и е. При назначении допусков параллельности и перпендикулярности по номинальным размером понимается номинальная длина нормируемого участка или номинальная длина всей рассматриваемой поверхности, если нормируемый участок не задан. При назначении допусков торцевого биения под номинальным размером понимается заданный номинальный диаметр или номинальный больший диаметр торцевой поверхности

Допуски радиального биения, соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральном выражении

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 10 до 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 18 до 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Св. 30 до 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Св. 50 до 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Св. 120 до 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Св. 250 до 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4

П р и м е ч а н и е. При назначении допусков радиального биения под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности. При назначении допусков соосности, симметричности, пересечения осей под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности вращения или номинальный размер между поверхностями, обрабатываемыми рассматриваемый симметричный элемент. Если база не указывается, то допуск определяется по элементу с большим размером

КОЛЕСА ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ (ГОСТ 1643–81)

Таблица П.4.1

Нормы кинематической точности  
(показатели  $F'_{ir}$ ,  $F_{rr}$ ,  $F_{vWr}$ ,  $F_{cr}$ ,  $F''_{ir}$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$F'_i$		$F_r$		$F_{vW}$		$F_c$		$F''_i$	
		Делительный диаметр $d$ , мм									
		до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400
		МКМ									
6	Св. 1,0 до 3,5			25	36					36	50
	Св. 3,5 до 6,3	$F_P + f_f$		28	40	16	28	16	28	40	56
	Св. 6,3 до 10,0			32	45					45	63
	Св. 10,0 до 16,0			–	50					–	71
7	Св. 1,0 до 3,5			36	50					50	71
	Св. 3,5 до 6,3	$F_P + f_f$		40	56	22	40	22	40	56	80
	Св. 6,3 до 10,0			45	63					63	90
	Св. 10,0 до 16,0			–	71					–	100
8	Св. 1,0 до 3,5			45	63					63	90
	Св. 3,5 до 6,3	$F_P + f_f$		50	71	28	50	28	50	71	100
	Св. 6,3 до 10,0			56	80					80	112
	Св. 10,0 до 16,0			–	90					–	125
9	Св. 1,0 до 3,5			71	80					90	112
	Св. 3,5 до 6,3	$F_P + f_f$		80	100	–	–	–	–	112	140
	Св. 6,3 до 10,0			90	112					125	160
	Св. 10,0 до 16,0			–	125					–	180

$F'_i$  – допуск на кинематическую погрешность зубчатого колеса;  
 $F_r$  – допуск на радиальное биение зубчатого венца;  
 $F_{vW}$  – допуск на колебание длины общей нормали;  
 $F_c$  – допуск на погрешность обката;  
 $F''_i$  – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния

Нормы кинематической точности  
(показатели  $F_{Pk}$  и  $F_P$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Для $F_{Pk}$ – длина дуги делительной окружности $L$ , мм					
			св. 20 до 32	св. 32 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 160	св. 160 до 315	св. 315 до 400
			Для $F_P$ – делительный диаметр $d$ , мм					
			св. 12,7 до 20,4	св. 20,4 до 31,8	св. 31,8 до 50,9	св. 50,9 до 101,8	св. 101,8 до 200,5	св. 200,5 до 401,1
			МКМ					
6	$F_{Pk}$	От 1 до 16	20	22	25	32	45	63
7	или	От 1 до 25	28	32	36	45	63	90
8	$F_P$	От 1 до 25	40	45	50	63	90	125

$F_{Pk}$  – допуск на накопленную погрешность  $k$  шагов;

$F_P$  – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса.

**П р и м е ч а н и е.** При отсутствии специальных требований допуск назначается для длины дуги делительной окружности, соответствующей 1/6 части числа зубьев зубчатого колеса (или дуги, соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев)

Нормы плавности работы  
(показатели  $f'_{ir}$ ,  $f_{Pt}$ ,  $f_{Pb}$ ,  $f_f$ ,  $f''_i$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$f'_i$		$f_{Pt}$		$f_{Pb}$		$f_f$		$f''_i$	
		Делительный диаметр $d$ , мм									
		до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400
		МКМ									
6	От 1 до 3,5	18	20	±10	±11	±9,5	±10	8	9	14	16
	Св. 3,5 до 6,3	22	25	±13	±14	±12	±13	10	11	18	20
	Св. 6,3 до 10	28	30	±14	±16	±13	±15	12	13	20	22
	Св. 10 до 16	–	36	–	±18	–	±17	–	16	–	25
7	От 1 до 3,5	28	30	±14	±16	±13	±15	11	13	20	22
	Св. 3,5 до 6,3	32	36	±18	±20	±17	±19	14	16	25	28
	Св. 6,3 до 10	36	40	±20	±22	±19	±21	17	19	28	32
	Св. 10 до 16	–	50	–	±25	–	±24	–	22	–	36
8	От 1 до 3,5	36	40	±20	±22	±19	±21	14	18	28	32
	Св. 3,5 до 6,3	45	50	±25	±28	±24	±26	20	22	36	40
	Св. 6,3 до 10	50	60	±28	±32	±26	±30	22	28	40	45
	Св. 10 до 16	–	71	–	±36	–	±34	–	32	–	50
9	От 1 до 3,5	–	–	±28	±32	±26	±30	–	–	36	40
	Св. 3,5 до 6,3	–	–	±36	±40	±34	±38	–	–	45	50
	Св. 6,3 до 10	–	–	±40	±45	±38	±42	–	–	50	56
	Св. 10 до 16	–	–	–	±50	–	±48	–	–	–	63

