

**Р.А. ШУШКОВ**

# **ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

**УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ**



Вологда–Молочное  
2023

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Вологодская государственная  
молочнохозяйственная академия имени Н.В. Верещагина»

Инженерный факультет

Кафедра технические системы в агробизнесе

Р.А. ШУШКОВ

# **ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

*Учебное пособие*  
для студентов

направления подготовки:  
**35.03.06 Агроинженерия**  
Квалификация (степень) выпускника:  
**бакалавр**

Вологда–Молочное  
2023

УДК 006 (075.8)

ББК 40.7р30

**Ш 171**

Рецензенты:

канд. техн. наук, доцент кафедры энергетических средств

и технического сервиса, *А.Л. Бирюков;*

канд. техн. наук, доцент кафедры технические

системы в агробизнесе *А.С. Михайлов*

**Шушков Р.А.**

**Ш 171 Взаимозаменяемость и нормирование точности:** учебное пособие / Р.А. Шушков – Вологда-Молочное: ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА, 2023. – 145 с.

**ISBN 978-5-98076-259-9**

Учебное пособие «Взаимозаменяемость и нормирование точности» соответствует государственному образовательному стандарту и рабочей программе дисциплины «Основы взаимозаменяемости и технические измерения» и предназначено для освоения теоретического курса, обучающимися по направлению подготовки 35.03.06 Агроинженерия.

Учебное пособие содержит основные теоретические аспекты по курсу «Основы взаимозаменяемости и технические измерения», вопросы для самоконтроля знаний. Учебное пособие может быть использовано как для организации аудиторной, так и самостоятельной работы студентов по освоению дисциплины.

Рекомендовано методическим советом академии в качестве учебного пособия и печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА.

УДК 006 (075.8)

ББК 40.7р30

**ISBN 978-5-98076-259-9**

© Шушков Р.А., 2023

© ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА, 2023

## *Введение*

Взаимозаменяемость как свойство изделий или цель стандартизации используется в различных сферах жизнедеятельности человека: в науке, в промышленности, в медицине, в быту и других областях. Особую роль взаимозаменяемость играет в сборочных процессах машиностроения как свойство независимо изготовленных деталей (узлов, механизмов, изделий вообще) занимать свое место в сборочной единице (устройстве, конструкции) без дополнительной механической или ручной обработки при соединении частей изделия или его деталей. При этом обеспечивается нормальная работа или эксплуатация узла, механизма, машины, устройства или конструкции.

Современные машиностроительные производства внедряют новые системы управления качеством на основе международных стандартов серии 9000 и других серий. Стандартизация норм точности в машиностроении на основе взаимозаменяемости является одним из направлений обеспечения качества продукции.

Цель настоящего пособия – помочь будущим специалистам овладеть знаниями и навыками обеспечения и достоверного контроля требуемой точности размеров и параметров проектируемых и изготавливаемых изделий (деталей, механизмов), для работы в области метрологии и метрологического обеспечения, стандартизации и сертификации посредством формирования и усвоения студентом вопросов теории и практики в областях взаимозаменяемости, нормирования точности деталей и измерений.

# 1 ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

## 1.1 Краткие сведения из истории взаимозаменяемости

Примером древнейших унифицированных взаимозаменяемых изделий были блоки строго определенных размеров для строительства египетских пирамид. При сооружении дворцов фараонов использовали кирпичи определенного размера 410×200×130 мм. В древнем мире применяли метод пропорциональных размеров при создании катапульта, водопроводных труб, водяных мельниц. В XIV-XV вв. морские суда оснащались одинаковыми мачтами, парусами, веслами, рулями. Египетские воины вооружались одинаковыми луками и стрелами.

В России вопросы унификации, стандартизации и взаимозаменяемости начали решаться централизованно на уровне государства в XVIII в., когда по образцам, утвержденным Петром I, были построены серии судов одинаковых размеров, с одинаковыми размерами якорей, снаряжения и орудий.

Считается, что России принадлежит приоритет в создании взаимозаменяемого производства в металлообрабатывающей промышленности. Такое производство было организовано в 1761 г. на Тульском, а впоследствии и на Ижевском заводе, где было массовое производство ружей.

В период с конца XIX до начала XX в. принцип взаимозаменяемости реализовывался при изготовлении многих видов военной и гражданской продукции. В это время на крупных заводах Петербурга и Москвы, на оружейных заводах Тулы, Ижевска и Сестрорецка появились заводские нормы на допуски и посадки.

Первая попытка создания единой системы допусков и посадок была предпринята в 1914, 1915 гг. профессором Московского высшего технического училища И. И. Куколевским. Его первая в мире система допусков и посадок активно использовалась в 1915-1917 гг. Первый проект стандарта на допуски отклонений размеров изделий был разработан инженером П. М. Шелоумовым в 1919-1921 гг., но не нашел применения.

В 1924, 1925 гг. под руководством профессора А. Д. Гатцука был разработан проект стандарта «Допуски для пригонок», который стал основой для разработки современной системы допусков.

В 1929 г. данный проект стандарта был утвержден Комитетом по стандартизации при Совете Труда и Обороне СССР в качестве общесоюзного стандарта обязательного применения на территории СССР. В 1931 г. были введены стандарты на размеры и допуски гладких калибров.

В 1926-1928 гг. были разработаны таблицы номинальных размеров резьбы, а в 1931 г. был утвержден стандарт на допуски резьбы.

В 1930-е годы были начаты разработки новых методов расчета точности механизмов, теоретических основ взаимозаменяемости. Тогда же

были созданы первые системы для допусков зубчатых колес, шлицевых соединений, тугих резьб, на шероховатость поверхности.

Одной из первых публикаций по основам теории точности машин и приборов является брошюра Б. С. Балакшина «Размерные цепи и компенсаторы», опубликованная в 1934 г. В 1946 г. вышла статья В. И. Эттингера и В. Бортки «Основы для определения допусков при производстве». В работе Б. С. Балакшина был изложен метод расчета линейных размеров цепей по предельным отклонениям, а в работе В. И. Эттингера и В. Бортки дан метод расчета тех же цепей вероятностным методом.

Работой Н. Г. Бруевича «О точности механизмов», изданной в 1940 г., и серией статей по точности его последователей (М. Л. Быховского, Н. Е. Кобринского, В. И. Сергеева и др.) были заложены фундаментальные основы теории точности механизмов, кинематических цепей, деталей машин и других изделий.

Трудами Н. А. Бородачева в 1943 и 1946 гг. создана теория вероятностных расчетов допусков и ошибок как линейных, так и нелинейных размерных и кинематических цепей.

Теоретические положения, разработанные Б. С. Балакшиным, Н. Г. Бруевичем и Н. А. Бородачевым, оказались приемлемыми для различных динамических, электрических и электронных систем. Теория точности производства развивалась в работах отечественных ученых Н. А. Бородачева, С. И. Брук, В. П. Булатова, А. Н. Гаврилова, В. Н. Гостева и многих других.

В 1946 г. с участием Комитета по стандартизации при Совете Труда и Обороне СССР была создана Международная организация по стандартизации ISO (ИСО), которая, обобщая опыт по созданию систем нормирования точности, рекомендовала странам использовать принцип предпочтительности размеров. Ряды предпочтительных чисел соответствуют геометрическим прогрессиям. В соответствии с рекомендациями ИСО был разработан и утвержден ГОСТ 8032-56, в котором устанавливались основные ряды предпочтительных чисел.

В 1974 г. сессия Совета Экономической Взаимопомощи (СЭВ) на своем заседании утвердила положение о стандарте Совета Экономической Взаимопомощи (СТ СЭВ). В первые годы после утверждения Положения о СТ СЭВ основное внимание было уделено созданию систем общетехнических базовых СТ СЭВ. Так были созданы и внедрены Единая система проектно-конструкторской документации СЭВ (ЕСКД), Единая система допусков и посадок (ЕСДП) и др.

## 1.2 Основные понятия и определения

Современное производство машин, оборудования, приборов, их эксплуатация и ремонт основываются на использовании принципа взаимозаменяемости деталей, сборочных единиц и агрегатов.

**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. Указанные свойства изделий возникают в результате осуществления научно-технических мероприятий, объединяемых понятием «**принцип взаимозаменяемости**».

Наиболее широко применяют **полную взаимозаменяемость**, которая обеспечивает возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) любых независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей в сборочные единицы, а последних – в изделия при соблюдении предъявляемых к ним (к сборочным единицам или изделиям) технических требований по всем параметрам качества. Выполнение требований к точности деталей и сборочных единиц изделий является важнейшим исходным условием обеспечения взаимозаменяемости. Кроме этого, для обеспечения взаимозаменяемости необходимо выполнять и другие условия: устанавливать оптимальные номинальные значения параметров деталей и сборочных единиц, выполнять требования к материалу деталей, технологии их изготовления и контроля и т. д. Взаимозаменяемыми могут быть детали, сборочные единицы и изделия в целом. В первую очередь такими должны быть детали и сборочные единицы, от которых зависят надежность и другие эксплуатационные показатели изделий. Это требование, естественно, распространяется и на запасные части.

При полной взаимозаменяемости:

- упрощается процесс сборки – он сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации;
- появляется возможность точно нормировать процесс сборки во времени, устанавливать необходимый темп работы и применять поточный метод;
- создаются условия для автоматизации процессов изготовления и сборки изделий, а также широкой специализации и кооперирования заводов (при которых завод-поставщик изготавливает унифицированные изделия, сборочные единицы и детали ограниченной номенклатуры и поставляет их заводу, выпускающему основные изделия);
- упрощается ремонт изделий, так как любая изношенная или сломанная деталь или сборочная единица может быть заменена новой (запасной).

Иногда для удовлетворения эксплуатационных требований необходимо изготавливать детали и сборочные единицы с малыми экономически неприемлемыми или технологически трудно выполнимыми допусками. В этих случаях для получения требуемой точности сборки применяют групповой подбор деталей (селективную сборку), компенсаторы, регулирование положения некоторых частей машин и приборов, пригонку и другие дополнительные технологические мероприятия при обязательном выполнении требований к качеству сборочных единиц и изделий. Такую **взаимозаменяемость называют неполной (ограниченной)**. Ее можно осуществлять не по всем, а только по отдельным геометрическим или другим параметрам.

**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. Например, в электродвигателях внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по частоте вращения вала и мощности, а также по размерам присоединительных поверхностей; в подшипниках качения – по наружному диаметру наружного кольца и внутреннему диаметру внутреннего кольца, а также по точности вращения.

**Внутренняя взаимозаменяемость** распространяется на детали, сборочные единицы и механизмы, входящие в изделие. Например, в подшипнике качения внутреннюю групповую взаимозаменяемость имеют тела качения и кольца.

**Уровень взаимозаменяемости производства** можно характеризовать коэффициентом взаимозаменяемости  $K_v$ , 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.

Взаимозаменяемость, при которой обеспечивается работоспособность изделий с оптимальными и стабильными (в заданных пределах) во времени эксплуатационными показателями или с оптимальными показателями качества функционирования для сборочных единиц и взаимозаменяемость их по этим показателям, называют **функциональной**.

**Функциональными** являются геометрические, электрические, механические и другие параметры, влияющие на эксплуатационные показатели машин и других изделий или служебные функции сборочных единиц. Например, от зазора между поршнем и цилиндром (функционального параметра) зависит мощность двигателей (эксплуатационный показатель).



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 посадки, образуемые при соединении этих деталей. Основные нормы взаимозаменяемости включают системы допусков и посадок на резьбы, зубчатые передачи, конуса и др.

### 1.3 Размеры, предельные отклонения и допуски

Детали, полностью или частично входящие одна в другую, образуют соединение.

Внутренний (охватывающий) элемент детали – это отверстие, наружный (охватываемый) элемент детали – вал.

Название «отверстие» и «вал» условны и относятся не только к гладким цилиндрическим элементам. Например, в соединении шпонки с валом шпонка является валом, а паз вала – отверстием (рис. 1.1).

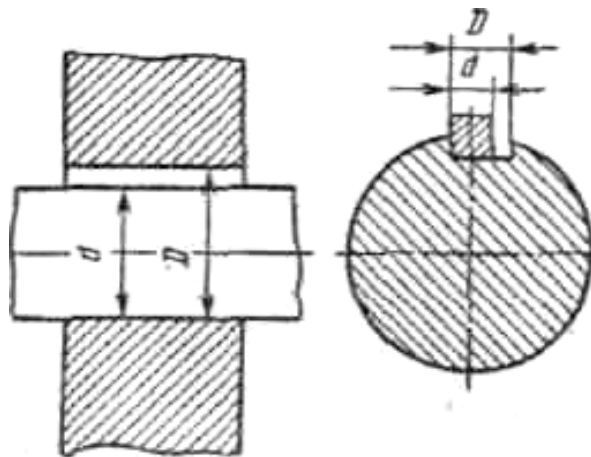


Рис. 1.1. Примеры охватываемой и охватывающей поверхностей

Тогда определения для вала и отверстия можно записать в следующем виде:

«**Вал**» – это термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов детали.

«**Отверстие**» – это термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов детали.

Детали, из которых состоят соединения, характеризуются размерами. Размер – числовое значение линейной величины (диаметр, длина, высота и т. д.) в выбранных единицах измерения. В машиностроении размеры указывают в миллиметрах.

Условные обозначения размеров, относящихся к отверстиям, обозначают прописной, а к валам – строчной буквами латинского алфавита. Размер отверстия –  $D$ , размер вала –  $d$ .

На рисунке 1.2 размеры отверстий обозначены буквой « $a$ », валов – « $b$ », остальных – « $c$ »

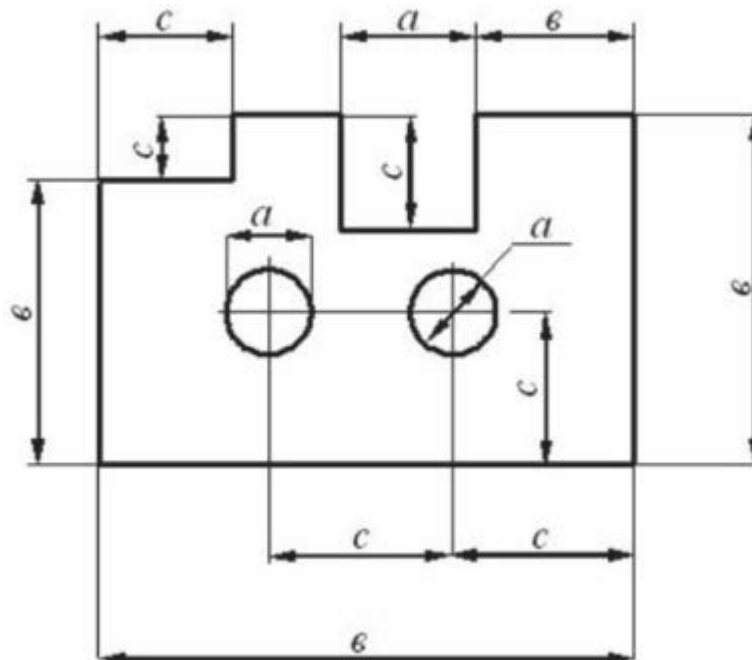


Рис. 1.2. Виды размеров

При конструировании определяются линейные и угловые размеры детали, характеризующие ее величину и форму. Они назначаются на основе результатов расчета деталей на прочность и жесткость, а также исходя из обеспечения технологичности конструкции и других показателей в соответствии с функциональным назначением детали. На чертеже должны быть проставлены все размеры, необходимые для изготовления детали и ее контроля.

Размеры, непосредственно или косвенно влияющие на эксплуатационные показатели машины или служебные функции узлов и деталей, называются **функциональными**. Они могут быть как у сопрягаемых (например, у вала и отверстия), так и у несопрягаемых поверхностей (например, размер пера лопатки турбины, размеры каналов жиклеров карбюраторов и т. п.)

**Параметр** – это независимая или взаимосвязанная величина, характеризующая какое-либо изделие или явление (процесс) в целом или их отдельные свойства. Параметры определяют техническую характеристику изделия или процесса преимущественно с точки зрения производительности, основных размеров, конструкции.

**Размер** – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. д.) в выбранных единицах измерения. Размеры подразделяют на номинальные, действительные и предельные.

**Номинальный** – это размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений. Номинальный размер – это основной размер, полученный на основе кинематических, динамических и прочностных расчетов или выбранный из конструктивных, технологических, эксплуатационных, эстетических и других соображений.

**Действительный** – это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

**Предельные** – это два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Предельные размеры на предписанной длине должны быть истолкованы следующим образом:

**для отверстий** – диаметр наибольшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть вписан в отверстие так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы, прилегающей к отверстию без зазора), не должен быть меньше, чем проходной предел размера. Дополнительно наибольший диаметр в любом месте отверстия не должен превышать непроходного предела размера;

**для валов** – диаметр наименьшего правильного воображаемого цилиндра, который может быть описан вокруг вала так, чтобы плотно контактировать с наиболее выступающими точками поверхности (размер сопрягаемой детали идеальной геометрической формы, прилегающей к валу без зазора), не должен быть больше, чем проходной предел размера. Дополнительно минимальный диаметр в любом месте вала не должен быть меньше, чем непроходной предел размера.

**Наибольший предельный размер** – это больший из двух предельных, **наименьший** – это меньший из двух предельных размеров (рис. 1.3). ГОСТом 25346 - 89 установлены связанные с предельными размерами новые термины – «проходной» и «непроходной» пределы.

Термин «**проходной предел**» применяют к тому из двух предельных размеров, который соответствует максимальному количеству материала, а именно верхнему пределу для вала, нижнему – для отверстия. В случае применения предельных калибров речь идет о предельном размере, проверяемом проходным калибром.

Термин «**непроходной предел**» применяют к тому из двух предельных размеров, который соответствует минимальному количеству материала, а именно нижнему пределу для вала, верхнему – для отверстия. В слу-

чае применения предельных калибров речь идет о предельном размере, проверяемом непроходным калибром.

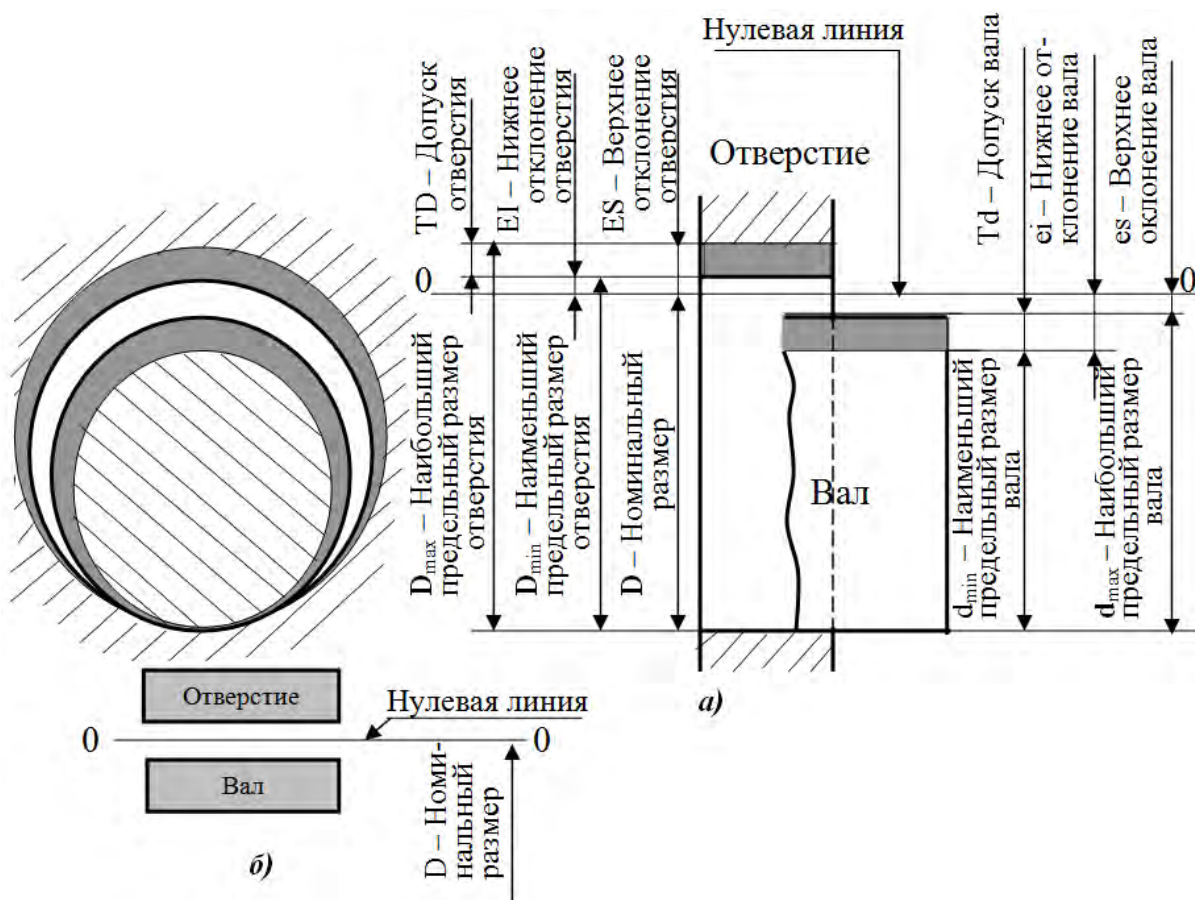


Рис. 1.3. Поля допусков отверстия и вала при посадке с зазором

**Отклонение** – это алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т. д.) и соответствующим номинальным размером.

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

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

Предельные отклонения подразделяют на верхнее и нижнее. **Верхнее отклонение** – это алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами, **нижнее отклонение** – это алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

В ГОСТе 25346 - 89 приняты условные обозначения: верхнее отклонение отверстия **ES**, вала – **es**, нижнее отклонение отверстия **EI**, вала – **ei**. В таблицах стандартов верхнее и нижнее отклонения указаны в микрометрах (мкм), на чертежах – в миллиметрах (мм). Отклонения, равные нулю,

не указываются. На рис. 1.3 даны примеры простановки отклонений на чертежах деталей и соединения.

**Допуск** – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями (рис. 1.3). По ГОСТу 25346 - 89 введено понятие «**допуск системы**» – это стандартный допуск (любой из допусков), устанавливаемый данной системой допусков и посадок.

**Нулевая линия** – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз (рис. 1.3).

**Поле допуска** – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии (рис. 1.3).

Для упрощения допуски можно изображать графически в виде полей допусков (рис. 1.3, б). При этом ось изделия (на рис. 1.3, б не показана) всегда располагают под схемой.

## 1.4 Соединения и посадки

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называют **сопрягаемыми**. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют **сопрягаемыми**. Остальные поверхности называют **несопрягаемыми (свободными)**. 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. 1.4.

**Зазор S** – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. **Наибольший, наименьший и средний зазоры** определяют по формулам

$$S_{max} = D_{max} - d_{min}; \quad S_{min} = D_{min} - d_{max}; \quad S_m = (S_{max} + S_{min})/2.$$

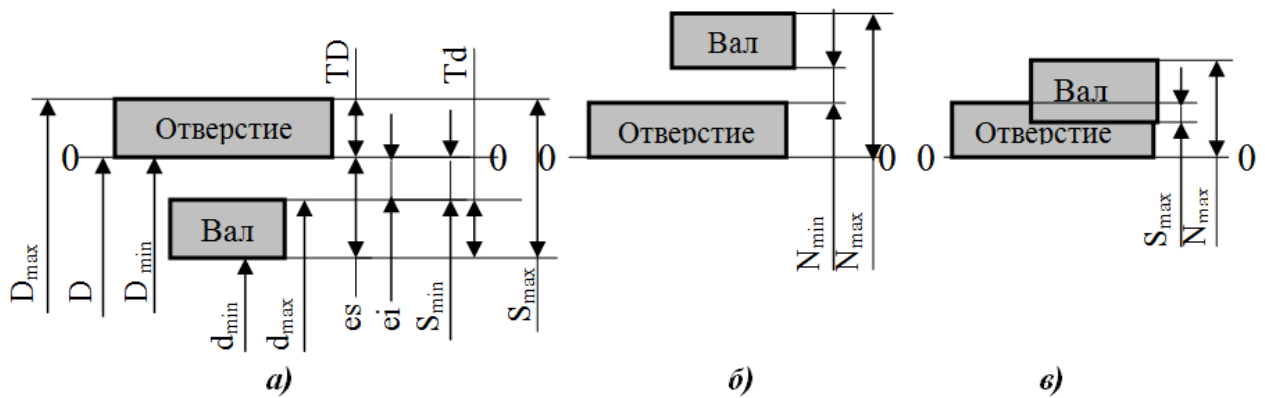


Рис. 1.4. Схемы полей допусков посадок:  
 а – с зазором; б – натягом; в – переходной

**Натяг**  $N$  – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Натяг обеспечивает взаимную неподвижность деталей после их сборки. **Наибольший, наименьший и средний натяги** определяют по формулам

$$N_{max} = d_{max} - D_{min}; \quad N_{min} = d_{min} - D_{max}; \quad N_m = (N_{max} + N_{min})/2.$$

**Посадка с зазором** – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала, рис. 1.5).

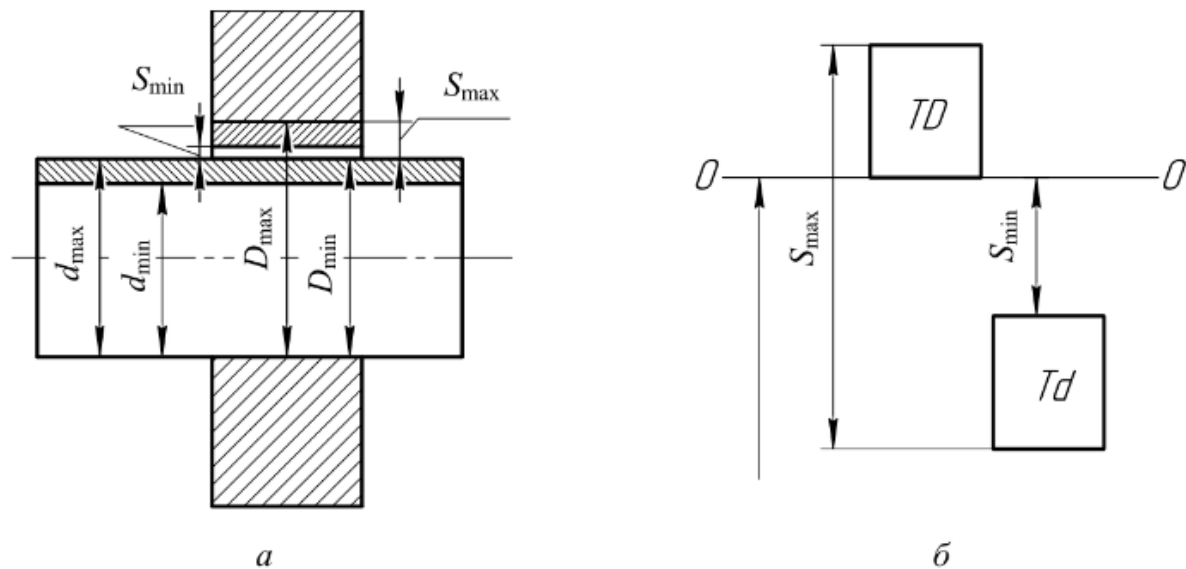


Рис. 1.5. Поля допусков посадки с зазором:  
 а – эскиз; б – схема расположения

**Посадка с натягом** – посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении (поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала, рис. 1.6).

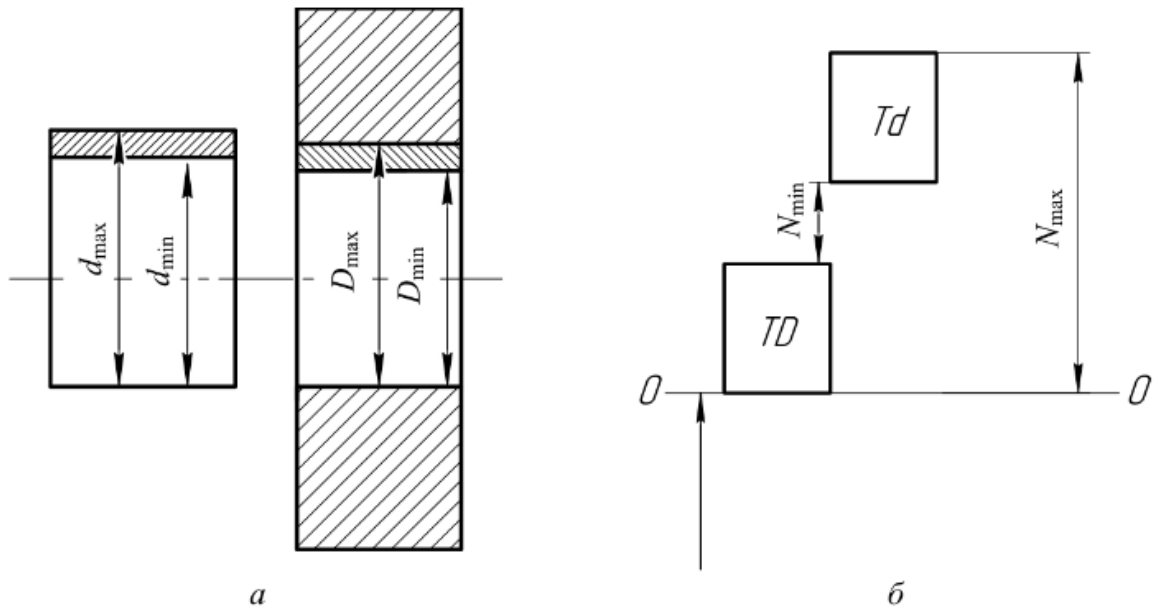


Рис. 1.6. Поля допусков посадки с натягом:  
а – эскиз; б – схема расположения

**Переходная посадка** – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью, рис. 1.7).

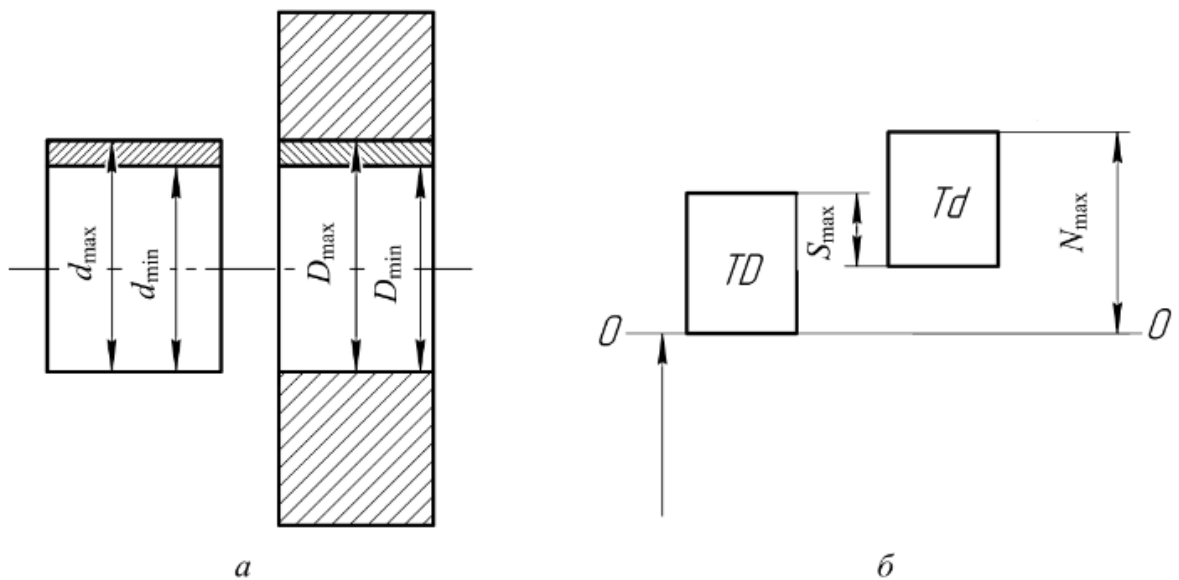


Рис. 1.7. Поля допусков переходной посадки:  
а – эскиз; б – схема расположения

**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, т. е.

$$TS (TN) = TD + Td.$$

### **Контрольные вопросы:**

1. Что понимают под «взаимозаменяемостью»?
2. Назовите виды взаимозаменяемости.
3. Какие преимущества дает применение взаимозаменяемости?
4. Укажите основные исторические события в развитии взаимозаменяемости.
5. Дайте определение понятия «посадка».
6. Какие виды посадок Вы знаете?
7. Дайте определения понятия «натяг».
8. Дайте определения понятия «зазор».
9. Дайте определения понятия «номинальный размер».
10. В чем различия допуска и поля допуска.



## 2 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ

### 2.1 Общие положения

Точность детали определяется точностью размеров, шероховатостью поверхностей, точностью формы поверхностей, точностью расположения и волнистостью поверхностей.

Для обеспечения точности размеров в России действует Единая система допусков и посадок (ЕСДП), которая создана на основе системы ИСО. В 1949 г. было решено в основу системы ИСО положить систему ИСА, опубликованную в бюллетене ISA25 (1940 г.) и отчете комитета ISA-3 об этой системе (декабрь 1935 г.). В настоящее время система ИСО принята большинством стран-членов ИСО.

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 и размера

$$T = a \cdot i, \quad (2.1)$$

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

$i$  – единица допуска.

Для нормирования требуемых уровней точности установлены качества изготовления деталей и изделий. Под *качеством* (по аналогии с франц. *qualité* – качество) понимают совокупность допусков, характеризующих постоянной относительной точностью (определяемой коэффициентом  $a$ ) для всех номинальных размеров данного диапазона (например, от 1 до 500 мм). Точность в пределах одного качества зависит только от номинального размера. В ЕСДП установлено 20 качеств: 01, 0, 1, 2, ..., 18. Качество определяет допуск на изготовление и, следовательно, методы и средства обработки и контроля деталей машин.

Для качеств 5 - 18 число единиц допуска  $a$  соответственно равно 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600, и 2500.

*Единица допуска* (мкм) для размеров до 500 мм

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D; \quad (2.2)$$

для размеров свыше 500 до 10000 мм

$$i = 0,004 \cdot D + 2,1, \quad (2.3)$$

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

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

**Основное отклонение** – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системе ЕСДП таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

Основное отклонение (положение поля допуска относительно нулевой линии), зависящее от нормального размера, обозначается буквой латинского алфавита – прописной для отверстий (от  $A$  до  $Z$ ) и строчной – для валов (от  $a$  до  $z$ ). На рис. 2.1 приведены основные отклонения отверстий и валов в системах ИСО и ЕСДП.

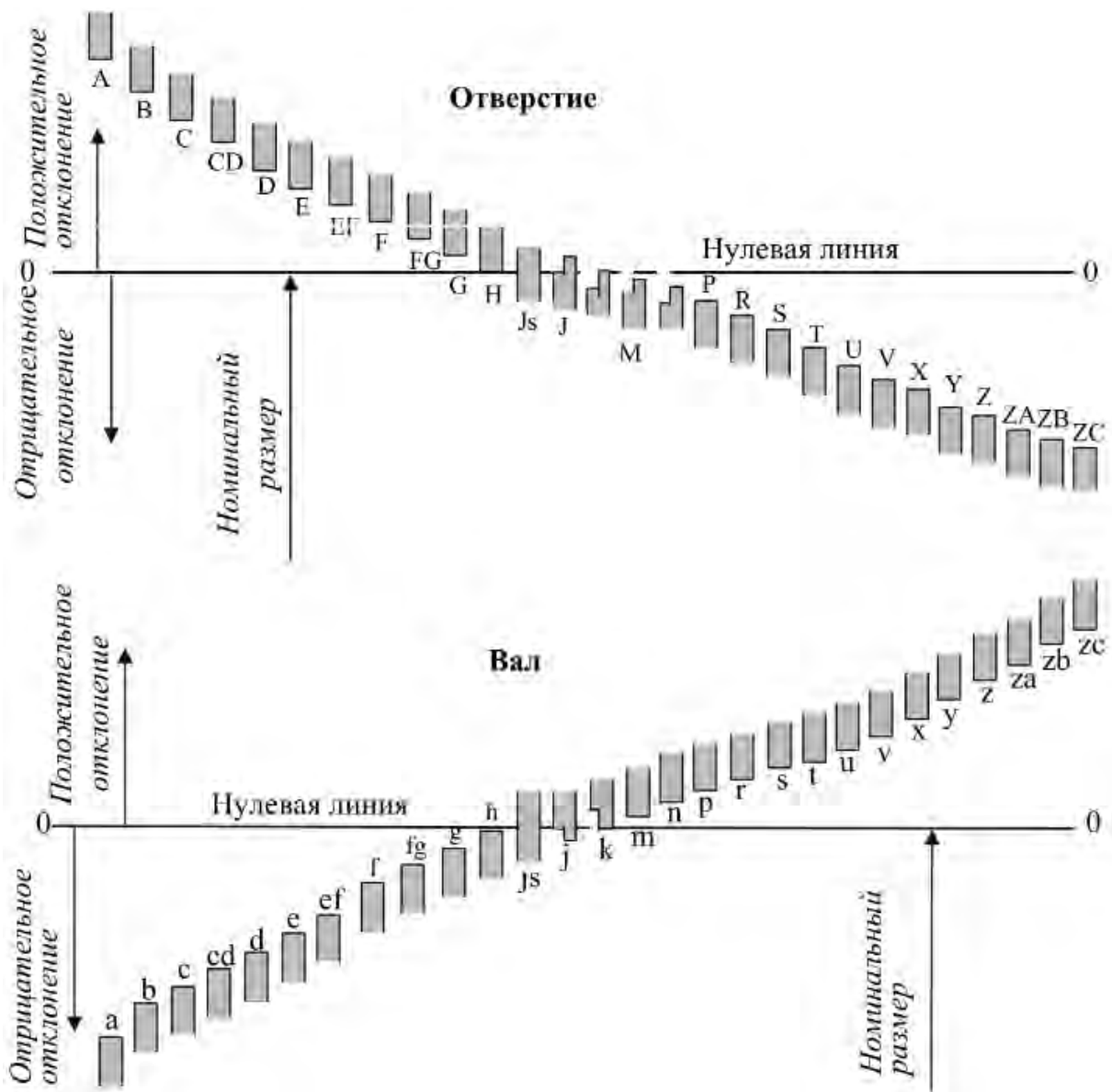


Рис. 2.1. Основные отклонения отверстий и валов

Отклонения  $a - h$  ( $A - H$ ) предназначены для образования посадок с зазором,  $js - zc$  ( $Js - ZC$ ) – для посадок с натягами и переходных, причем для переходных обычно применяют отклонения  $js, k, m, n$  ( $Js, K, M, N$ ). Поля допусков вала  $js$  и отверстия  $Js$  располагаются симметрично по обе стороны от нулевой линии. Для каждого буквенного обозначения абсолютная величина и знак основного отклонения вала определяются по эмпирическим формулам, приведенным в государственном стандарте.