$f'_i$  – допуск на местную кинематическую погрешность зубчатого колеса;  
 $\pm f_{Pt}$  – предельные отклонения шага;  
 $\pm f_{Pb}$  – предельные отклонения шага зацепления;  
 $f_f$  – допуск на погрешность профиля зуба;  
 $f''_i$  – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе

Нормы контакта зубьев  
(показатели  $F_{kr}$ ,  $F_{\beta r}$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$F_k$					$F_{\beta}$				
		Ширина зубчатого венца, мм									
		До 40	Св.40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	До 40	Св.40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400
		МКМ									
6	От 1 до 3,5	18	20	22	25	28	9	12	16	20	25
	Св. 3,5 до 6,3	22	22	25	25	30					
	Св. 6,3 до 10	28	25	28	30	32					
	Св. 10 до 16	–	30	32	36	40					
7	От 1 до 3,5	22	25	28	30	32	11	16	20	25	28
	Св. 3,5 до 6,3	25	28	30	32	36					
	Св. 6,3 до 10	30	32	36	40	45					
	Св. 10 до 16	–	40	40	45	50					
8	От 1 до 3,5	36	40	40	45	50	18	25	32	40	45
	Св. 3,5 до 6,3	40	45	50	50	56					
	Св. 6,3 до 10	45	50	56	60	63					
	Св. 10 до 16	–	60	63	71	80					
9	От 1 до 3,5	56	60	60	71	80	28	40	50	63	71
	Св. 3,5 до 6,3	63	71	80	80	90					
	Св. 6,3 до 10	80	80	90	90	100					
	Св. 10 до 16	–	100	100	112	125					

$F_k$  – допуск на суммарную погрешность контактной линии;  
 $F_{\beta}$  – допуск на направление зуба

Нормы контакта зубьев  
(показатели  $f_{xr}, f_{yr}$ )

Степень точности	Модуль $m$ , мм	$f_x$					$f_y$				
		Ширина зубчатого венца, мм									
		До 40	Св.40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	До 40	Св.40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400
		мкм									
6	От 1 до 16	9	12	16	20	25	4,5	6,3	8	10	12
7	От 1 до 25	11	16	20	25	28	5,6	8	10	12	14
8	От 1 до 40	18	25	32	40	45	9	12	16	20	22
9	От 1 до 55	28	40	50	63	71	14	20	25	30	36

$f_x$  – допуск параллельности осей;  
 $f_y$  – допуск на перекося осей.  
Примечание. Значения  $f_x, f_y$  задаются в торцовой плоскости зубчатого колеса на длине, равной рабочей ширине зубчатого венца

Нормы бокового зазора  
(показатели –  $E_{Hs}$ ; –  $E_{Wms}$  – слагаемое I; –  $E_{cs}$ )

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Отклонение	Делительный диаметр $d$ , мм					
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
			МКМ					
$H$	3 – 6	$E_{Hs}$	–12	–14	–16	–18	–20	–22
		$E_{Wms}$	–8	–10	–11	–12	–14	–16
		$E_{cs}$	–9	–10	–12	–14	–16	–16
	7	$E_{Hs}$	–14	–16	–18	–20	–22	–25
		$E_{Wms}$	–10	–10	–12	–14	–16	–18
		$E_{cs}$	–10	–12	–14	–14	–16	–18
$E$	3 – 6	$E_{Hs}$	–30	–35	–40	–46	–52	–57
		$E_{Wms}$	–20	–24	–28	–30	–35	–40
		$E_{cs}$	–22	–25	–30	–35	–40	–40
	7	$E_{Hs}$	–35	–40	–45	–50	–55	–60
		$E_{Wms}$	–25	–30	–30	–35	–40	–45
		$E_{cs}$	–25	–30	–35	–35	–40	–45
$D$	3 – 6	$E_{Hs}$	–46	–54	–63	–72	–81	–89
		$E_{Wms}$	–30	–35	–40	–50	–55	–60
		$E_{cs}$	–35	–40	–45	–55	–60	–60
	7	$E_{Hs}$	–50	–60	–70	–80	–90	–100
		$E_{Wms}$	–35	–40	–50	–55	–60	–70
		$E_{cs}$	–35	–45	–50	–60	–70	–70
	8	$E_{Hs}$	–55	–70	–80	–90	–100	–110
		$E_{Wms}$	–40	–50	–50	–60	–70	–70
		$E_{cs}$	–40	–50	–60	–70	–70	–80