Различают две равноценные системы образования посадок – систему отверстия и систему вала (рис. 2.2).

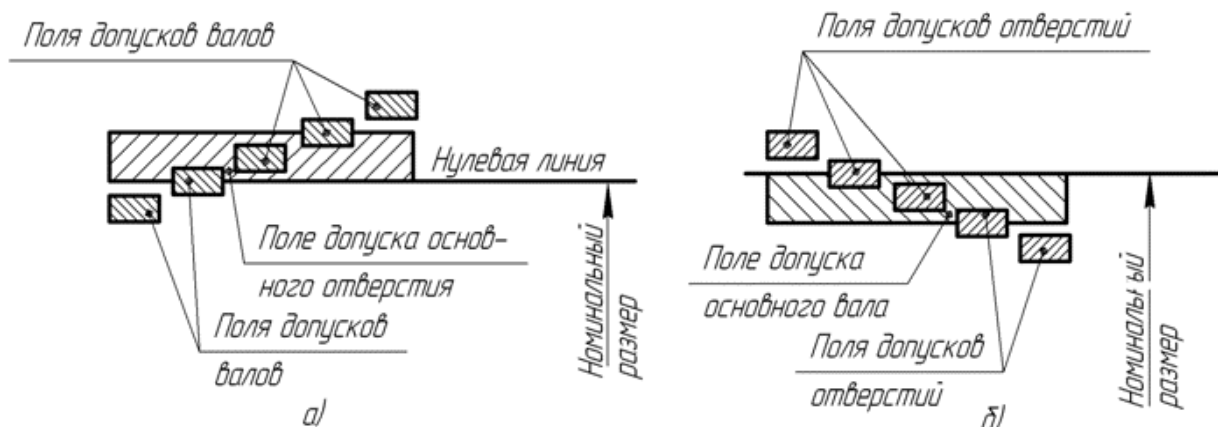


Рис. 2.2. Примеры посадок в системах:  
 а – отверстия; б – вала

**Посадки в системе отверстия** – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 2.3). У основного отверстия нижнее отклонение равно нулю, а основное обозначается **H**. На чертеже такие посадки обозначаются следующим образом:

$$\varnothing 50H9/d9; \varnothing 50H7/r6; \varnothing 50H7/k6.$$

**Посадки в системе вала** – это посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 2.4). У основного вала верхнее отклонение равно нулю, а основное обозначается **h**. На чертеже такие посадки обозначаются, например,

$$\varnothing 50 D9/h9; \varnothing 50 R7/h6; \varnothing 50 K7/h6.$$

Допускается применение **комбинированных посадок**, в которых отверстие и вал выполнены в разных системах. Например, у посадки  $\varnothing 50F8/f7$  отверстие выполнено в системе вала, а вал – в системе отверстия.

Для построения рядов допусков каждый из диапазонов размеров, в свою очередь, разделен на несколько **интервалов**. Для номинальных размеров от 1 до 500 мм установлено 13 интервалов: до 3, свыше 3 до 6, свыше 6 до 10 мм, ..., свыше 400 до 500 мм.

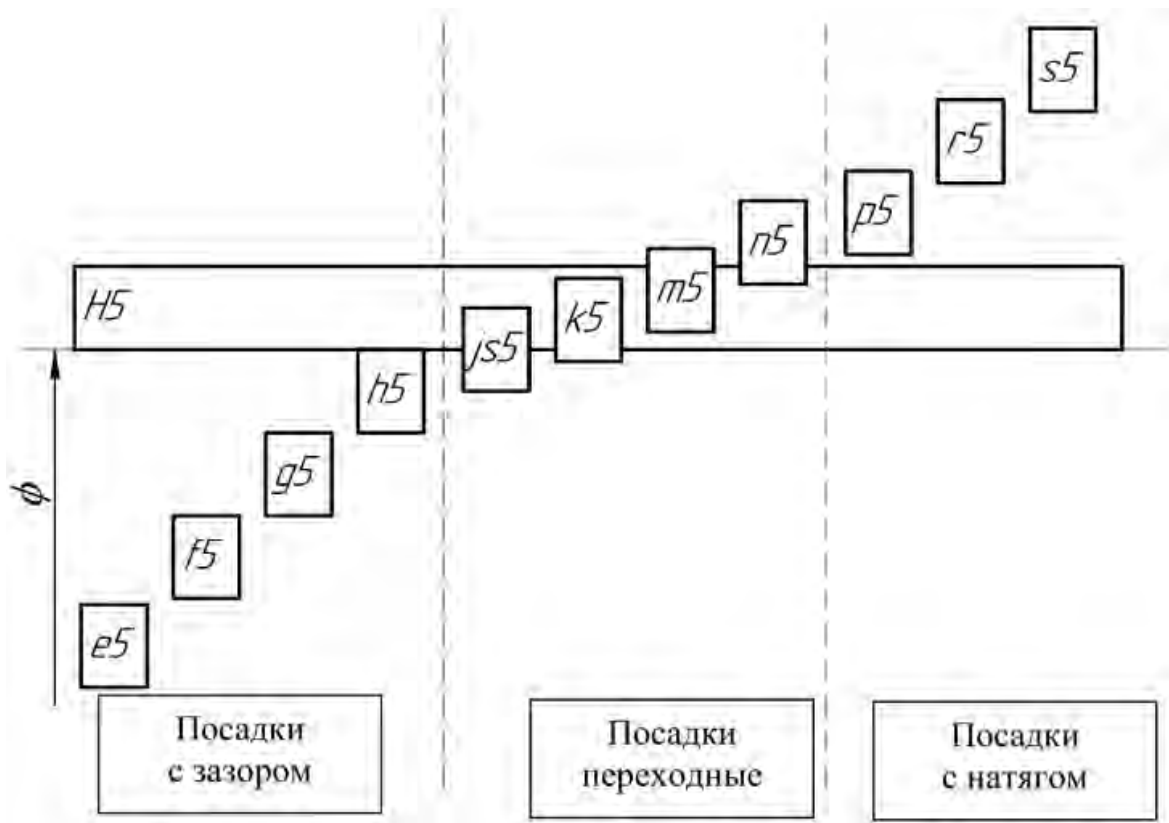


Рис. 2.3. Схемы расположения полей допусков посадок в системе отверстия

Для полей, образующих посадки с большими зазорами или натягами, введены дополнительные промежуточные интервалы, что уменьшает колебание зазоров и натягов и делает посадки более определенными. Для всех размеров, объединенных в один интервал, значения допусков приняты одинаковыми, поскольку назначать допуск для каждого номинального размера нецелесообразно, т. к. таблицы допусков в этом случае получились бы громоздкими, а сами допуски для смежных размеров отличались бы один от другого незначительно.

В формулы (2.2) и (2.3) для определения допусков и отклонений в системе ИСО и ЕСДП подставляют среднее геометрическое крайних размеров каждого интервала:

$$D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}} \quad (2.4)$$

Для интервала до 3 мм принимают  $D = \sqrt{3}$ .

Диаметры по интервалам распределены так, чтобы допуски, подсчитанные по крайним значениям в каждом интервале, отличались от допусков, подсчитанных по среднему значению диаметра в том же интервале, не более чем на 5 - 8 %.

Допуски и отклонения, устанавливаемые стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при *нормальной температуре*, которая во всех странах принята равной +20 °С (ГОСТ 9249 - 59). Такая температура принята как близкая к температуре рабочих помещений машиностроительных и приборостроительных заводов.

Сочетание любых основных отклонений с любым качеством ИСО дает свыше 1000 полей допусков для валов и отверстий. Поэтому внедрение системы ИСО происходит на базе отбора ограниченного числа полей допусков из этой системы. Рекомендация ИСО/Р 1829 - 1970 «Отбор полей допусков для общего применения» включает 45 полей допусков для валов и 43 – для отверстий. Из них выделено по 17 полей допусков для валов и отверстий для предпочтительного применения.

Полями допусков предпочтительного применения, выделенными по принципу унификации по ГОСТу 25347 - 82 (для размеров 1 - 500 мм) являются 16 полей валов (g6, h6, js6, k6, n6, p6, r6, s6, js7, h7, e7, h8, d9, h9, d11 и h11) и 10 полей отверстий (H7, Js7, K7, P7, N7, F8, H8, E9, H9 и H11).

Посадки, как правило, должны назначаться в системе отверстия или системе вала. Применение системы отверстия предпочтительнее. 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. При посадке подшипников качения в корпус в первую очередь рекомендуется назначать предпочтительные посадки.

При номинальных размерах от 1 до 500 мм рекомендуется назначать предпочтительные посадки в системе отверстия: H7/e8; H7/f7; H7/g6; H7/h6; H7/js6; H7/k6; H7/n6; H7/p6; H7/r6; H7/s6; H8/e8; H8/h7; H8/h8; H8/d9; H9/d9; H11/d11; H11/h1; в системе вала: F8/H6; H7/h6; Js7/h6; K7/h6; N7/h6; P7/h6; H8/h7; E9/h8; H8/h8; H11/h11.

Кроме указанных посадок допускается применение других посадок, образованных полями допусков валов и отверстий по ГОСТу 25347 - 82\*. При этом рекомендуется, чтобы посадка относилась к системе отверстия или системе вала и чтобы при неодинаковых допусках отверстия и вала больший допуск был у отверстия и допуски отверстия и вала отличались не более чем на два качества.

## **2.2 Обозначение полей допусков, предельных отклонений и посадок на чертежах**

Предельные отклонения линейных размеров указывают на чертежах условными (буквенными) обозначениями полей допусков или числовыми значениями предельных отклонений, а также буквенными обозначениями полей допусков с одновременным указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений (рис. 2.4).

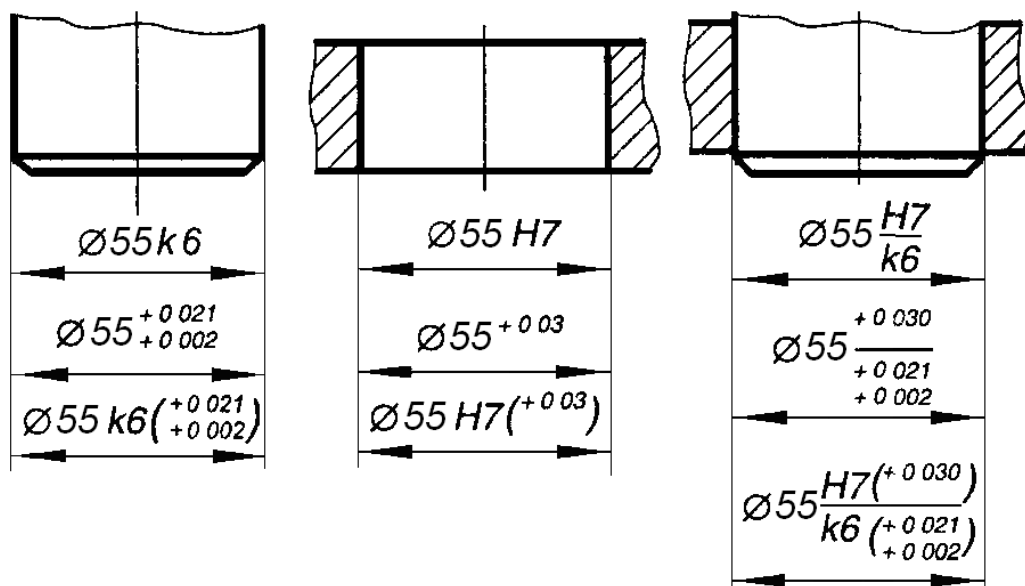


Рис. 2.4. Примеры обозначения полей допусков и посадок на чертежах

Посадки и предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в собранном виде, указывают дробью: в числителе – буквенное обозначение или числовые значения предельных отклонений отверстия либо буквенное обозначение с указанием справа в скобках их числовых значений, в знаменателе – аналогичное обозначение поля допуска вала.

## 2.2 Рекомендации по применению посадок

**Посадки с зазором.** Посадку H5/h4 назначают для пар с точным центрированием и направлением, в которых допускается 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 приме-

няют 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 больших 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 H7/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.

**Переходные посадки.** Переходные посадки H/js, H/k, H/m, H/n используют в неподвижных разъемных соединениях для центрирования сменных деталей или деталей, которые при необходимости могут передвигаться вдоль вала. Эти посадки характеризуются малыми зазорами и натягами, что, как правило, позволяет собирать детали при небольших усилиях (вручную или с помощью молотка). Для гарантии неподвижности одной детали относительно другой соединения дополнительно крепят шпонками, стопорными винтами и другими крепежными средствами.

Переходные посадки предусмотрены только в квалитетах 4 - 8. Точность вала в этих посадках должна быть на один квалитет выше точности отверстия.

В переходных посадках при сочетании наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия всегда получается наибольший натяг, при сочетании наибольшего предельного разме-

ра отверстия и наименьшего предельного размера вала – наибольший зазор.

**Посадки с натягом.** Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения дополнительно используют шпонки, штифты и другие средства крепления, как, например, при креплении маховика на коническом конце коленчатого вала двигателя. Относительная неподвижность деталей обеспечивается силами сцепления (трения), возникающими на контактирующих поверхностях вследствие их деформации, создаваемой натягом при сборке соединения.

Посадки H/p; P/h – легкопрессовые – характеризуются минимальным гарантированным натягом. Установлены в наиболее точных качествах (валы 4 - 6-го, отверстия 5 - 7-го качества). Применяются в таких случаях, когда крутящие моменты или осевые силы малы или случайное относительное смещение деталей несущественно для их служебной роли; для соединения тонкостенных деталей, не допускающих больших деформаций; для центрирования тяжело нагруженных или быстровращающихся крупногабаритных деталей (с дополнительным креплением).

Посадки H/r; H/s; H/t и R/h; S/h; T/h – прессовые средние – характеризуются умеренными гарантированными натягами, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. Установлены для относительно высоких точностей деталей (валы 5 - 7-го, отверстия 6 - 7-го качества). Сборка соединений возможна как под прессом, так и способом термической деформации.

Посадки H/u; H/x; H/z и U/h – прессовые тяжелые – характеризуются большими гарантированными натягами. Предназначены для соединений, на которые воздействуют тяжелые, в том числе и динамические нагрузки. Применяются, как правило, без дополнительного крепления соединяемых деталей. Сборка обычно осуществляется методом термической деформации. Для посадок с большими натягами предусмотрены относительно широкие допуски деталей (7 - 9-го качества).

### **Контрольные вопросы:**

1. В каких соединениях рекомендуется применять посадки с зазором?
2. В каких соединениях рекомендуется применять посадки с натягом?
3. В каких соединениях рекомендуется применять переходные посадки?
4. Примеры обозначения полей допусков и посадок на чертежах?
5. Посадки в системе отверстия?
6. Посадки в системе вала?
7. Дайте определение понятия «единица допуска».
8. Дайте определение понятия «качество».
9. Что такое «нормальная температура»?
10. Дайте определение понятия «Основное отклонение».



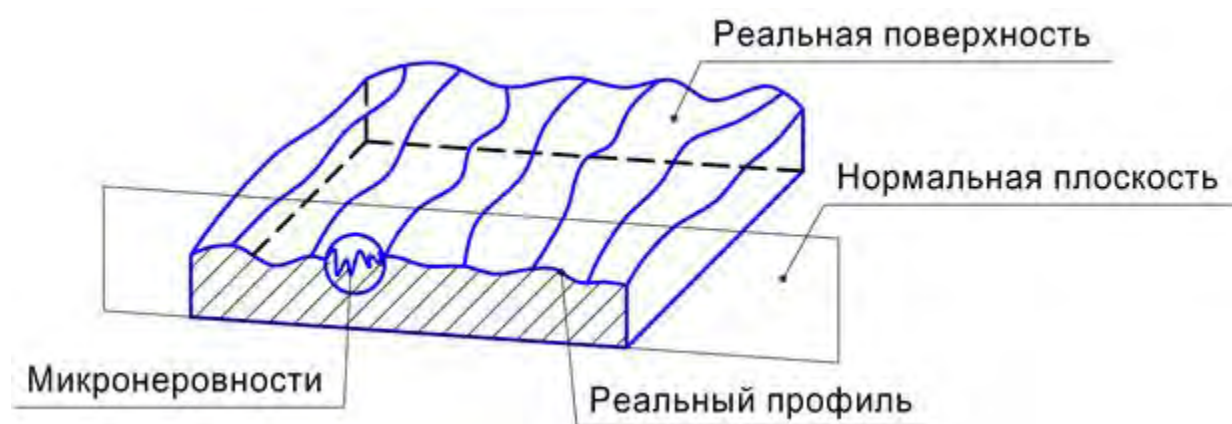
## 3 ШЕРОХОВАТОСТЬ И ВОЛНИСТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

### 3.1 Основные положения

**Шероховатостью поверхности** согласно ГОСТу 25142 - 82 называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины.

**Базовая длина  $l$**  – 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.



#### 3.1. Профиль реальной поверхности и его форма

Шероховатость поверхности оказывает существенное влияние на эксплуатационные свойства поверхностного слоя, следовательно, детали в целом. К показателям, характеризующим эксплуатационные свойства поверхностного слоя, относятся: действительное напряжение на поверхности двух взаимодействующих тел и, как следствие, контактная жесткость; прочность деталей из-за концентрации напряжений в отдельных рисках на поверхности; характер процесса трения между сопрягаемыми поверхностями в паре трения; изменение посадки в процессе сборки (с натягом) или при эксплуатации (с зазором); антикоррозионная стойкость поверхностей; плотность и герметичность соединений; адгезионная способность к гальваническим и лакокрасочным покрытиям; декоративные свойства; удобство содержания поверхностей в чистоте и т. п.

Числовые значения шероховатости поверхности определяют от единой базы, за которую принята **средняя линия профиля  $t$** , т. е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой

линии минимально. Систему отсчета шероховатости от средней линии профиля называют *системой средней линии*.

Если для определения шероховатости выбран участок поверхности длиной  $l$ , другие неровности (например, волнистость), имеющие шаг больше  $l$ , не учитывают.

**Длина оценки  $L$**  – длина, на которой оценивают шероховатость. Она может содержать одну или несколько базовых длин  $l$ . Числовые значения базовой длины выбирают из ряда: 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мм.

**Параметры шероховатости.** Согласно ГОСТу 2789 - 73\* шероховатость поверхности изделий независимо от материала и способа изготовления можно оценивать следующими параметрами (рис. 3.2.):

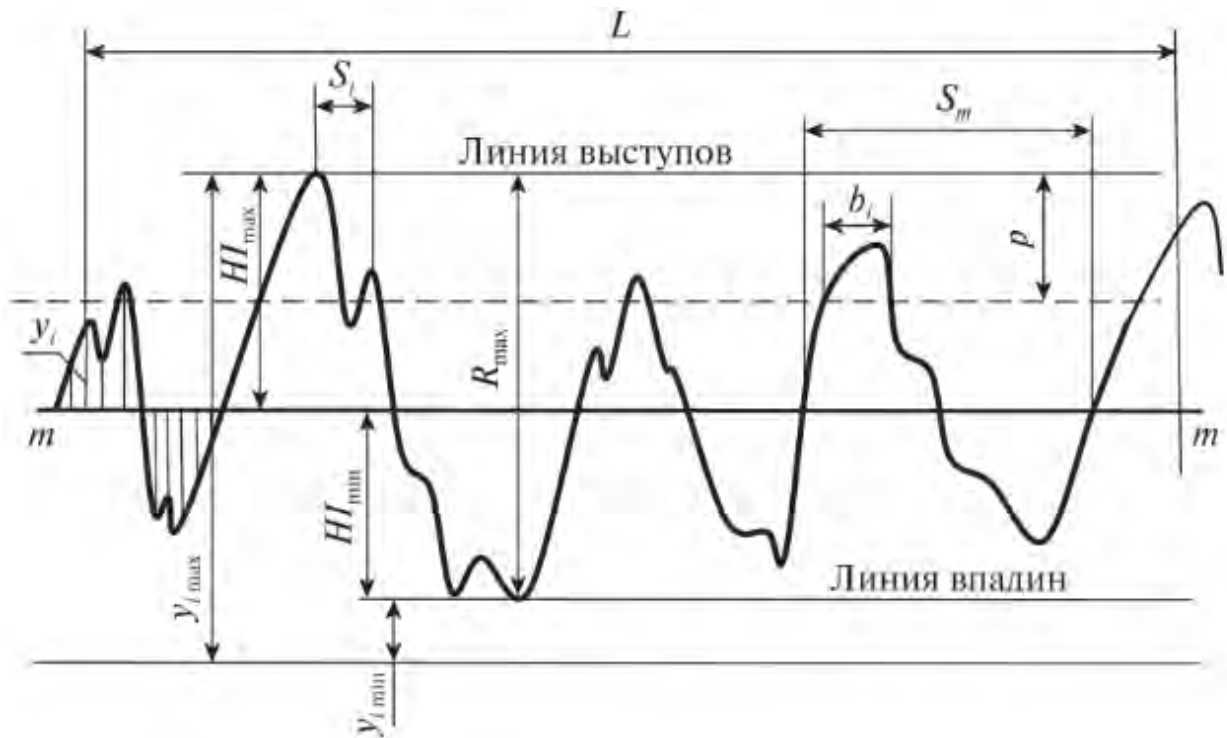


Рис. 3.2. Профилограмма шероховатости поверхности

**1. Среднее арифметическое отклонение профиля  $Ra$**  – среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n y_i, \quad (3.1)$$

где  $l$  – базовая длина;  $n$  – число выбранных точек профиля на базовой длине;  $y$  – расстояние между любой точкой профиля и средней линией (*отклонение профиля*).

**2. Высота неровностей профиля по десяти точкам  $Rz$**  – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left( \sum_{i=1}^5 |HI_{\max}| + \left| \sum_{i=1}^5 HI_{\min} \right| \right), \quad (3.2)$$

где  $HI_{\max}$ ,  $HI_{\min}$  определяются относительно средней линии.

**3. Наибольшая высота неровностей профиля  $R_{\max}$**  – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

**4. Средний шаг неровностей профиля  $S_m$**  – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (3.3)$$

где  $S_{mi}$  – шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, заключенного между точками пересечения смежных выступов и впадин профиля со средней линией.

**5. Средний шаг неровностей профиля по вершинам  $S$**  – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_i, \quad (3.4)$$

где  $S_i$  – шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, заключенного между проекциями на нее наивысших точек двух соседних местных выступов профиля.

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

$$t_p = \eta_p / l, \quad (3.5)$$

где  $\eta_p$  – опорная длина профиля – сумма длин отрезков  $b_i$ , отсекаемых на заданном уровне  $p$  в материале профиля линией, эквидистантной средней линии  $m$  в пределах базовой длины (рис. 3.2):

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (3.6)$$

Опорную длину профиля определяют на уровне сечения профиля  $p$ , т. е. на заданном расстоянии между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль эквидистантно линии выступов профиля, и строят

кривую изменения опорной длины профиля (рис. 3.3). Значение уровня сечения профиля  $p$  отсчитывают по линии выступов и выбирают из ряда: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 % от  $R_{max}$ .

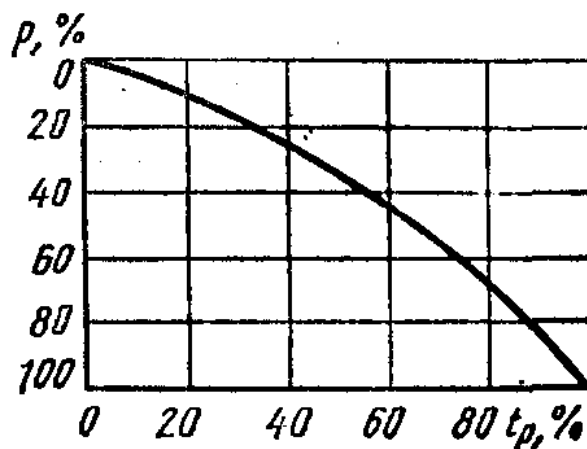


Рис. 3.3. Кривая относительной опорной длины профиля

Числовые значения параметров шероховатости  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$ ,  $S_m$ ,  $S$  и  $t_p$  приведены в ГОСТе 2789 - 73\*.

### 3.2 Обозначение шероховатости на чертежах

ГОСТ 2.309 - 73\* устанавливает обозначения шероховатости поверхностей и правила нанесения их на чертежах изделий.

На рис. 3.4 приведена структура обозначения шероховатости. При обозначении шероховатости только по параметру применяют знак без полки.



Рис. 3.4 Структура обозначения шероховатости поверхности

В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рисунке 3.5.

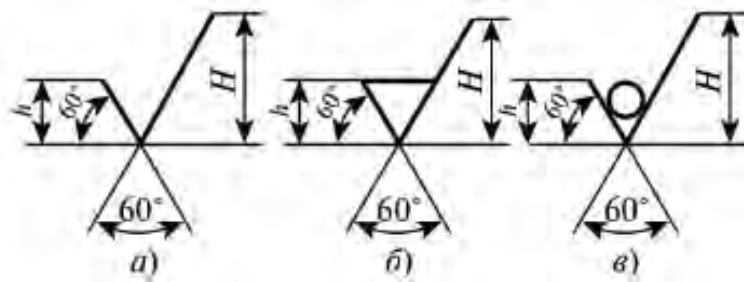


Рис. 3.5. Знаки обозначения шероховатости

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

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак, указанный на рисунке 3.5, *a*.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак, указанный на рисунке 3.5, *б*.

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак, указанный на рисунке 3.5, *в*, с указанием значения параметра шероховатости.

Примеры обозначения шероховатости на чертежах приведены на рис. 3.6 и 3.7.

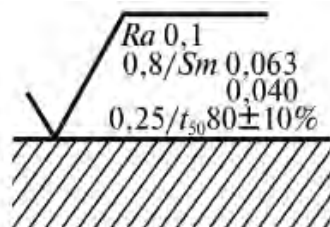


Рис. 3.6. Примеры обозначения параметра шероховатости

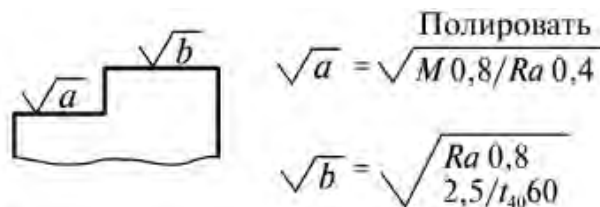


Рис. 3.7. Пример упрощенного обозначения шероховатости поверхности

Допускается применять упрощенное обозначение шероховатости поверхностей с разъяснением его в технических требованиях чертежа по примеру, указанному на рисунке 3.7.

При необходимости дополнительно к параметрам шероховатости поверхности устанавливаются требования по направлению неровностей поверхности (рис. 3.8), а также по способу или последовательности способов получения (обработки) поверхности. При этом способ обработки указывают только в случаях, когда он является единственно приемлемым для получения требуемого качества поверхности.

Направление неровностей	Схематическое изображение неровностей	Условное обозначение
Параллельное		=
Перпендикулярное		⊥
Перекрещивающееся		×
Произвольное		<i>M</i>
Кругообразное		<i>C</i>
Радиальное		<i>R</i>
Точечное		<i>P</i>

Рис. 3.8. Направления неровностей поверхности по ГОСТу 2789 - 73

При указании двух и более параметров шероховатости поверхности значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке: высота неровностей профиля, шаг неровностей профиля, относительная опорная длина профиля (рис. 3.6).

### 3.3 Волнистость поверхности

Под **волнистостью** поверхности понимают совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояния между смежными возвышенностями или впадинами превышают базовую длину  $l$ . Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности (рис. 3.9).

Условно границу между различными порядками отклонений поверхности можно установить по значению отношения шага  $S_w$  к высоте неровностей  $W_z$ .

При  $(S_w/W_z) < 40$  отклонения относят к шероховатости поверхности, при  $1000 \geq (S_w/W_z) \geq 40$  – к волнистости, при  $(S_w/W_z) > 1000$  – к отклонениям формы.

**Высота волнистости  $W_z$**  – среднее арифметическое из пяти ее значений, определенных на длине участка измерения  $L_w$ , равного не менее пяти действительным наибольшим шагам волнистости:

$$W_z = \frac{1}{5} \cdot (W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5), \quad (3.7)$$

**Наибольшая высота волнистости  $W_{max}$**  – расстояние между наивысшей и наименьшей точками измеренного профиля в пределах длины  $L_w$ , измеренное на одной полной волне.

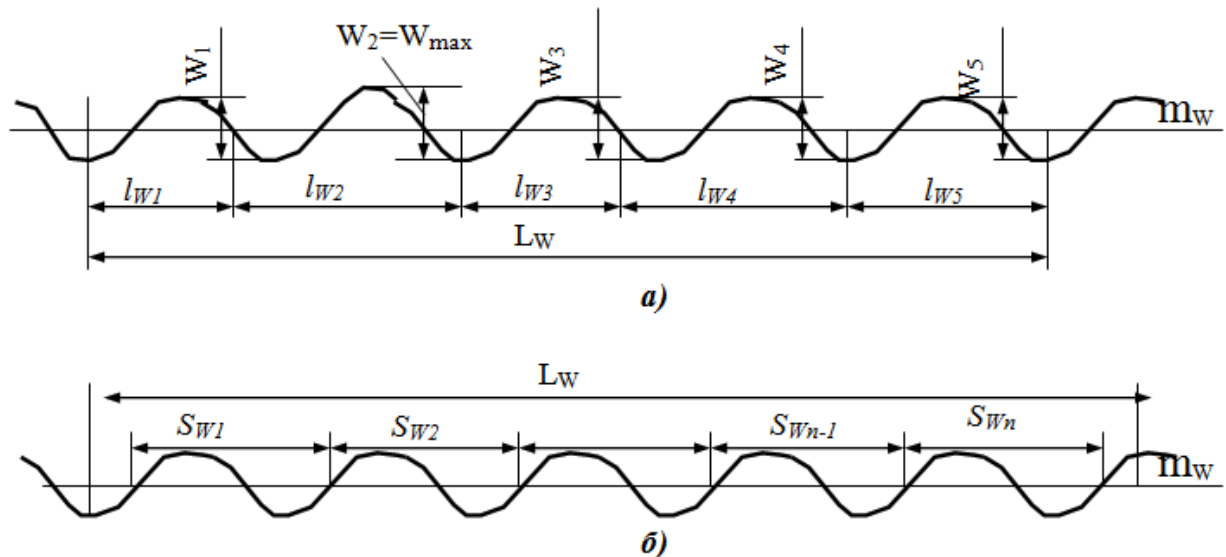


Рис. 3.9. Схема для определения высоты (а) и шага (б) волнистости

Числовые предельные значения волнистости  $W_z$  необходимо выбирать из ряда (мкм): 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200.

**Средний шаг волнистости  $S_w$**  – среднее арифметическое значение расстояний  $S_{wi}$  между одноименными сторонами соседних волн, измеренных по средней линии  $m_w$  профиля.

$$S_w = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{wi}, \quad (3.8)$$

### 3.4 Влияние волнистости и шероховатости на надежность и долговечность машин

Волнистость и шероховатость оказывают значительное влияние на технический ресурс подвижных и надежность неподвижных соединений.

В подвижных соединениях из-за волнистости и шероховатости фактическая площадь контакта в 3...5 раз меньше номинальной, что приводит к увеличению удельного давления в точках контакта и разрыву масляного слоя. Удельное давление при этих условиях достигает такого значения, при котором упругие деформации неровностей могут переходить в пластические, что сглаживает неровности. Кроме того, при разрыве масляного слоя и больших удельных давлениях происходит схватывание отдельных неровностей и вырывание частиц металла. Эти процессы сопровождаются значительным повышением температуры, что в соединениях типа коленчатый вал - вкладыши приводит к выплавлению антифрикционного слоя. Если же такого аварийного разрушения сопрягаемых поверхностей не происходит, то все равно наблюдаются ускоренный износ поверхностей и значительное увеличение зазора. Этот процесс продолжается до тех пор, пока высота неровностей не достигнет определенного стабильного значения. Такую шероховатость называют оптимальной. Она характеризуется определенными высотой, шагом и формой неровностей.

Важно отметить, что если неровности поверхности первоначально будут меньше оптимальной шероховатости, то через определенный промежуток времени, равный периоду приработки, высота неровностей будет также близка к оптимальной. Чем больше первоначальная шероховатость отличается от оптимальной, тем больший износ будет иметь поверхность в период приработки и тем значительнее сократится технический ресурс соединения.

Шероховатость поверхности влияет также на усталостную прочность деталей, так как неровности являются концентраторами напряжений. Поэтому детали, работающие в условиях циклических, а тем более знакопеременных нагрузок, не должны иметь грубо обработанных поверхностей с большими неровностями.

Впадины неровностей являются резервуарами, в которых скапливаются вода и другие жидкости, поэтому поверхности с большими неровностями более подвержены коррозии.

В местах уплотнений, где требуется герметичность, большая высота неровностей также вредна.

Хотя, как правило, чем меньше допуск на обработку, тем меньше получается высота неровностей, прямой зависимости между значением допуска и высотой неровностей нет.

Иногда при большом допуске на обработку назначают шероховатость с минимальной высотой неровностей для придания декоративного



вида поверхности или с целью лучшей защиты ее от коррозии. В других случаях при минимальных допусках на обработку добиваются шероховатости со сравнительно большими неровностями, что позволяет лучше удерживать смазку (например, поверхности поршней, направляющих станков, различных салазок).

Шероховатость поверхности – фактор управляемый, так как зависит от режимов резания, режущего инструмента, охлаждающей жидкости и, наконец, от вида обработки.

При изготовлении и восстановлении деталей подвижных соединений в большинстве случаев следует добиваться шероховатости, близкой к оптимальной.

В неподвижных соединениях шероховатость поверхностей деталей значительно влияет на их надежность. При запрессовке происходит частичное сглаживание неровностей, при этом изменяется натяг, и в собранном соединении он будет меньше расчетного. Это приводит к уменьшению прочности соединения. С уменьшением высоты неровностей это влияние будет меньшим.

Из сказанного следует, что обоснованное назначение шероховатости поверхности с определенными параметрами – важный фактор повышения надежности и долговечности соединений и машины в целом.

Параметры шероховатости связаны с допуском размера и формы поверхности, но однозначной зависимости между ними нет.

Преимущественное использование для нормирования высоты неровностей параметра  $Ra$  объясняется тем, что он более представительнее, чем  $Rz$  и  $R_{max}$ , отражает отклонения профиля и наиболее удобен при измерении профилометрами.

### **Контрольные вопросы:**

1. Перечислите причины возникновения шероховатости поверхностей.
2. Какие влияния оказывает шероховатость на эксплуатационные свойства деталей? Приведите примеры.
3. Дайте определение понятия «шероховатость поверхности».
4. Перечислите все параметры шероховатости поверхности.
5. Какие параметры шероховатости являются основными?
6. Как условно обозначается шероховатость поверхностей на чертежах?
7. В каких случаях в условном обозначении шероховатости поверхности ставится способ обработки?
8. В каких единицах указывается в условном обозначении относительная опорная длина профиля?
9. Как определяется параметр  $Ra$ ?
10. Дайте определение понятия «волнистость поверхности».

## 4 ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ И ВОССТА- НОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

### 4.1 Виды погрешностей и причины возникновения

Надежность и долговечность машин в первую очередь зависят в значительной мере от точности обработки деталей при их изготовлении и восстановлении. Совершенствование машин, усложнение их конструкций, увеличение рабочих скоростей предъявляют более высокие требования к качеству деталей, в том числе и к точности обработки.

Проектируя машину, конструктор назначает определенные форму и размеры каждой детали. Однако на практике детали, обработанные на станках, будут иметь отклонения от заданных размеров и формы. В связи с этим различают заданную, или номинальную поверхность, определенную чертежом, и действительную, или реальную, полученную в результате обработки.

**Точность обработки** – это степень соответствия действительных геометрических размеров параметрам, заданным чертежом.

**Погрешность обработки** – степень несоответствия или отклонения действительных параметров от заданных.

Можно сказать, что погрешность – величина, обратная точности.

Отклонения геометрических параметров принято классифицировать укрупненно: **отклонения размера; отклонения расположения поверхности; отклонения формы; волнистость; шероховатость.**

Факторов, влияющих на точность обработки, очень много, поэтому они сгруппированы.

**1. Неточности станка.** Погрешность обработки может быть вызвана биением шпинделя, непрямолинейностью направляющих станины, суппорта, рабочего стола, несовпадением центров передней и задней бабок, зазорами в сопряжениях.

**2. Неточности приспособления.** Неточности поверхностей корпуса приспособления, размещаемого на станке, неточности элементов, определяющих положение инструмента.

**3. Неточности режущего инструмента.** Наиболее существенны неточности мерного инструмента (сверла, зенкеры, развертки, метчики, протяжки) и профильного инструмента (фасонные резцы и шлифовальные круги, фрезы), т.к. они прямо и непосредственно влияют на размер и форму обрабатываемой поверхности.

Для всех режущих инструментов наиболее существенны погрешности, возникающие в результате износа режущей части, т.е. размерный износ инструмента.

**4. Неточности детали.** Деталь, поступающая на какую-либо операцию, имеет погрешности обработки, возникшие при выполнении предше-

ствующих операций. При восстановлении деталей к этим погрешностям прибавляются искажения размеров и формы, вызванные износом и деформацией в процессе эксплуатации.

**5. Деформации станка, приспособления, инструмента.** Упругие деформации, возникают под действием сил резания в станке, приспособлении, инструменте.

**6. Деформация детали.** Особенно важно учитывать деформации при обработке нежестких деталей: длинных валов, тонкостенных цилиндров, колец. В этих случаях погрешности обработки возникают в результате действия сил зажатия детали при ее закреплении и сил резания в процессе обработки.

**7. Температурные деформации.** В процессе механической обработки температура отдельных частей станка, приспособления, инструмента, детали изменяется неодинаково. Кроме того, материалы имеют различный коэффициент линейного расширения. В результате первоначальное взаимное положение поверхностей нарушается, что является причиной возникновения погрешностей обработки.