Продолжение прил. 4  
Продолжение табл. П.4.6

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	ОТКЛОНЕНИЕ	Делительный диаметр $d$ , мм					
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
			МКМ					
C	3 – 6	$E_{Hs}$	-74	-87	-100	-115	-130	-140
		$E_{Wms}$	-50	-60	-70	-80	-90	-100
		$E_{cs}$	-55	-60	-70	-80	-90	-100
	7	$E_{Hs}$	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		$E_{Wms}$	-55	-70	-70	-80	-100	-110
		$E_{cs}$	-60	-70	-80	-90	-100	-120
	8	$E_{Hs}$	-90	-110	-120	-140	-160	-180
		$E_{Wms}$	-60	-80	-80	-100	-110	-120
		$E_{cs}$	-70	-90	-90	-100	-120	-140
	9	$E_{Hs}$	-100	-120	-140	-160	-180	-200
		$E_{Wms}$	-70	-80	-100	-110	-120	-140
		$E_{cs}$	-70	-90	-100	-120	-140	-140
D	3 – 6	$E_{Hs}$	-120	-140	-160	-185	-210	-230
		$E_{Wms}$	-80	-100	-110	-120	-140	-160
		$E_{cs}$	-90	-100	-120	-140	-160	-160
	7	$E_{Hs}$	-140	-160	-180	-200	-250	-250
		$E_{Wms}$	-100	-110	-120	-140	-180	-180
		$E_{cs}$	-100	-120	-140	-140	-180	-180
	8	$E_{Hs}$	-140	-160	-200	-220	-250	-280
		$E_{Wms}$	-100	-110	-140	-140	-180	-200
		$E_{cs}$	-100	-120	-140	-160	-180	-200
	9	$E_{Hs}$	-160	-180	-200	-250	-280	-300
		$E_{Wms}$	-110	-120	-140	-160	-200	-200
		$E_{cs}$	-120	-140	-160	-180	-200	-220

Продолжение прил. 4  
Продолжение табл. П.4.6

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Отклонение	Делительный диаметр $d$ , мм					
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
			мкм					
A	3 – 6	$E_{Hs}$	-190	-220	-250	-290	-320	-350
		$E_{Wms}$	-120	-140	-180	-200	-220	-250
		$E_{cs}$	-140	-160	-180	-200	-250	-250
	7	$E_{Hs}$	-200	-250	-280	-300	-350	-400
		$E_{Wms}$	-140	-180	-200	-200	-250	-280
		$E_{cs}$	-150	-180	-200	-220	-250	-300
	8	$E_{Hs}$	-220	-280	-300	-350	-400	-450
		$E_{Wms}$	-160	-200	-200	-250	-280	-300
		$E_{cs}$	-160	-200	-220	-250	-300	-350
	9	$E_{Hs}$	-250	-280	-350	-400	-400	-500
		$E_{Wms}$	-180	-200	-250	-280	-280	-350
		$E_{cs}$	-180	-200	-250	-300	-300	-350

$E_{Hs}$  – наименьшее дополнительное смещение исходного контура для зубчатого колеса с внешними зубьями;  
 $E_{Wms}$  – наименьшее отклонение средней длины общей нормали (слагаемое I) для зубчатого колеса с внешними зубьями (со знаком «минус»);  
 $E_{cs}$  – наименьшее отклонение толщины зуба для зубчатых колес с внешними и внутренними зубьями (со знаком «минус»)

Продолжение прил. 4

Таблица П.4.7

Нормы бокового зазора  
(показатель –  $E_{Wms}$  – слагаемое II)

Откло- нение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_r$ , мкм (табл. П.4.1)							
	Св.20 до 25	Св.25 до 32	Св.32 до 40	Св.40 до 50	Св.50 до 60	Св.60 до 80	Св.80 до 100	Св.100 до 125
	мкм							
$E_{Wms}$	5	7	9	11	14	18	22	25

Величина наименьшего отклонения средней длины общей нормали  $E_{Wms}$  определяется сложением слагаемого I (табл. П.4.6) со слагаемым II (табл. П.4.7).

### Пример

Величина  $E_{Wms}$  для колеса 8-й степени точности с  $d = 300$  мм,  $m = 5$  мм, сопряжения  $C$  равна:

- первое слагаемое  $E_{Wms} = -110$  мкм (по табл. П.4.6);
- второе слагаемое  $E_{Wms} = -18$  мкм (по табл. П.4.7).

Таким образом,  $E_{Wms} = (-110) + (-18) = -128$  мкм.