**8. Неточность установки инструмента на размер.** Непосредственно на значение размера влияет неточность первоначальной установки режущего инструмента, а также неточность его установки при замене.

**9. Неточности измерения размера.** Неточности изготовления измерительного инструмента или прибора, а также неточности, допускаемые при измерениях, всегда являются одним из источников погрешностей обработки.

Все эти причины вызывают отклонения параметров детали, заданных чертежом. При обработке партии деталей каждая из причин, вызывающих неточности, изменяет свое воздействие при переходе от одной детали к другой неодинаково.

В результате возникновения погрешностей при обработке действительные размеры деталей одной партии различаются между собой, т.е. происходит рассеяние размеров.

**Рассеяние размеров** – результат воздействия большого числа факторов, не поддающихся регулированию. Поэтому при изготовлении или восстановлении крупных партий одинаковых деталей точность изготовления можно оценить, используя положения теории вероятностей и математической статистики – законы распределения случайных величин (рис. 4.1).

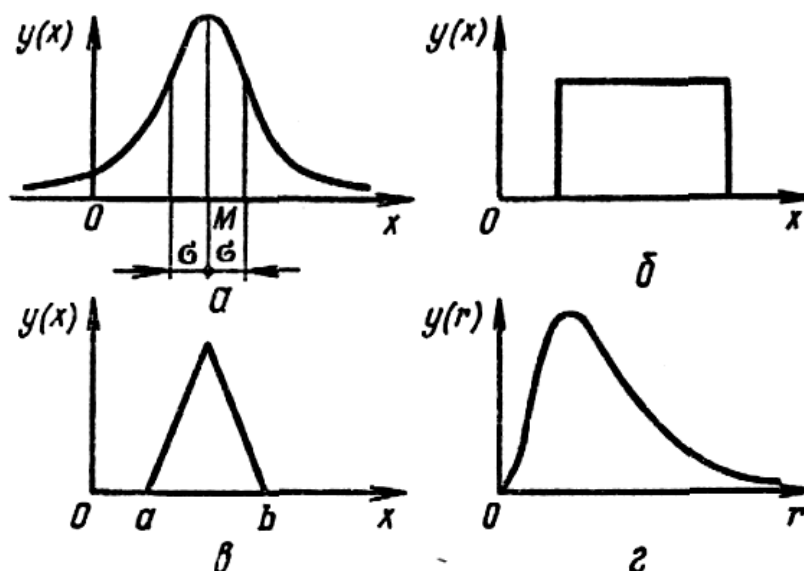


Рис. 4.1. Законы распределения случайных величин:  
 $a$  – закон нормального распределения;  $б$  – закон равной вероятности;  
 $в$  – закон равнобедренного треугольника;  $г$  – закон эксцентриситета

Погрешности могут быть систематическими, случайными и грубыми.

**Систематические погрешности** постоянны по значению и знаку или закономерно изменяются при переходе от одной детали к другой. Источниками систематических погрешностей могут служить, например, непрямолинейность направляющих станка, неточность мерного инструмента, неточности изготовления или настройки измерительного инструмента. Значение и знак систематической погрешности можно заранее предусмотреть и учесть в тех случаях, когда ее невозможно устранить.

**Случайные погрешности** непостоянны по значению и знаку. Предусмотреть заранее их значение и знак в каждом конкретном случае невозможно, так как они не подчиняются какой-либо видимой закономерности. Источниками случайных погрешностей в основном являются упругие деформации системы «Станок – Приспособление – Инструмент – Деталь», неоднородность механических свойств материалов, размер припуска. Оценить их можно, только используя методы теории вероятностей.

**Грубые погрешности** возникают при допущенных грубых ошибках в отсчете делений на лимбе, попадании стружки при установке детали и при ее измерении. При обработке результатов измерений грубые погрешности исключаются.

Избежать погрешностей обработки нельзя, поэтому при изготовлении и восстановлении деталей отклонения геометрических параметров от заданных ограничивают допуском, обеспечивая большую или меньшую точность обработки.

## 4.2 Точность формы и расположения

Допуски формы и расположения поверхностей деталей машин и приборов, термины, определения, относящиеся к основным видам отклонений, стандартизованы ГОСТом 24642 - 81\*.

В основу нормирования и систему отсчета отклонений формы и расположения поверхностей положен принцип прилегающих поверхностей и профилей, элементов, деталей, сборочных единиц (узлов). Все отклонения и допуски подразделяются на три группы: формы; расположения; суммарные – формы и расположения.

### 4.2.1 Общие термины и определения

**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 могут 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. 2.15, а).

**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. 2.15, б и в).

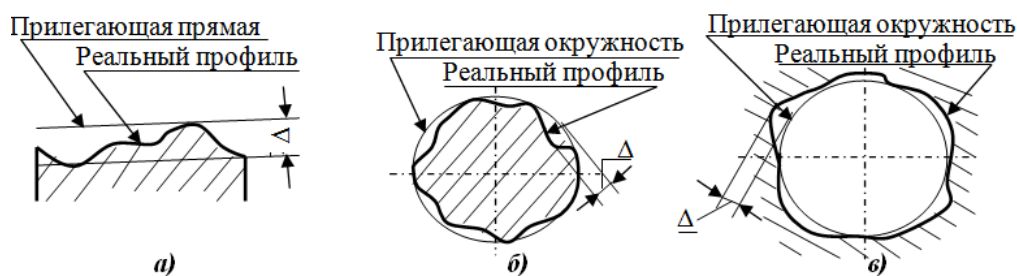


Рис. 4.2. Прилегающие прямая (а) и окружности (б, в)

**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. 4.3).



Рис. 4.3. Прилегающий профиль продольного сечения

**Общая ось** – это прямая, относительно которой наибольшее отклонение осей нескольких рассматриваемых поверхностей вращения в пределах длины этих поверхностей, имеет минимальное значение (рис. 4.3, а). Для двух поверхностей общей осью является прямая, проходящая через оси рассматриваемых поверхностей в их средних сечениях (рис. 4.3, б).

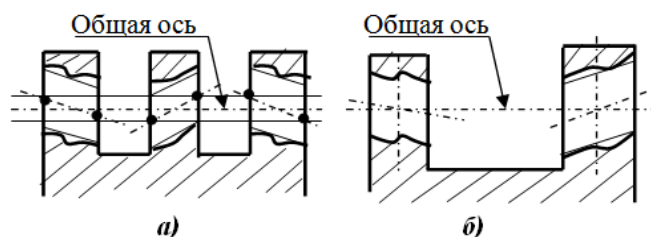


Рис. 4.4. Общая ось

**Общая плоскость симметрии** – это плоскость, относительно которой наибольшее отклонение плоскостей симметрии нескольких рассматриваемых элементов в пределах длины этих элементов имеет минимальное значение (рис. 4.5).

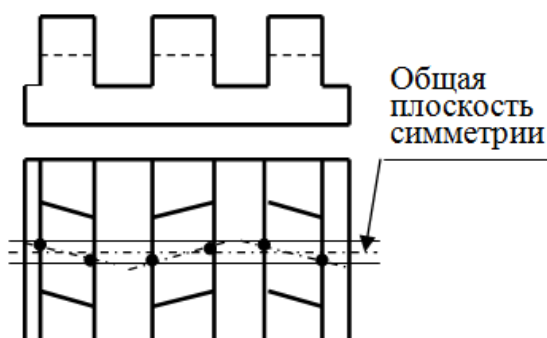


Рис. 4.5. Общая плоскость симметрии

**Выступающее поле допуска расположения** – поле допуска или часть его, ограничивающие отклонение расположения элемента за пределами протяженности этого элемента (наружный участок выступает за пределы длины элемента) (рис. 4.6).

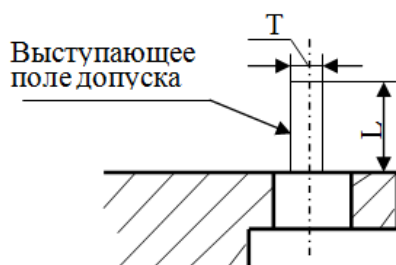


Рис. 4.6. Выступающее поле допуска

Приняты следующие буквенные обозначения:  $\Delta$  – отклонение формы или отклонение расположения поверхностей;  $T$  – допуск формы или допуск расположения;  $L$  – длина нормируемого участка.

#### 4.2.2 Отклонения и допуски формы

К отклонениям формы относятся отклонения прямолинейности, плоскостности, круглости, профиля продольного сечения и цилиндричности.

**Отклонения формы плоских поверхностей.** *Отклонение от плоскостности* определяют как наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка (рис. 4.8, а). Частными видами отклонений от плоскостности являются *вы-*

пуклость (рис. 4.8, б) и вогнутость (рис. 4.8, в). Отклонение от прямолинейности (рис. 4.8, а) определяют как большее расстояние  $\Delta$  от точек реального профиля до прилегающей прямой.

Классификация отклонений и допусков формы и расположения приведена на рисунке 4.7.

Группа допусков	Вид допуска	Знак	Группа допусков	Вид допуска	Знак
Допуски формы	Прямолинейности	—	Суммарные допуски формы и расположения	Радиального биения	↗
	Плоскостности	▭		Торцового биения	
	Круглости	○		Биения в заданном направлении	
	Профиля продольного сечения	≡		Полного радиального биения	↗↘
	Цилиндричности	∅		Полного торцового биения	
Допуски расположения	Параллельности	//		Формы заданного профиля	⤿
	Перпендикулярности	⊥		Формы заданной поверхности	⤿
	Наклона	∠			
	Соосности	◎			
	Симметричности	≡			
	Позиционный	⊕			
	Пересечения осей	⊗			

Рис. 4.7. Допуски формы и расположения и их условные знаки

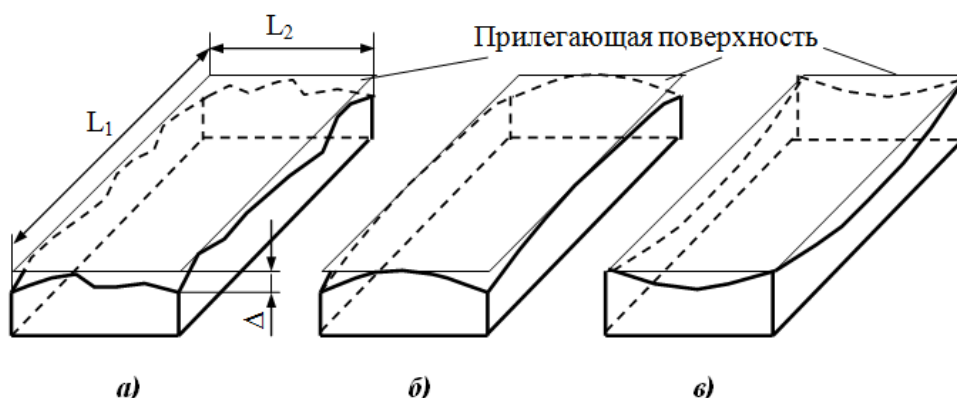


Рис. 4.8. Отклонение формы плоских поверхностей

**Отклонения формы цилиндрических поверхностей.** *Отклонение от круглости* – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 4.9, б и в). Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка (рис. 4.9, а и б). Огранка может быть с четным и нечетным числом граней. Огранка с нечетным числом граней характеризуется равенством размера  $d$  (рис. 4.9, б).

*Отклонение от цилиндричности* – наибольшее расстояние  $\Delta$  от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка  $L$  (рис. 4.9, в).



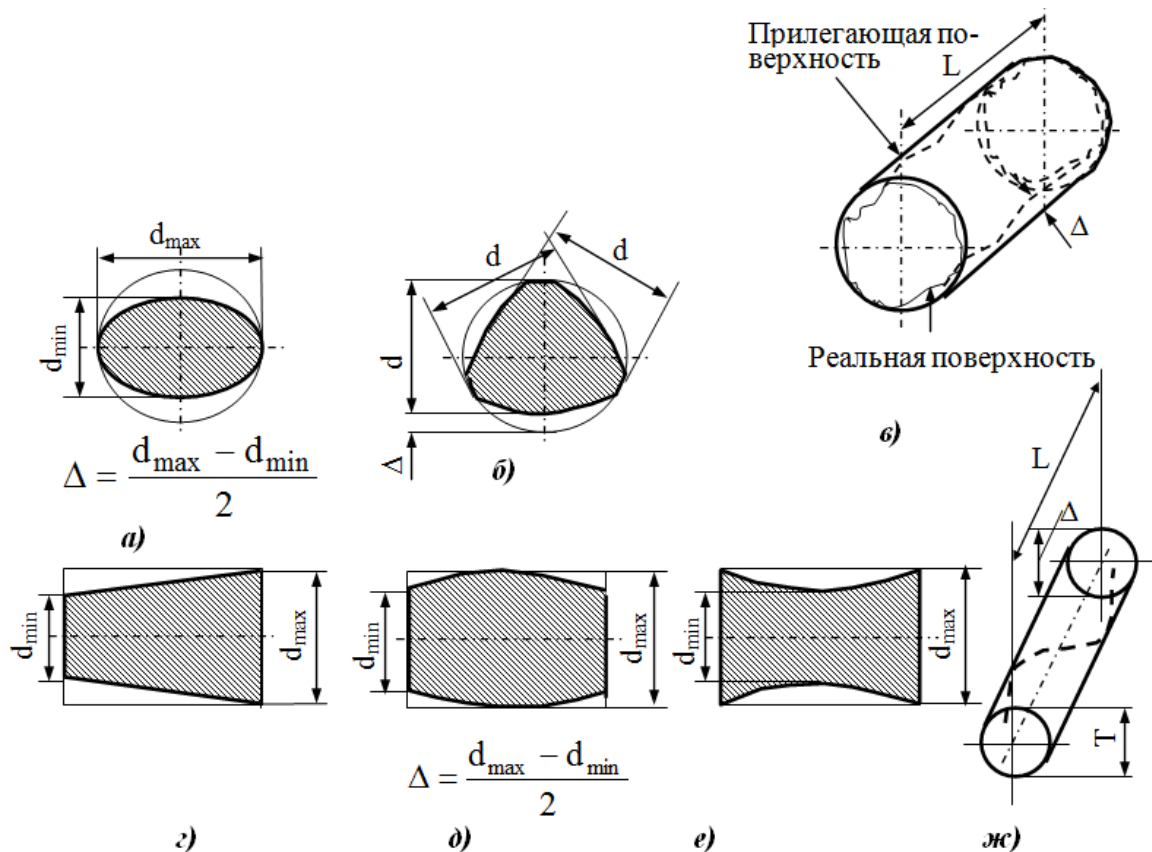


Рис. 4.9. Отклонение формы цилиндрических поверхностей

*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. 4.3). Отклонение профиля продольного сечения характеризует отклонения от прямолинейности и параллельности образующих.

Частными видами отклонения профиля продольного сечения являются конусообразность (рис. 4.9, г), бочкообразность (рис. 4.9, д) и седлообразность (рис. 4.9, е).

*Отклонение  $\Delta$  от прямолинейности оси* (или линии) в пространстве и поле допуска прямолинейности оси  $T$  показаны на рис. 4.9, ж.

### 4.2.3 Отклонения и допуски расположения

*Отклонением расположения поверхности или профиля* называют отклонение реального расположения поверхности (профиля) от его номинального расположения. Количественно отклонения расположения оценивают в соответствии с определениями, приведенными ниже. *При оценке отклонений расположения отклонения формы рассматриваемых поверх-*

ностей (профилей) и базовых элементов (обобщенный термин, под которым понимают поверхность, линию или точку) должны быть исключены из рассмотрения. При этом реальные поверхности (профили) заменяют прилегающими, а за оси, плоскости симметрии и центры реальных поверхностей (профилей) принимают оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Отклонение от параллельности плоскостей (рис. 4.10, а) – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями в пределах нормируемого участка.

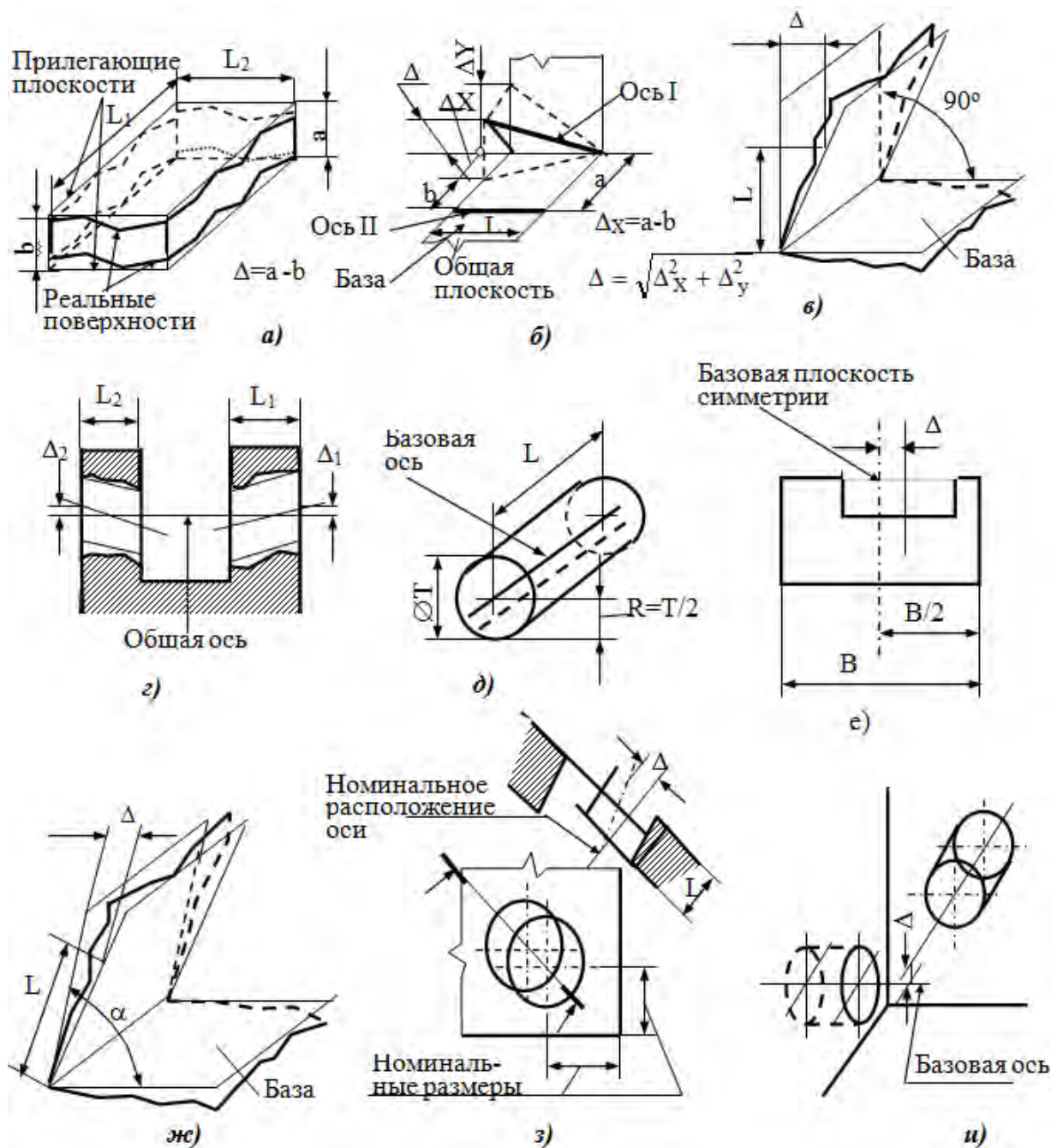


Рис. 4.10. Отклонения расположения

*Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве* – геометрическая сумма отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей, т. е. плоскостью, проходящей через одну (базовую) ось и точку другой оси (рис. 4.10, б).

*Отклонение от перпендикулярности плоскостей* показано на рис. 4.10, в.

*Отклонение от соосности относительно общей оси* – это наибольшее расстояние ( $\Delta_1, \Delta_2 \dots$ ) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка (рис. 4.10, г). Допуск соосности в диаметральном выражении равен удвоенному наибольшему допускаемому значению отклонения от соосности, а в радиусном выражении – наибольшему допускаемому значению этого отклонения. Поле допуска соосности – область в пространстве, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску соосности в диаметральном выражении  $T$  или удвоенному допуску соосности в радиусном выражении  $R$ , а ось совпадает с базовой осью (рис. 4.10, д). Двоякая количественная оценка соосности (в диаметральном и радиусном выражении) принята по рекомендации ИСО также для симметричности и пересечения осей. Ранее эти отклонения определяли только в радиусной мере.

*Отклонение от симметричности относительно базовой плоскости* – наибольшее расстояние  $\Delta$  между плоскостью симметрии рассматриваемой поверхности и базовой плоскостью симметрии в пределах нормируемого участка (рис. 4.10, е). Допуск симметричности проставляется в диаметральном выражении  $T$  или в радиусном выражении  $T/2$ .

*Отклонение наклона* – отклонение угла между прилегающей плоскостью (или осью поверхности вращения) и базовой от номинального угла  $\alpha$ , выраженное в линейных единицах  $\Delta$  на длине нормируемого участка  $L$  (рис. 4.10, ж).

*Позиционное отклонение* – наибольшее отклонение  $\Delta$  реального расположения элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) от его номинального расположения в пределах нормируемого участка (рис. 4.10, з).

*Отклонение от пересечения осей*, которые номинально должны пересекаться, определяют как наименьшее расстояние  $\Delta$  между рассматриваемой и базовой осями (рис. 4.10, и). Допуск пересечения проставляется в диаметральном выражении  $T$  или в радиусном выражении  $T/2$ .

#### **4.2.4 Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей**

Суммарным отклонением формы и расположения называется отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонения формы и отклонения расположения рассматриваемого элемента (поверхности или профиля) относительно заданных баз. Количественно суммарные отклонения оцениваются по точкам реальной нормируемой поверхности относительно прилегающих базовых элементов или их осей.

Радиальное биение поверхности вращения относительно базовой оси является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси. Оно равно разности наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении, перпендикулярном этой оси ( $\Delta$  на рис. 4.11, а).

Торцовое биение – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Определяется на заданном диаметре  $d$  или любом (в том числе и наибольшем) диаметре торцевой поверхности (рис. 4.11, б).

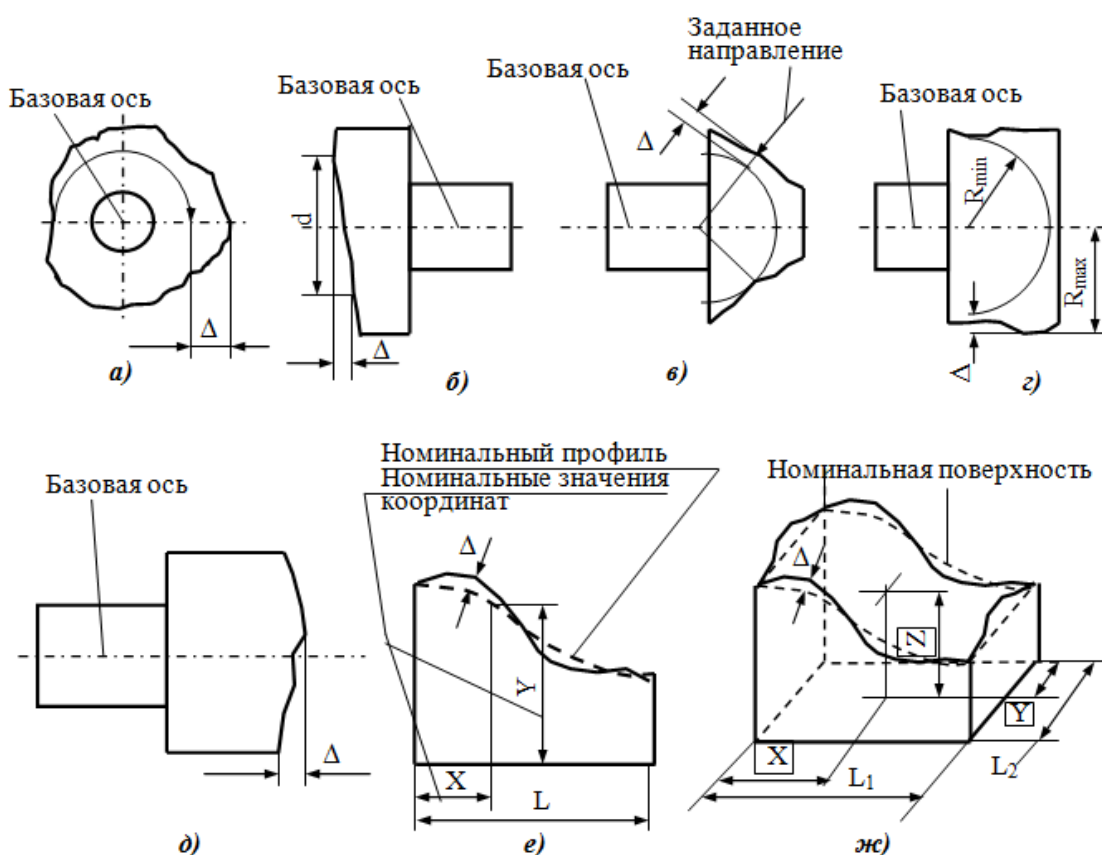


Рис. 4.11. Суммарные отклонения формы и расположения

Биение в заданном направлении – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпа-

дает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса (рис. 4.11, в).

*Полное радиальное биение* – разность  $\Delta$  наибольшего  $R_{max}$  и наименьшего  $R_{min}$  расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка  $L$  до базовой оси (рис. 4.11, з).

*Полное торцовое биение* – разность  $\Delta$  наибольшего и наименьшего расстояния от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 4.11, д).

*Отклонение формы заданного профиля* – наибольшее отклонение  $\Delta$  точек реального профиля, определяемое по нормали к нормируемому профилю в пределах нормируемого участка  $L$  (рис. 4.11, е).

*Отклонение формы заданной поверхности* – наибольшее отклонение  $\Delta$  точек реальной поверхности от номинальной поверхности, определяемое по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемых участка  $L_1, L_2$  (рис. 4.11, ж).

#### 4.2.5 Зависимый и независимый допуск формы и расположения

Допуски расположения или формы, устанавливаемые для валов или отверстий, могут быть зависимыми и независимыми.

*Зависимым* называется допуск формы или расположения, минимальное значение которого указывается в чертежах или технических требованиях и которое допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера детали от проходного предела (наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия):

$$T_{зав} = T_{min} + T_{дон}, \quad (4.1)$$

где  $T_{min}$  – минимальная часть допуска, связанная при расчете с допустимым зазором;

$T_{дон}$  – дополнительная часть допуска, зависящая от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.

Зависимые допуски расположения устанавливаются для деталей, которые сопрягаются с контрдеталью одновременно по двум и более поверхностям и для которых требования взаимозаменяемости сводятся к обеспечению собираемости, т. е. возможности соединения деталей по всем сопрягаемым поверхностям. Зависимые допуски связаны с зазорами между сопрягаемыми поверхностями, и предельные отклонения их должны быть в соответствии с наименьшим предельным размером охватывающей поверхности (отверстий) и наибольшим предельным размером охватываемой поверхности (валов). Зависимые допуски обычно контролируют комплексными калибрами, являющимися прототипами сопрягаемых деталей. Эти

калибры всегда проходные, что гарантирует беспригоночную сборку изделий.

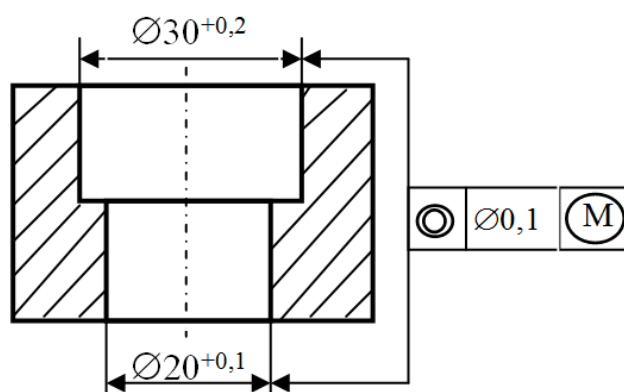


Рис. 4.12. Зависимый допуск соосности отверстий

*Независимым* называют допуск расположения (формы), числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и не зависит от поверхностей. Например, когда необходимо выдержать соосность посадочных гнезд под подшипники качения, ограничить колебание межосевых расстояний в корпусах редукторов и т. п., следует контролировать собственно расположение осей поверхностей.

#### 4.2.6 Обозначение на чертежах допусков формы и расположения

*Вид допуска формы и расположения* согласно ГОСТу 2.308 - 2011 следует обозначать на чертеже знаками (графическими символами), приведенными на рисунке 4.7. Знак и числовое значение допуска вписывают в рамку, указывая на первом месте знак, на втором – числовое значение допуска в миллиметрах, на третьем (при необходимости) – буквенное значение базы (баз) или поверхности, с которой связан допуск расположения.

На рис. 4.13 приведены некоторые правила простановки допусков формы и расположения на чертежах: *a* – допуск и база А относятся к поверхности, а не к оси (стрелку располагают на некотором расстоянии от конца размерной линии); *b* – допуск и база Б относятся к боковой поверхности резьбы; *v* – допуск и база В относятся к оси или плоскости симметрии (конец соединительной линии должен совпадать с продолжением размерной линии этого элемента); *г* – допуск и база Г относятся к оси резьбы; *д* – допуск и база Д относятся к общей оси; *e* – допуск относится ко всей поверхности (длине элемента) и на нормируемом участке, который может занимать любое положение на поверхности; *жс* – выступающее поле допуска (контур выступающей части нормируемого элемента указывают сплошной тонкой линией).

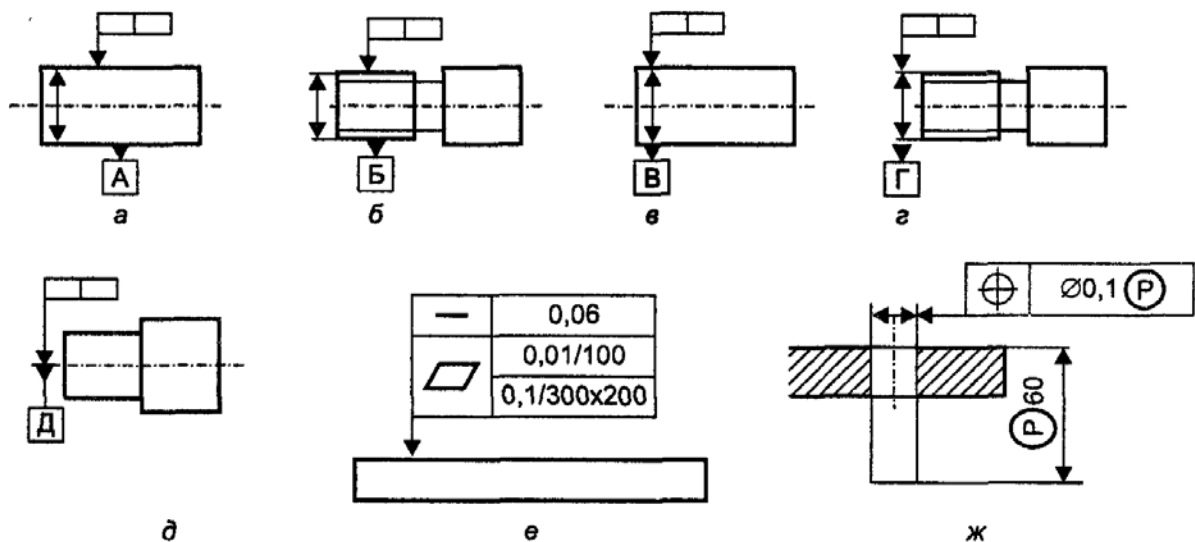


Рис. 4.13. Правила простановки допусков формы и расположения

Кроме нанесения отклонений формы и расположения на чертеже иногда применяют текстовые записи в случаях, когда условные обозначения слишком затемняют чертеж или не раскрывают полностью технических требований к изготовлению детали. В текстовой части дается краткое наименование заданного отклонения и буквенное обозначение или наименование параметра (например, поверхности), для которого задаются отклонение и его числовая величина. Если допускаемое отклонение относится к расположению поверхностей, то показываются еще и базы, относительно которых задано отклонение. Примеры обозначений допусков формы и расположения приведены на рисунках 4.14 и 4.15.

#### 2.4.7. Неуказанные допуски формы и расположения

Непосредственно в чертеже указывают, как правило, наиболее ответственные допуски формы и расположения поверхностей. Примеры обозначений допусков формы и расположения приведены на рисунках 4.14 и 4.15.

Все показатели точности формы и расположения, могут быть подразделены на три группы (табл. 4.1).

Вид допуска	Условное обозначение	Указание в чертеже текстовой записью
Допуск плоскостности		Допуск плоскостности поверхности не более 0,06 мм
Допуск прямолинейности		Допуск прямолинейности поверхности не более 0,25 мм на всей длине и не более 0,1 мм на длине 300 мм
Допуск цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения		Допуск цилиндричности поверхности А не более 0,1 мм, круглости не более 0,004 мм, профиля продольного сечения не более 0,004 мм
Допуск параллельности		Допуск параллельности общей оси отверстий относительно поверхности А не более 0,01 мм
Допуск перпендикулярности и плоскостности		Суммарный допуск перпендикулярности и плоскостности поверхности Б относительно поверхности А 0,2 мм
Допуск соосности		Допуск соосности поверхностей А и Б $\varnothing 0,2$ мм (допуск зависимый в диаметральном выражении)
Допуск симметричности (в диаметральном выражении)		Допуск симметричности поверхностей Б относительно оси отверстия Т 0,04 мм
Допуск наклопа		Допуск наклопа поверхности Б относительно поверхности А 0,1 мм
Допуск пересечения осей (в радиусном выражении)		Допуск пересечения осей отверстий Т/2 0,06 мм

Рис. 4.14. Примеры обозначения допусков формы и расположения на чертежах



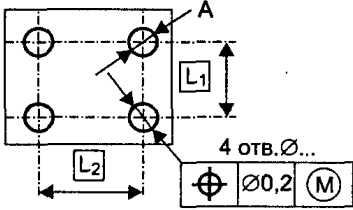
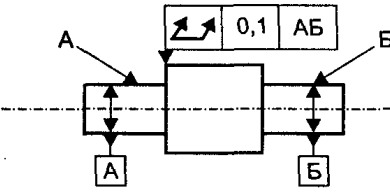
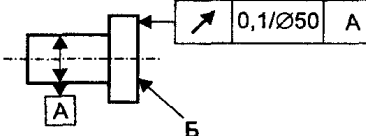
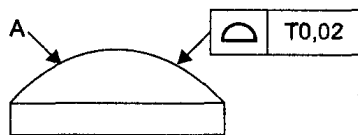
Вид допуска	Условное обозначение	Указание в чертеже текстовой записью
Позиционный допуск (в диаметральном выражении)		Позиционный допуск осей отверстий А $\varnothing$ 0,2 мм (допуск зависимый)
Допуск полного радиального биения		Допуск полного радиального биения поверхности В относительно общей оси поверхностей А и В 0,1 мм
Допуск торцового биения		Допуск торцового биения поверхности В относительно оси поверхности А 0,1 мм на диаметре 50 мм
Допуск формы заданной поверхности		Допуск формы заданной поверхности А Т 0,02

Рис. 4.15. Примеры обозначения допусков формы и расположения на чертежах

Таблица 4.1 – Классификация неуказанных допусков формы

Характеристика точности формы и расположения	Способ нормирования неуказанных допусков
Плоскостность Прямолинейность Цилиндричность Круглость Профиль продольного сечения Параллельность	Допускаются любые отклонения в пределах поля допуска размера рассматриваемой поверхности или размера между рассматриваемой поверхностью и базой. Правило действует независимо от ссылок на стандарт
Перпендикулярность Соосность Симметричность Пересечение осей Радиальное биение Торцовое биение	Установлены числовые значения неуказанных допусков, выбор которых производится по определяющему допуску размера. Неуказанные допуски должны соблюдаться при наличии ссылок на стандарт
Наклон Позиционный допуск Полное радиальное биение Полное торцовое биение Форма заданного профиля Форма заданной поверхности	Неуказанные допуски не установлены. Данные характеристики косвенно ограничиваются другими видами указанных или неуказанных допусков размеров, формы и расположения. При необходимости прямого нормирования их допуски всегда указываются в чертежах

К первой группе относятся те показатели, отклонения которых допускаются в пределах поля допуска размера рассматриваемого элемента или размера между рассматриваемыми элементами. Это правило основывается на стандартном определении поля допуска размера и поэтому не должно специально оговариваться в чертежах. Его соблюдение не требует обязательного измерения данного отклонения формы или расположения. Необходимо лишь, чтобы контроль соблюдения поля допуска размера производился с учетом возможных отклонений формы и расположения.

Для определения допусков формы и расположения, относящихся ко второй группе, в ГОСТе 25069 - 81 приведены правила их определения и таблицы допусков.

Для их нахождения по приведенным таблицам необходимо определить базы, номинальный размер и определяющий допуск размера.

### **Правила определения баз**

1. Если деталь имеет более двух элементов, для которых установлены одноименные неуказанные допуски расположения или биения, то эти допуски следует относить к одной и той же базе.

2. Если деталь имеет элементы, для которых установлены одноименные указанные и неуказанные допуски расположения или биения, то неуказанные допуски следует относить к той же базе, что и указанные.

3. При определении неуказанного допуска *перпендикулярности* за базу принимается поверхность (или ее ось), имеющая больший размер в рассматриваемых перпендикулярных направлениях, а при одинаковых размерах – поверхность, имеющая меньшую шероховатость.

4. При определении неуказанного допуска *соосности, пересечения осей, радиального или торцового биения* за базу принимается ось поверхности, имеющей большую длину, при одинаковых длинах – ось поверхности с допуском диаметра по более точному качеству, а при одинаковых длинах и качествах – ось поверхности с большим диаметром.

5. При определении неуказанного допуска *симметричности* за базу принимается плоскость (ось) симметрии элемента, имеющего большую длину в плоскости, параллельной плоскости симметрии, при одинаковых длинах – элемента с допуском размера по более точному качеству в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии, а при одинаковых длинах и качествах – элемента с большим размером в направлении, перпендикулярном плоскости симметрии.