Нормы бокового зазора  
(допуски  $T_H$ ,  $T_{Wm}$ ,  $T_C$ )

Вид сопряжения (вид допуска)	Обозначение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_r$ , мкм (табл. П.4.1)							
		Св.20 до 25	Св.25 до 32	Св.32 до 40	Св.40 до 50	Св.50 до 60	Св.60 до 80	Св.80 до 100	Св.100 до 125
		МКМ							
$H, E$ ( $h$ )	$T_H$	45	55	60	70	80	110	120	160
	$T_{Wm}$	20	22	25	25	28	30	40	55
	$T_C$	35	40	45	50	70	70	90	120
$D$ ( $d$ )	$T_H$	60	70	80	90	100	140	160	200
	$T_{Wm}$	30	35	40	40	40	60	70	80
	$T_C$	45	50	60	70	70	100	120	140
$C$ ( $c$ )	$T_H$	80	90	100	120	140	180	200	250
	$T_{Wm}$	45	45	50	60	70	90	110	120
	$T_C$	60	70	70	90	100	140	160	180
$B$ ( $b$ )	$T_H$	90	100	120	140	180	200	250	300
	$T_{Wm}$	50	55	60	70	100	100	120	140
	$T_C$	70	70	90	100	140	140	300	350
$A$ ( $a$ )	$T_H$	110	140	160	180	200	250	300	350
	$T_{Wm}$	60	80	90	100	110	140	150	180
	$T_C$	80	100	120	140	140	180	220	250

Вид допуска на боковой зазор используется при изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска.

$T_H$  – допуск на смещение исходного контура;

$T_{Wm}$  – допуск на среднюю длину общей нормали;

$T_C$  – допуск на толщину зуба

Нормы бокового зазора  
(показатель  $f_{ar}$ )

Вид сопряжения	Класс отклонений межосевого расстояния	Межосевое расстояние, мм						
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
		мкм						
-	I	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20
<i>H, E</i>	II	±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30
<i>D</i>	III	±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50
<i>C</i>	IV	±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80
<i>B</i>	V	±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120
<i>A</i>	VI	±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200

Класс отклонений межосевого расстояния используется при изменении соответствия между видом сопряжения и классом отклонения межосевого расстояния.  
 $\pm f_a$  – предельные отклонения межосевого расстояния

ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ. ДОПУСКИ  
(ГОСТ 3675–81)

Таблица П.5.1

Нормы кинематической точности  
(показатели  $F'_{ir}$ ,  $F_{rr}$ ,  $F_{vWr}$ ,  $F_{cr}$ ,  $F''_{ir}$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d_2$ , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			МКМ	
6	$F'_i$	От 1 до 16	$F_P + f_{f2}$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	25	36
		От 3,5 до 6,3	28	40
		От 6,3 до 10	32	45
$F_c$	От 1 до 16	14	28	
7	$F'_i$	От 1 до 16	$F_P + f_{f2}$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	36	52
		От 3,5 до 6,3	40	56
		От 6,3 до 10	45	63
$F_c$	От 1 до 16	20	40	
8	$F'_i$	От 1 до 16	$F_P + f_{f2}$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	45	63
		От 3,5 до 6,3	50	71
		От 6,3 до 10	56	80
$F_c$	От 1 до 16	28	50	
9	$F_r$	От 1 до 3,5	56	80
		От 3,5 до 6,3	63	90
		От 6,3 до 10	71	100
	$F''_i$	От 1 до 3,5	80	112
		От 3,5 до 6,3	90	125
		От 6,3 до 10	100	140

Продолжение прил. 5  
Окончание табл. П.5.1

$F_i'$  – допуск на наибольшую кинематическую погрешность червячного колеса;  
 $F_r$  – допуск на радиальное биение венца червячного колеса;  
 $F_c$  – допуск на погрешность обката;  
 $F_i''$  – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червячного колеса.

**Примечание.** Для определения  $F_i'$  принимается  $F_P = F_{Pk}$  и назначается в соответствии со степенью кинематической точности по табл. П.5.2 при длине дуги, соответствующей числу зубьев червячного колеса, равному  $k = \frac{z_2}{z}$  (или длине дуги соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев);  
 $f_2$  – назначается в соответствии со степенью плавности работы по табл. П.5.3.

Таблица П.5.2

Нормы кинематической точности  
(показатели  $F_{Pkr}$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Для $F_{Pk}$ – длина дуги делительной окружности $L$ , мм						
			Св. 11,2 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 315	Св. 315 до 630
			мкм						
6	$F_{Pk}$	От 1 до 16	16	20	22	25	32	45	63
7		От 1 до 25	22	28	32	36	45	63	90
8		От 1 до 25	32	40	45	50	63	90	125

$F_{Pkr}$  – допуск на накопленную погрешность  $k$  шагов.