### **Правила определения номинального размера**

Под номинальным размером понимается: при определении неуказанных допусков *перпендикулярности* – номинальная длина рассматриваемого элемента; *соосности, пересечения осей, радиального биения и симметричности* – больший из номинальных размеров рассматриваемого или базового элемента; *торцового биения* – номинальный диаметр рассматриваемой торцевой поверхности.

## Правила определения определяющего допуска размера

Под определяющим допуском размера понимается:

1. При определении неуказанного допуска *перпендикулярности* или *торцового биения* – допуск размера, координирующего расположение рассматриваемого элемента в направлении, параллельном базовому элементу. Если имеется несколько таких размеров различной точности, то выбор неуказанного допуска перпендикулярности или торцового биения производится по более точному качеству.

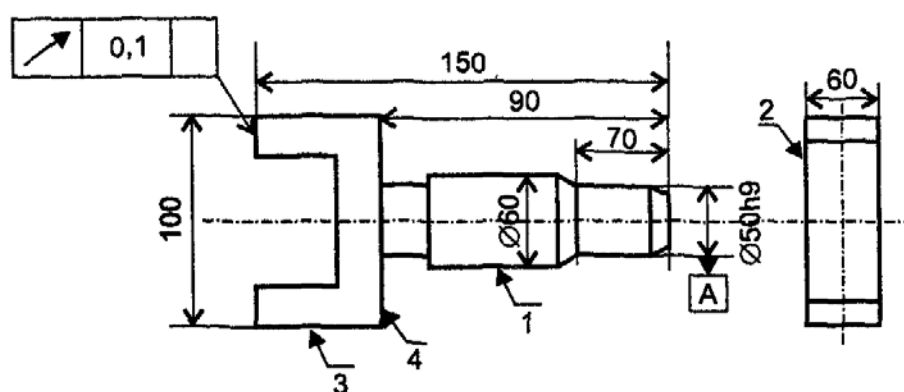
2. При определении неуказанного допуска *соосности*, *симметричности*, *пересечения осей* или *радиального биения* – допуск диаметра рассматриваемого или базового элемента по более грубому качеству.

**Пример.** Определить неуказанные допуски соосности поверхности 1, перпендикулярности поверхностей 2 и 3 и биения поверхности 4 по чертежу, приведенному на рис. 4.16.

1. Соосность поверхности 1 относительно базовой. За базу принимаем ось поверхности А. Номинальный размер –  $\varnothing 60$  как больший из номинальных размеров рассматриваемого и базового элемента. Определяющий допуск размера – IT14 как допуск диаметра рассматриваемого или базового элемента по более грубому качеству. Неуказанный допуск соосности – 0,40 мм.

2. Перпендикулярность поверхностей 2 и 3. За базу принимаем поверхность 2 как поверхность, имеющую больший размер. Номинальный размер – 60 как номинальная длина рассматриваемого элемента. Определяющий допуск – IT14 как допуск размера 100, координирующего расположение рассматриваемого элемента в направлении, параллельном базовому элементу. Неуказанный допуск перпендикулярности – 0,25 мм.

3. Торцовое биение поверхности 4 относительно базовой. За базу принимаем ось поверхности А. Номинальный размер – 100 как номинальный размер рассматриваемой торцовой поверхности. Определяющий допуск размера – IT14 как допуск размера 90, координирующего расположение рассматриваемого элемента в направлении, параллельном базовому элементу. Неуказанный допуск торцового биения – 0,12 мм.



Неуказанные предельные отклонения – H14; h14;  $\pm t_2/2$

Рис. 4.16. Эскиз детали для определения неуказанных допусков расположения

К третьей группе (табл. 4.1) относятся показатели, которые нормируются лишь при необходимости и только с помощью указанных в чертеже допусков. При неуказанных допусках эти показатели косвенно ограничиваются допусками других параметров. Например, при неуказанных позиционных допусках точность расположения осей определяется предельными отклонениями межосевых расстояний.

***Контрольные вопросы:***

1. Перечислите частные виды отклонений профиля продольного сечения.
2. Перечислите основные виды отклонений расположений поверхностей.
3. Назовите отклонения формы цилиндрических поверхностей.
4. Какие отклонения геометрических параметров могут возникать при изготовлении деталей?
5. Какой принцип используется при определении погрешности формы или нормирования отклонений формы?
6. Что такое «номинальная поверхность»?
7. Дайте определение точности.
8. Что понимают под «погрешностью изготовления»?
9. Какие погрешности могут возникать при изготовлении?
10. Назовите виды погрешностей.

## 5 СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

### 5.1 Общие положения

Современное машиностроение широко использует подшипники качения. Подшипники качения, изготавливаемые на подшипниковых заводах, обладают полной взаимозаменяемостью; устанавливают в сборочные единицы без подгонки. Промышленностью изготавливаются подшипники качения с наружным диаметром от 1,5 до 2600 мм и массой от 0,5 г до 3,5 тонн.

Подшипники качения по форме тел качения разделяются на шариковые (рис. 5.1) и роликовые (цилиндрические, конические, игольчатые), по направлению воспринимаемой нагрузки на радиальные, упорные и радиально-упорные.

Все подшипники качения изготавливают из высокопрочных специальных подшипниковых сталей с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость. В состав подшипника входят сепараторы, которые разделяют и направляют тела качения.

Подшипники качения обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным размерам и неполной внутренней между телами качения и кольцами. Комплекты шариков, роликов и кольца подшипников подбирают селективным методом.

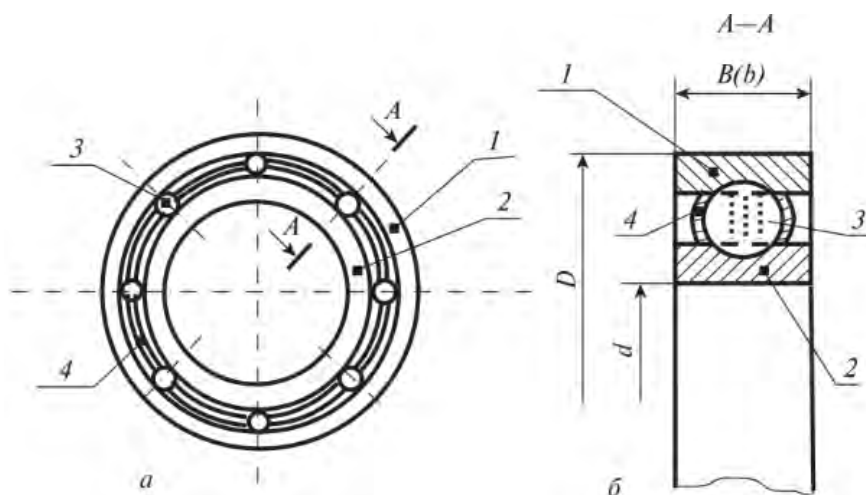


Рис. 5.1. Схема устройства подшипника качения:  
*а* – вид с торцов колец; *б* – поперечное сечение колец;  
1 – наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо; 3 – тела качения;  
4 – сепаратор

Термины и определения, установленные ГОСТом 25256 - 2013 в области допусков на подшипники качения, их детали и отдельные элементы,

обязательны для применения в документации, всех видов научно-технической, учебной и справочной литературы.

Основные присоединительные размеры подшипников качения, по которым они монтируются на валах (осях) и в корпусах (корпусных деталях) машин и приборов, установлены ГОСТом 520 - 2011\*:

$d$  – диаметр отверстия внутреннего кольца радиальных и радиально-упорных подшипников или тугого кольца одинарных упорных подшипников;

$d_m = 0,5(d_{min} + d_{max})$  – средний диаметр отверстия внутреннего кольца, причем  $d_{min}$  и  $d_{max}$  – наибольшее и наименьшее значения диаметра  $d$ , определенные двухточечным измерением в одной радиальной плоскости (перпендикулярной оси);

$d_1$  – диаметр отверстия тугого кольца двойных упорных подшипников;

$D$  – наружный диаметр наружного кольца радиальных и радиально-упорных подшипников или свободного кольца упорных подшипников;

$D_m = 0,5(D_{min} + D_{max})$  – средний наружный диаметр наружного кольца, причем  $D_{min}$  и  $D_{max}$  – наибольшее и наименьшее значения диаметра  $D$ , определенные двухточечным измерением в одной радиальной плоскости (перпендикулярной оси).

## 5.2 Допуски подшипников качения

Качество подшипников при прочих равных условиях определяется:

1) точностью присоединительных размеров и ширины колец, а для роликовых радиально-упорных подшипников еще и точностью монтажной высоты; точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатости; точностью формы и размеров тел качения в одном подшипнике и шероховатостью их поверхностей; 2) точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биениями дорожек качения и торцов колец.

По ГОСТу 520 - 2011\* установлены девять классов точности, обозначаемых в порядке ее возрастания 8; 7; 0; 6Х, 6; 5; 4; 2; Т. Классы точности 8 и 7 изготавливаются по заказу потребителя.

Поле допуска диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника расположено вниз от нулевой линии (рис. 5.2). В большинстве узлов машин применяют подшипники качения класса точности 0. При повышенных требованиях к точности вращения следует выбирать подшипники более высокого класса точности.

Для самих подшипников предусмотрены специальные допуски. На чертежах поля допусков колец подшипников обозначают соответственно: наружного кольца  $H$ , внутреннего  $L0$  для подшипников класса точности 0.

Для классов точности *l6, l5, l4, l2* – соответственно *L6, L5, L4, L2* (*L* – Lager – подшипник).

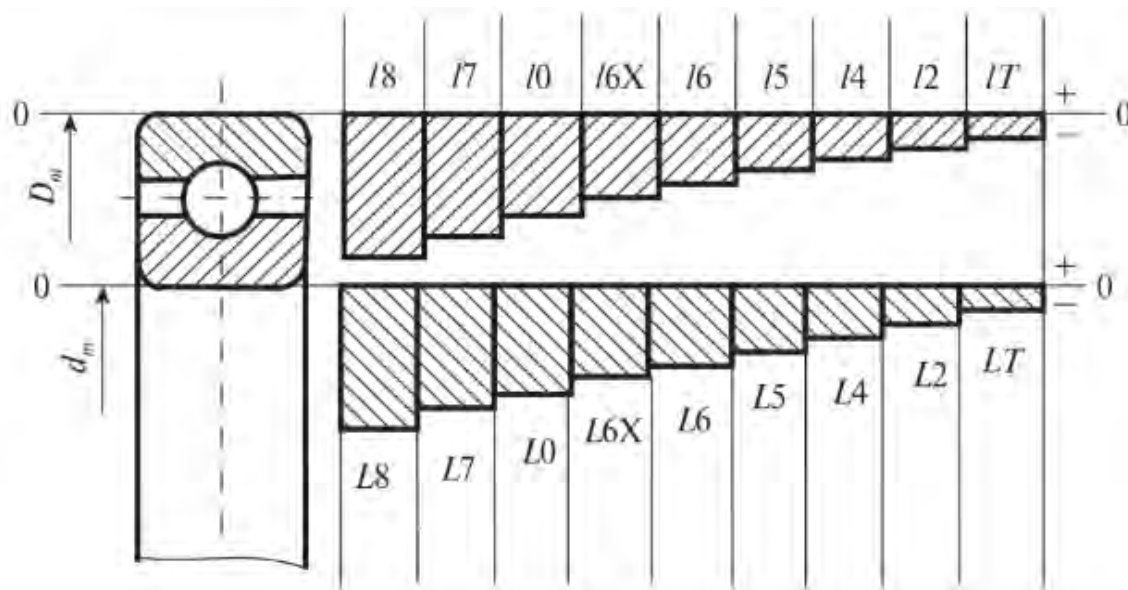


Рис. 5.2. Схема расположения полей допусков наружного и внутреннего колец при разных классах точности

В зависимости от требований по уровню вибрации, волнистости и отклонений по круглости поверхности качения устанавливаются три категории А, В, С.

*Категория А* включает классы точности 5, 4, 2, Т и дополнительно регламентирует: момент трения; угол контакта; осевое и радиальное биение, соответствующее следующему более точному классу точности.

*Категория В* включает классы точности 0, 6Х, 6, 5 с дополнительными требованиями по моменту трения; углу контакта; осевому и радиальному биению, соответствующему следующему более точному классу точности.

*Категория С* включает классы точности 8, 7, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и др.

### 5.3 Выбор посадок подшипников качения

Надежность и долговечность подшипников качения в значительной степени зависят от правильно выбранных посадок подшипника в корпус и на вал при соблюдении правильного взаимного расположения поверхностей.

Посадку подшипника качения на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец. Со-

гласно ГОСТу 3325 - 85\* различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

При *местном нагружении* кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку  $F_r$  (например, натяжение приводного ремня, сила тяжести конструкции) лишь ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, например, когда кольцо не вращается относительно нагрузки (рис. 5.3, а).

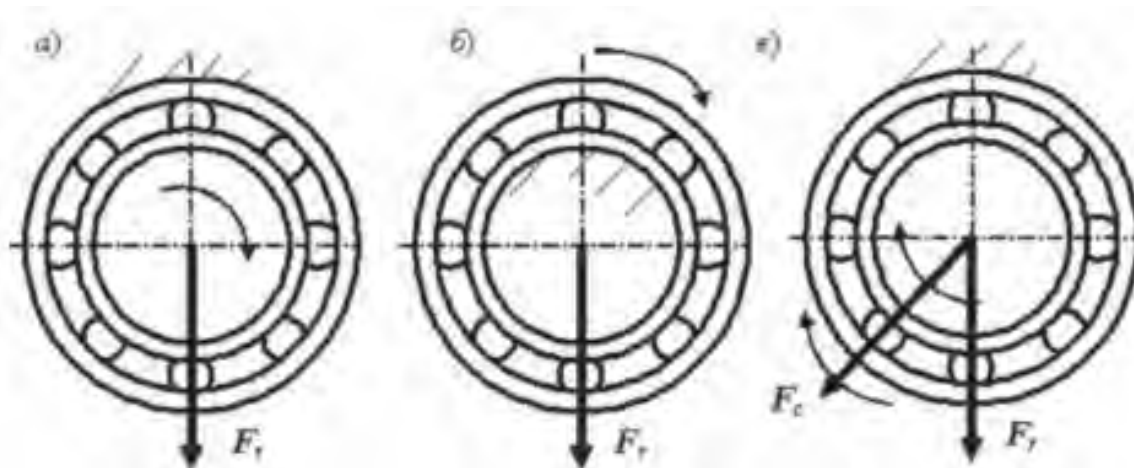


Рис. 5.3. Схемы нагружения колец подшипников качения

При *циркуляционном нагружении* кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку  $F_r$  последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке  $F_r$  или, наоборот, при радиальной нагрузке  $F_c$ , вращающейся относительно рассматриваемого кольца (рис. 5.3, б).

При *колебательном нагружении* невращающееся кольцо воспринимает равнодействующую  $F_{r+c}$  двух радиальных нагрузок ( $F_r$  – постоянна по направлению,  $F_c$  вращается, причем  $F_r > F_c$ ) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса. Равнодействующая нагрузка  $F_{r+c}$  не совершает полного оборота, а колеблется между точками А и В (рис. 5.3, в).

Посадки следует выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности вала или отверстия в корпусе в процессе работы под нагрузкой; другое кольцо должно быть установлено с зазором. Следовательно, при вращающемся вале соединение внутреннего кольца с валом должно быть неподвижным, а



наружное кольцо установлено в корпусе с небольшим зазором; при неподвижном валу соединение внутреннего кольца с валом должно иметь посадку с небольшим зазором, а наружного кольца с корпусом должно быть неподвижным. Рекомендуемые посадки для подшипников качения и примеры их применения приведены на рисунке 5.4.

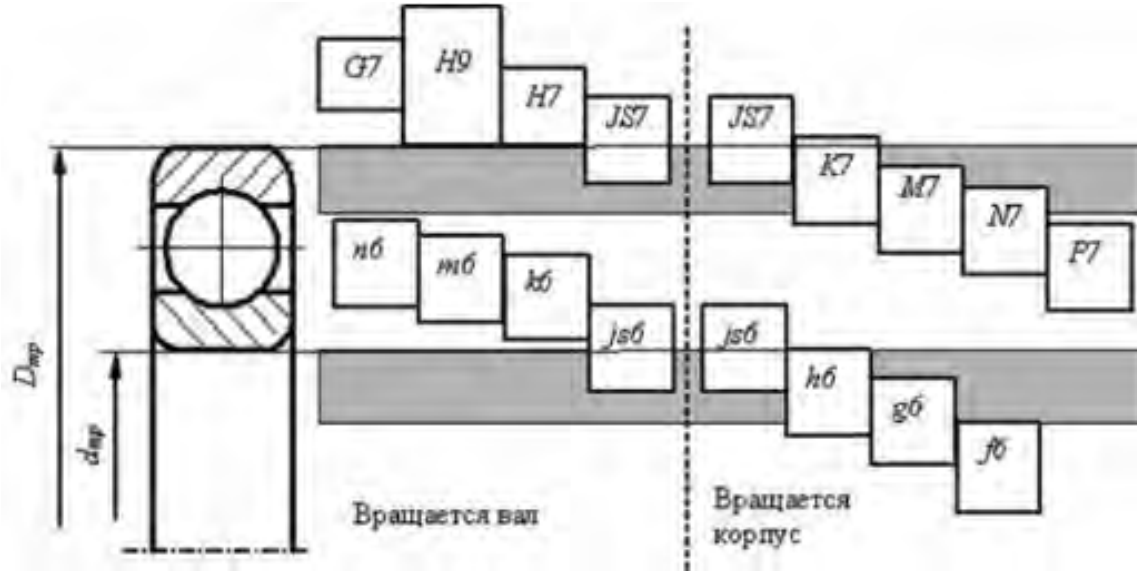


Рис. 5.4. Рекомендуемые посадки колец подшипника

Варианты видов нагружения колец шарико- и роликоподшипников приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. – Варианты нагружения колец шарико- и роликоподшипников

Радиальная нагрузка, воспринимаемая подшипником	Вращающееся кольцо	Вид нагружения колец	
		внутреннего	наружного
Постоянная по направлению	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся – меньшая по величине	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся – большая по величине	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

Для циркуляционно нагруженных колец посадку можно выбрать более определенно по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности  $P_R$

$$P_R = \frac{R}{B} K_n F F_A, \quad (5.1)$$

где  $R$  – расчетная радиальная реакция опоры, Н;

$B$  – рабочая ширина посадочного места, м;

$K_n$  – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки [коэффициент изменяется от 1 (при нагрузке с умеренными толчками и вибрацией, перегрузке до 150 %) до 1,8 (при нагрузке с сильными ударами и вибрацией, перегрузке до 300 %)];

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе [коэффициент изменяется для вала от 1 до 3 (при массивном вале  $F = 1$ ), для корпуса – от 1 до 1,8];

$F_A$  – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки  $R$  между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки  $A$  на опору (коэффициент изменяется от 1 до 2; при отсутствии осевой нагрузки  $F_A = 1$ ).

Для местно нагруженных колец посадку выбирают в зависимости от условий работы и в первую очередь от характера нагрузки и частоты вращения.

При назначении посадок, местно нагруженное кольцо может под действием толчков и вибрации проворачиваться. Однако при назначении посадок необходимо помнить, что проворачивание кольца вначале приводит к некоторому увеличению зазора, а затем оно может вызвать ускоренный износ посадочного места. Если учесть, что стоимость корпусных деталей, в которые устанавливают подшипники качения (например, корпус коробки передач, корпус заднего моста трактора или автомобиля), во много раз больше, чем стоимость подшипника, посадки с зазором следует назначать очень осторожно.