**Примечание.** Допуск  $F_P = F_{Pk}$  при  $k = \frac{z_2}{z}$  (или ближайшему большему целому числу).

Нормы плавности работы  
(показатели  $f_{Pt}$ ,  $f_{f2}$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d_2$ , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			МКМ	
6	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±10	±11
		Св. 3,5 до 6,3	±13	±14
		Св. 6,3 до 10	±14	±16
	$f_{f2}$	От 1 до 3,5	8	9
		Св. 3,5 до 6,3	10	11
		Св. 6,3 до 10	12	13
7	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±14	±16
		Св. 3,5 до 6,3	±18	±20
		Св. 6,3 до 10	±20	±22
	$f_{f2}$	От 1 до 3,5	11	13
		Св. 3,5 до 6,3	14	16
		Св. 6,3 до 10	17	19
8	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±20	±22
		Св. 3,5 до 6,3	±25	±28
		Св. 6,3 до 10	±28	±32
	$f_{f2}$	От 1 до 3,5	14	18
		Св. 3,5 до 6,3	20	22
		Св. 6,3 до 10	22	28
9	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±28	±32
		Св. 3,5 до 6,3	±36	±40
		Св. 6,3 до 10	±40	±45
$\pm f_{Pt}$ – предельные отклонения шага колеса; $f_{f2}$ – допуск погрешности профиля зуба колеса				

Продолжение прил. 5

Таблица П.5.4

Нормы плавности работы  
(показатель  $f_{zkr}$ )

Степень точности	Обозначение	Частота $k$ за оборот червячного колеса	Делительный диаметр $d_2$ , мм			
			До 125		Св. 125 до 400	
			$m$ , мм			
			От 1 до 6,3	От 6,3 до 16	От 1 до 6,3	От 6,3 до 16
			мкм			
6	$f_{zk}$	От 2 до 4	11,0	14,0	16,0	19,0
		Св. 4 до 8	8,0	10,0	11,0	14,0
		Св. 8 до 16	6,0	8,0	8,5	10,5
		Св. 16 до 32	4,8	6,0	6,7	8,0
		Св. 32 до 63	3,8	5,0	5,6	6,7
		Св. 63 до 125	3,2	4,0	4,8	6,0
7	$f_{zk}$	От 2 до 4	17,0	26,0	25,0	34,0
		Св. 4 до 8	13,0	19,0	18,0	25,0
		Св. 8 до 16	10,0	14,0	13,0	18,0
		Св. 16 до 32	8,0	11,0	10,0	14,0
		Св. 32 до 63	6,0	9,0	9,0	12,0
		Св. 63 до 125	5,3	7,5	7,5	10,0
$f_{zk}$ – допуск на циклическую погрешность червячного колеса						

Нормы плавности работы для червяка  
(показатели  $f_{Px}$ ,  $f_{P_{xk}}$ ,  $f_{fl}$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм		
		От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	Св. 6,3 до 10
		МКМ		
6	$f_{Px}$	±7,5	±9,0	±12,0
	$f_{P_{xk}}$	±13,0	±16,0	±21,0
	$f_{fl}$	11,0	14,0	19,0
7	$f_{Px}$	±12,0	±15,0	±19,0
	$f_{P_{xk}}$	±21,0	±26,0	±34,0
	$f_{fl}$	18,0	24,0	30,0
8	$f_{Px}$	±19,0	±24,0	±30,0
	$f_{P_{xk}}$	±32,0	±40,0	±53,0
	$f_{fl}$	28,0	36,0	48,0
9	$f_{Px}$	±30,0	±36,0	±48,0
	$f_{fl}$	45,0	56,0	75,0

$f_{Px}$  – предельные отклонения шага червяка;  
 $f_{P_{xk}}$  – допуск на накопленную погрешность  $k$  шагов;  
 $f_{fl}$  – допуск на погрешность профиля витка

Таблица П.5.6

Нормы плавности работы червяка  
(показатель  $f_r$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр червяка $d_1$ , мм							
			От 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250
				МКМ						
7	$f_r$	От 1 до 25	15	16	17	18	20	22	25	30
8			20	20	21	22	25	28	32	38
9			25	25	26	28	32	36	40	48

$f_r$  – допуск на радиальное биение витка червяка

Продолжение прил. 5

Таблица П.5.7

Нормы контакта  
(показатели  $f_{ar}, f_{xr}$ )

Степень точности	Обозначение	Межосевое расстояние, $a_w$ , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		мкм					
6	$\pm f_a$	28	32	38	42	45	50
	$\pm f_x$	22	25	28	32	36	40
7	$\pm f_a$	45	50	60	67	75	80
	$\pm f_x$	34	40	45	50	56	60
8	$\pm f_a$	71	80	90	105	110	125
	$\pm f_x$	53	63	71	80	90	100
9	$\pm f_a$	110	130	150	160	180	200
	$\pm f_x$	85	100	110	130	140	150

$\pm f_a$  – предельные отклонения межосевого расстояния в передаче;  
 $\pm f_x$  – предельные смещения средней плоскости в передаче

Таблица П.5.8

Нормы контакта  
(показатель  $f_{\Sigma r}$ )

Степень точности	Обозначение	Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм		
		До 63	Св. 63 до 100	Св. 100 до 160
		мкм		
6	$\pm f_{\Sigma}$	9	12	17
7		12	17	24
8		16	22	30
9		22	28	40

$\pm f_{\Sigma}$  – предельные отклонения межосевого угла передачи

Таблица П.5.9

Нормы контакта  
(суммарное пятно контакта)

Степень точности	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %			
	По высоте зубьев	Допускаемое отклонение	По длине зубьев	Допускаемое отклонение
6 и 7	65	-10	60	-10
8 и 9	55	-15	50	-15

Нормы бокового зазора  
( $j_{n \min}$  – гарантированный боковой зазор)

Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние $a_w$ , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ					
<i>H</i>	$j_{n \min}$	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>		30	35	40	46	52	57
<i>D</i>		46	54	63	72	81	89
<i>C</i>		74	87	100	115	130	140
<i>B</i>		120	140	160	185	210	230
<i>A</i>		190	220	250	290	320	360

Таблица П.5.11

Нормы бокового зазора  
(наименьшее отклонение толщины витка червяка  $E_{ss}$  – слагаемое I)

Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние $a_w$ , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ					
<i>H</i>	$E_{ss}$	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>		32	38	42	48	56	60
<i>D</i>		48	56	67	75	85	95
<i>C</i>		80	95	105	120	130	140
<i>B</i>		130	150	170	200	220	240
<i>A</i>		200	220	260	300	340	380

Примечание. Наименьшее отклонение толщины витка  $E_{ss}$  берется как сумма двух слагаемых I и II, определяемых по табл. П.5.11 и П.5.12 соответственно

Продолжение прил. 5

Таблица П.5.10

Нормы бокового зазора

(наименьшее отклонение толщины витка червяка  $E_{ss}$  слагаемое II)

Степень точности	Модуль $m$ , мм	Межосевое расстояние $a_w$ , мм					
		до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
		мкм					
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53
	Св. 3,5 до 6,3	40	42	45	50	53	56
	Св. 6,3 до 10	–	–	53	56	56	60
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85
	Св. 3,5 до 6,3	63	67	75	80	85	90
	Св. 6,3 до 10	–	–	85	90	95	100
8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140
	Св. 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140	140
	Св. 6,3 до 10	–	–	130	140	150	160
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	210	220
	Св. 3,5 до 6,3	160	180	190	210	220	240
	Св. 6,3 до 10	–	–	210	220	240	250

П р и м е ч а н и е. Наименьшее отклонение толщины витка  $E_{ss}$  берется как сумма двух слагаемых I и II, определяемых по табл. П.5.11 и П.5.12 соответственно

Таблица П.5.10

Нормы бокового зазора

( $T_s$  – допуск на толщину витка червяка по хорде)

Вид допуска бокового зазора	Обозначение	Допуск на радиальное биение витка червяка, мкм					
		Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100
		мкм					
$h$	$T_s$	38	42	50	60	70	90
$d$		48	55	65	75	90	110
$c$		60	70	80	95	110	140
$b$		75	85	100	120	140	170
$a$		95	110	130	150	180	220
$z$		120	130	150	180	220	260
$y$		150	160	180	220	260	320
$x$		180	200	220	260	320	400

Приложение 6

Передачи зубчатые конические и гипоидные, допуски  
(ГОСТ 1758–81)

Таблица П.6.1

Нормы кинематической точности  
(показатели  $F'_{ir}$ ,  $F_{rr}$ ,  $F_{cr}$ )

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Средний делительный диаметр $d$ , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			МКМ	
6	$F'_i$	От 1 до 16	$F_P + 1,15 \cdot f_c$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	25	36
		От 3,5 до 6,3	28	40
		От 6,3 до 10	32	45
	$F_c$	От 1 до 16	16	28
7	$F'_i$	От 1 до 25	$F_P + 1,15 \cdot f_c$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	36	50
		От 3,5 до 6,3	40	56
		От 6,3 до 10	45	63
	$F_c$	От 1 до 25	22	40
8	$F'_i$	От 1 до 56	$F_P + 1,15 \cdot f_c$ (см. примечание)	
	$F_r$	От 1 до 3,5	45	63
		От 3,5 до 6,3	50	71
		От 6,3 до 10	56	80
	$F_c$	От 1 до 55	28	50
9	$F_r$	От 1 до 3,5	56	80
		От 3,5 до 6,3	63	90
		От 6,3 до 10	71	100

$F'_i$  – допуск на наибольшую кинематическую погрешность зубчатого колеса;

$F_r$  – допуск на биение зубчатого венца;

$F_c$  – допуск на погрешность обката.

Примечание. Для определения  $F'_i$  принимается  $F_P = F_{Pk}$  и назначается в соответствии со степенью кинематической точности по табл. П.6.2 при длине дуги, соответствующей числу зубьев колеса, равному  $k = \frac{z}{2}$  (или длине дуги, соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев) и  $f_c$ , который назначается в соответствии со степенью плавности работы по табл. П.6.3

Продолжение прил. 6

Таблица П.6.2

Нормы кинематической точности  
(показатель  $F_{Pk}$ )

Степень точности	Обозначение	Средний нормальный модуль $m_n$ , мм	Для $F_{Pk}$ – длина дуги $L$ , мм						
			Св. 11,2 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 160	Св. 160 до 315	Св. 315 до 630
			мкм						
6	$F_{Pk}$	От 1 до 16	16	20	22	25	32	45	63
7		От 1 до 25	22	28	32	36	45	63	90
8		От 1 до 25	32	40	45	50	63	90	125

$F_{Pk}$  – допуск на накопленную погрешность  $k$  шагов.

П р и м е ч а н и е. Допуск  $F_P = F_{Pk}$  при  $k = \frac{z}{2}$  (или ближайшему большему целому числу зубьев)

Таблица П.6.3

Нормы плавности работы  
(показатели  $f_{Pt}$ ,  $f_c$ )

Степень точности	Обозначение	Средний нормальный модуль $m_n$ , мм	Делительный диаметр $d$ , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			МКМ	
6	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±10	±11
		Св. 3,5 до 6,3	±13	±14
		Св. 6,3 до 10	±14	±16
	$f_c$	От 1 до 3,5	5	7
		Св. 3,5 до 6,3	6	8
		Св. 6,3 до 10	8	9
7	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±14	±16
		Св. 3,5 до 6,3	±18	±20
		Св. 6,3 до 10	±20	±22
	$f_c$	От 1 до 3,5	8	9
		Св. 3,5 до 6,3	9	11
		Св. 6,3 до 10	11	13
8	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±20	±22
		Св. 3,5 до 6,3	±25	±28
		Св. 6,3 до 10	±28	±32
	$f_c$	От 1 до 3,5	10	13
		Св. 3,5 до 6,3	13	15
		Св. 6,3 до 10	17	19
9	$f_{Pt}$	От 1 до 3,5	±28	±32
		Св. 3,5 до 6,3	±36	±40
		Св. 6,3 до 10	±40	±45

± $f_{Pt}$  – предельные отклонения шага;  
 $f_c$  – допуск на погрешность обката зубцовой частоты

Продолжение прил. 6

Таблица П.6.4

Нормы контакта зубьев в передаче  
(показатель  $f_a$ )

Степень точности	Обозначение	Межосевое расстояние, мм					
		До 50	Св. 50 до 100	Св. 100 до 200	Св. 200 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600
		МКМ					
6	$\pm f_a$	$\pm 12$	$\pm 15$	$\pm 18$	$\pm 25$	$\pm 30$	$\pm 40$
7		$\pm 18$	$\pm 20$	$\pm 25$	$\pm 30$	$\pm 36$	$\pm 50$
8		$\pm 28$	$\pm 30$	$\pm 36$	$\pm 45$	$\pm 60$	$\pm 85$
9		$\pm 36$	$\pm 45$	$\pm 55$	$\pm 75$	$\pm 90$	$\pm 130$

$\pm f_a$  – предельные отклонения межосевого расстояния в передаче

Таблица П.6.5

Нормы контакта зубьев в передаче  
(суммарное пятно контакта)

Степень точности	По высоте зубьев		По длине зубьев	
	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %	Допускаемое отклонение $F_{sh}$ , %	Относительные размеры суммарного пятна контакта, %	Допускаемое отклонение $F_{si}$ , %
6 и 7	65	$\pm 10$	60	$\pm 10$
8 и 9	55	$\pm 15$	50	$\pm 15$

$F_{sh}$  – предельные отклонения относительных размеров суммарного пятна контакта по высоте (для модифицированных зубьев)  
 $F_{si}$  – предельные отклонения относительных размеров суммарного пятна контакта по длине (для модифицированных зубьев)

Продолжение прил. 6

Таблица П.6.6

Нормы бокового зазора  
( $j_{n\ min}$  – гарантированный боковой зазор)

Вид сопряжения	Обозначение	Среднее конусное расстояние $R$ , мм											
		До 50			Св. 50 до 100			Св. 100 до 200			Св. 200 до 400		
		Угол делительного конуса шестерни $\delta_1$ , град											
		До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25
мкм													
$H$	$j_{n\ min}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
$E$		15	21	25	21	25	30	25	35	40	30	46	52
$D$		22	33	39	33	39	46	39	54	63	46	72	81
$C$		36	52	62	52	62	74	62	87	100	74	115	130
$B$		58	84	100	84	100	120	100	140	160	120	185	210
$A$		90	130	160	130	160	190	160	220	250	190	290	320

Примечание.  $j_{n\ min}$  в передаче обеспечивается выбором предельного отклонения межосевого угла передачи (см. ГОСТ 1756-81), наименьшего отклонения средней постоянной хорды зубьев шестерни и колеса и допусков на них

Таблица П.6.7

Нормы бокового зазора  
(Наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба  $E_{\bar{s}cS}^*$ )

Вид сопряжения	Степень точности по плавности	Средний нормальный модуль $m_n$ , мм	Средний делительный диаметр $d$ , мм					
			До 125			Св. 125 до 400		
			Угол делительного конуса, град					
			До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
мкм								
$H$	7	От 1 до 3,5	-20	-20	-22	-28	-32	-30
		От 3,5 до 6,3	-22	-22	-25	-32	-32	-30
		От 6,3 до 10	-25	-25	-28	-36	-36	-34

Примечание. Для определения величины  $E_{\bar{s}cS}^*$  при других степенях точности и видах сопряжений приведенные значения умножаются на коэффициент  $K_1$ , значения которого приведены в табл. П.6.8. При измерении толщины зубьев на внешнем торце зубчатых колес наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба  $E_{\bar{s}cS}^*$  и допуск  $T_{\bar{s}c}^*$  на нее увеличиваются в соотношении  $R_e/R$ , где  $R_e$  – внешнее конусное расстояние

Окончание прил. 6

Таблица П.6.8

Коэффициенты для определения  $E_{Sc}^*$  при степенях точности  
и видах сопряжений, отличающихся от 7-Н

Сопряжение	Коэффициент $K_1$			
	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
<i>H</i>	0,9	1,0	–	–
<i>E</i>	1,45	1,6	–	–
<i>D</i>	1,8	2,0	2,2	–
<i>C</i>	2,4	2,7	3,0	3,2
<i>B</i>	3,4	3,8	4,2	4,6
<i>A</i>	5,0	5,5	6,0	6,6

Таблица П.6.9

Нормы бокового зазора

( $T_{Sc}^*$  – допуск на среднюю постоянную хорду зуба)

Вид до- пуска боково- го зазо- ра	Обоз- на- чение	Допуск на биение зубчатого венца $F_r$ , мкм					
		Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 120
		мкм					
<i>h</i>	$T_{Sc}^*$	38	42	50	60	70	90
<i>d</i>		48	55	65	75	90	110
<i>c</i>		60	70	80	95	110	140
<i>b</i>		75	85	100	120	140	170
<i>a</i>		95	110	130	150	180	220

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ. ПОНЯТИЕ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ.....	6
1.1. Основные понятия и определения .....	8
1.2. Ряды предпочтительных чисел .....	11
1.3. Допуск. Поле допуска .....	12
1.4. Схематическое обозначение полей допусков.....	13
1.5. Соединения и посадки .....	15
2. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК.....	18
2.1. Принципы построения системы допусков и посадок.....	18
2.2. Нанесение предельных отклонений размеров.....	21
2.3. Методы выбора допусков и посадок .....	23
2.4. Рекомендации по выбору посадок.....	24
3. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	29
3.1. Основные понятия и определения .....	29
3.2. Отклонения формы поверхностей .....	31
3.3. Отклонения расположения поверхностей .....	34
4. ВОЛНИСТОСТЬ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ.....	42
4.1. Нормирование волнистости поверхностей деталей .....	42
4.2. Шероховатость поверхности.....	43
4.3. Нормирование параметров шероховатости поверхности .....	46
4.4. Обозначение и контроль шероховатости поверхности .....	49
5. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ .....	52
5.1. Размерный анализ.....	58
5.2. Проверка правильности составления размерной цепи .....	60
5.3. Средний коэффициент точности размерной цепи .....	61
5.4. Средний коэффициент точности (для вероятностного метода) .....	65
5.5. Допуски и единицы допуска зависимых звеньев размерной цепи .....	65
5.6. Выбор корректирующего звена (с обоснованием) .....	66
5.7. Назначение предельных отклонений звеньев размерной цепи (кроме корректора) по соответствующим правилам.....	67
5.8. Середина поля допуска корректирующего звена.....	70
5.9. Предельные отклонения корректирующего звена .....	71
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	73
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	75

Учебное издание

Романенко Игорь Иванович  
Захаров Юрий Альбертович  
Сёмов Иван Николаевич  
Петровнина Ирина Николаевна

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ.  
ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

Учебное пособие

Редактор      М.А. Сухова  
Верстка        Т.А. Лильп

---

Подписано в печать 8.12.14. Формат 60×84/16.  
Бумага офисная «Снегурочка». Печать на ризографе.  
Усл.печ.л. 6,5. Уч.-изд.л. 7,0. Тираж 80 экз.  
Заказ № 20.



---

Издательство ШУАС.  
440028, г. Пенза, ул. Германа Титова, 28.