Колебательно нагруженные кольца подшипников устанавливаются в корпус с основными отклонениями  $K$  и  $J_S$ , а на вал – с отклонениями  $k$ ,  $j_S$ ,  $h$ . Точность выполнения посадочных поверхностей в корпусе и на валу определяется классом точности подшипника. Для классов точности 0 и 6 рекомендуется для валов назначить квалитет IT6, а для отверстий – IT7, для классов точности 2, 4 и 5 – соответственно IT5 и IT6.

## 5.4 Условные обозначения подшипников

Система условных обозначений шарико- и роликоподшипников установлена ГОСТом 3189 - 89. Условное обозначение подшипника дает полное представление о его габаритных размерах, конструкции, точности изготовления, термообработке, величине зазора и т. п.

Эскизы подшипникового узла, вала и отверстия приведены на рис.5.5.

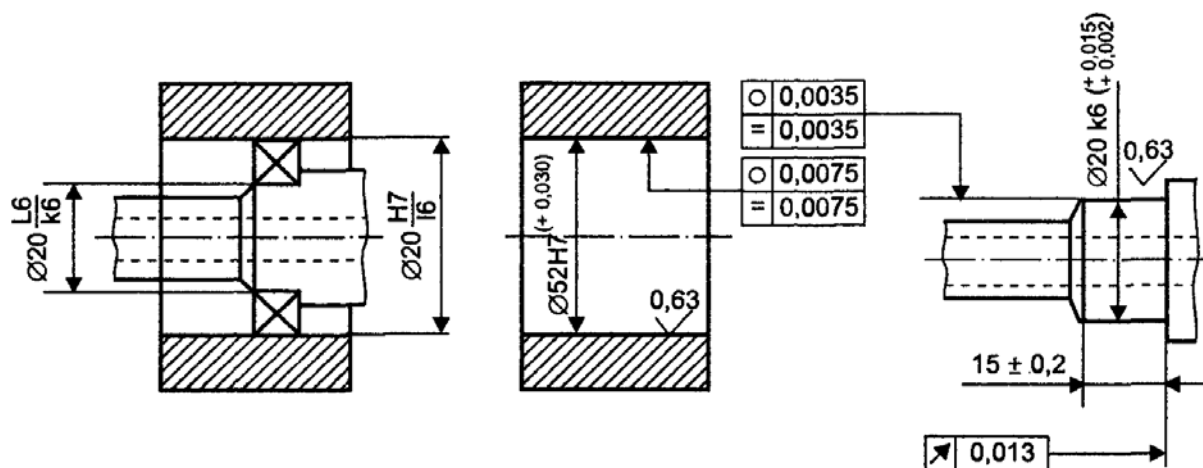


Рис. 5.5. Эскизы подшипникового узла, вала и отверстия

Полное условное обозначение подшипника состоит из основного и дополнительного.

Основное условное обозначение включает в себя семь цифр (рис. 5.6).

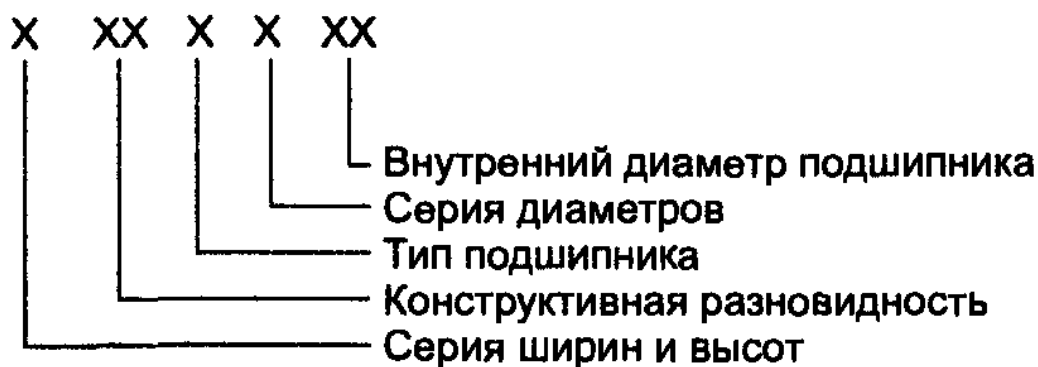


Рис. 5.6. Основное условное обозначение подшипника

Пример условного обозначения подшипника роликового двухрядного с короткими цилиндрическими роликами типа 182000 (с коническим от-

верстием внутреннего кольца с бортами на внутреннем кольце), серии диаметров 1, серии ширины 3 с  $d = 100$  мм,  $D = 150$  мм,  $B = 37$  мм:

Подшипник 3182120 ГОСТ 7634 - 75\*.

***Контрольные вопросы:***

1. Для чего используются подшипники качения?
2. Какие преимущества и недостатки имеют подшипники качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Какие параметры влияют на качество подшипников качения?
4. Какие установлены классы точности для подшипников качения?
5. Какие классы точности подшипников качения используют наиболее часто в общем машиностроении?
6. Какие категории установлены для подшипников качения в зависимости от требований к уровню вибрации?
7. Какие параметры влияют на выбор посадок подшипников качения?
8. Какие виды нагрузений колец бывают?
9. Приведите примеры циркуляционно и местно нагруженных колец подшипников качения.
10. Основное условное обозначение подшипника.

## 6 ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Все нормальные углы, применяемые при конструировании, можно разделить на три группы:

- 1) нормальные углы общего назначения (наиболее распространенные);
- 2) нормальные углы специального назначения (в стандартизованных специальных деталях);
- 3) специальные углы (углы, размеры которых связаны расчетными зависимостями с другими принятыми размерами и которые нельзя округлить до нормальных углов; углы, определяемые специфическими эксплуатационными или технологическими требованиями).

### 6.1 Допуски угловых размеров

Допуски угловых размеров назначают по ГОСТу 8908 - 81. Допуски углов  $AT$  (от англ. Angle toleranc – допуск угла) должны назначаться в зависимости от номинальной длины  $L_l$  меньшей стороны угла. Допуск угла может выражаться:

- 1) в угловых единицах радианной и градусной мер  $AT_\alpha$  (точное значение) и  $AT'_\alpha$  (округленное значение допуска в градусной мере (рис. 6.1, а и б);
- 2) длиной противолежащего отрезка на перпендиляре к стороне угла на расстоянии  $L_l$  от вершины (этот отрезок приблизительно равен дуге с радиусом  $L_l$ )  $AT_h$  (рис. 6.1);
- 3) допуском на разность диаметров в двух сечениях конуса на расстоянии  $L$  между ними  $AT_D$  (рис. 6.1, б).

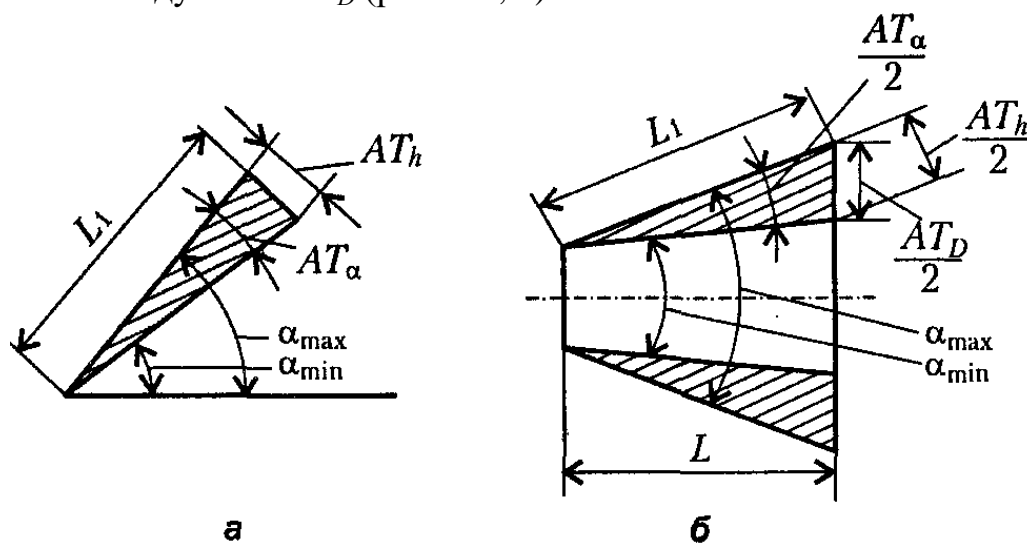


Рис. 6.1. Схемы полей допусков угловых размеров и конусов

Допуски углов конусов с конусностью не более 1:3 должны назначаться в зависимости от номинальной длины конуса  $L$  (разность между длиной конуса и образующей в этом случае не более 2 %). При большей конусности допуски назначаются в зависимости длины образующей конуса  $L_1$ . Связь между допусками в угловых и линейных единицах выражается следующей формулой:

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (6.1)$$

где  $AT_h$  выражается в мкм;

$AT_\alpha$  – в мкрад;

$L_1$  – в мм.

Для малых углов ( $C \leq 1/3$ )  $AT_D \approx AT_h$ . Для конусов с конусностью более 1:3 значения  $AT_D$  определяют по формуле

$$AT_D = AT_h \cdot \cos \alpha / 2, \quad (6.2)$$

где  $\alpha$  – номинальный угол конуса.

Для допусков углов установлено 17 степеней точности. Степени точности выше 1-ой – 01 и 0 – перспективные (для измерительных устройств высшей точности); 1 - 5 – для калибров; 5 - 7 – для сопряжений.

## 6.2 Система допусков и посадок для конических соединений

Коническое соединение по сравнению с цилиндрическим имеет преимущества: можно регулировать величину зазора или натяга относительным смещением деталей вдоль оси; при неподвижном соединении с натягом возможна частая разборка и сборка сборочных единиц (узлов); конические соединения обеспечивают хорошее центрирование деталей и герметичность.

Основные параметры конусов приведены на рис. 6.2.

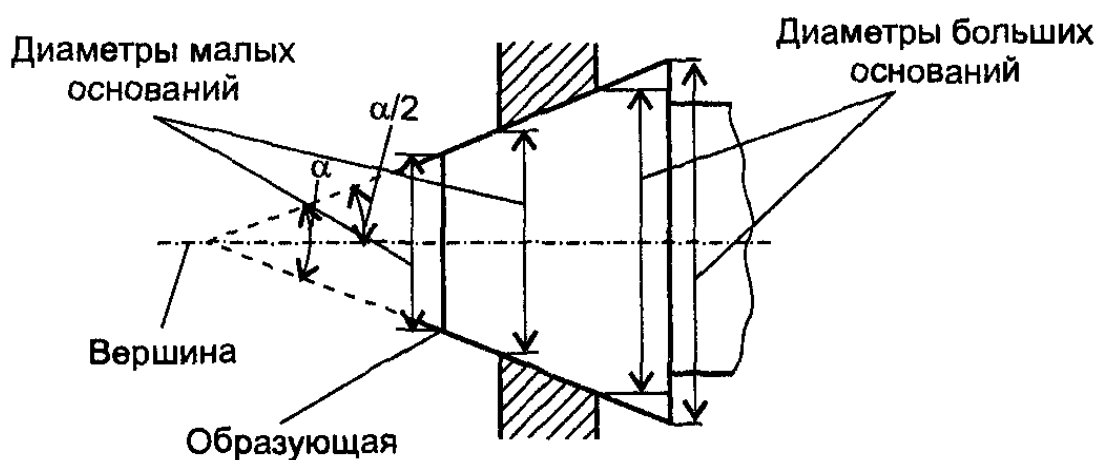


Рис. 6.2. Параметры конуса

Угол  $\alpha/2$  между образующей конуса и осью называется *углом наклона*, а угол  $\alpha$  – *углом конуса*. Отношение разности  $D - d$  к длине конуса  $L$  равно  $2tg\alpha/2$  и называется *конусностью*  $C$ .

$$C = \frac{D-d}{L} = 2tg \frac{\alpha}{2}, \quad (6.3)$$

*Уклон*  $i = C/2 = tg \alpha/2$ . *Основная плоскость* – плоскость поперечного сечения конуса, в которой задают номинальный диаметр конуса ( $D$  или  $d$ ). *Базовая плоскость* – плоскость, служащая для определения положения основной плоскости (или данного конуса относительно сопрягаемого с ним конуса).

*Базорасстояние конуса*  $Z_e, Z_i$  – осевое расстояние между основной и базовой плоскостями соответственно для наружного и внутреннего конусов.

Для конусов устанавливают допуски: диаметра конуса в любом сечении  $T_D$ , в заданном сечении  $T_{DS}$ , угла конуса  $AT$ , формы конуса (допуск круглости  $T_{FR}$  и допуск прямолинейности образующей  $T_{FL}$ ).

Допуски конусов деталей нормируют двумя способами:

1) совместным нормированием всех видов допусков допуском диаметра  $T_D$ , одинаковым в любом поперечном сечении конуса; этот допуск ограничивает не только отклонение диаметра, но и отклонения угла и формы конуса, если эти отклонения не ограничены меньшими допусками;

2) отдельным нормированием каждого вида допусков:  $T_{DS}$  – допуск в заданном сечении конуса – по ГОСТу 25307 - 82,  $AT$  (в угловых  $AT_\alpha$  или линейных  $AT_D$  единицах) – по ГОСТу 8908 - 81,  $T_{FR}$  и  $T_{FL}$  – по ГОСТу 24643 - 81.

По способу фиксации осевого расположения сопрягаемых конусов посадки подразделяют:

1) путем совмещения конструктивных элементов конусов (базовых плоскостей) (рис. 6.3, *а*); при этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором, переходных и с натягом;

2) по заданному осевому расстоянию  $Z_{pf}$  между базовыми плоскостями (рис. 6.3, *б*); при этом способе фиксации возможно получение посадок с зазором, переходных и с натягом;

3) по заданному осевому смещению  $E_\alpha$  конусов от их начального положения (рис. 6.3, *в*); при этом способе фиксации обеспечивается получение посадок с зазором и с натягом;

4) по заданному усилию запрессовки  $F_S$ , прилагаемому в начальном положении сопрягаемых конусов (рис. 6.3, *г*); при этом способе фиксации возможно получение посадок с натягом.

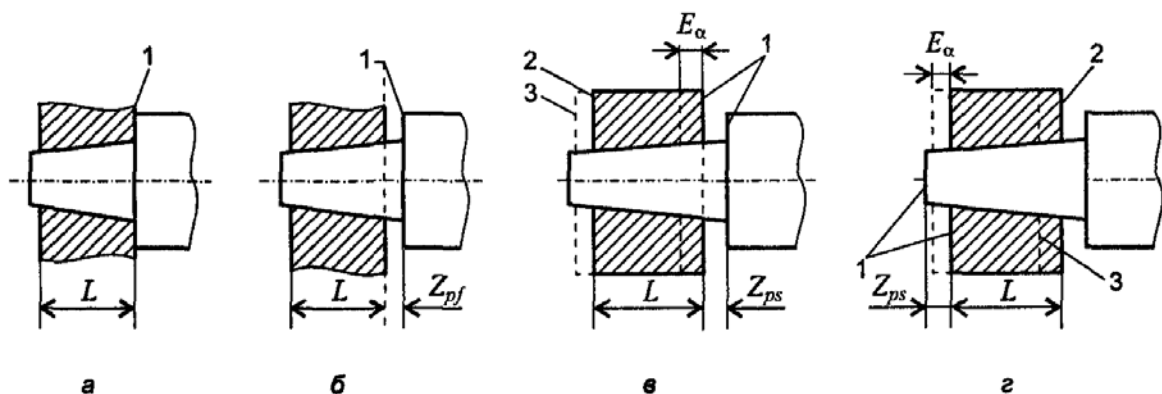


Рис. 6.3. Способы фиксации осевого расположения сопрягаемых конусов: 1 – базовые плоскости; 2 – начальное положение; 3 – конечное положение

В посадках с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов и по заданному осевому расстоянию между базовыми плоскостями (рис. 6.3, *а* и *б*) допуски конусов предпочтительно нормировать 1-м способом, поскольку в этих посадках величины зазоров или натягов зависят от предельных отклонений диаметров сопрягаемых конусов. В посадках с фиксацией по заданному осевому смещению или по заданному усилию запрессовки (рис. 6.3, *в* и *г*) допуски конусов предпочтительно нормировать 2-м способом, т. к. в этих посадках величины зазоров или натягов определяются условиями сборки. На неравномерность зазоров или натягов и на длину контакта оказывают влияние только допуски угла и формы конуса, допуски диаметра влияют на базорасстояние соединения

На рисунке 6.4 представлены эскизы конического соединения, а также наружного и внутреннего конусов с допусками, проставленными по ГОСТу 2.320 - 82.

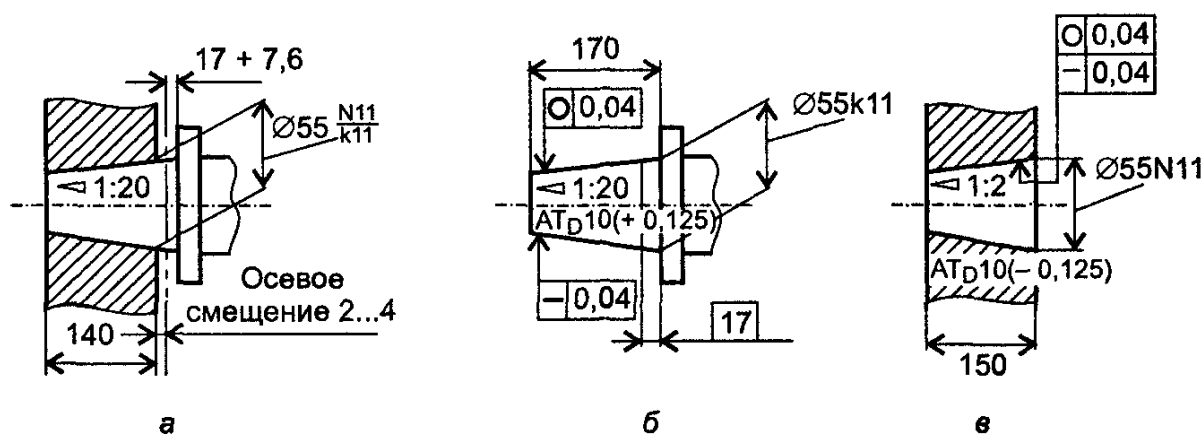


Рис. 6.4. Эскизы конического соединения (*а*), наружного (*б*) и внутреннего (*в*) конусов



### ***Контрольные вопросы:***

1. На какие группы можно разделить углы, применяемые при конструировании?
2. В зависимости от какого параметра назначают допуски на углы?
3. Сколько степеней точности установлено для допусков углов?
4. Какими свойствами обладают конические соединения?
5. Приведите примеры использования конических соединений.
6. Какие преимущества имеют конические соединения по сравнению с цилиндрическими соединениями?
7. Перечислите основные параметры конусов.
8. Назовите способы нормирования конусов.
9. Объясните классификацию посадок конусов по способу фиксации осевого расположения сопрягаемых конусов.
10. Дайте определение понятия «Базорасстояние конуса».

## 7 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях машин, аппаратов, приборов, инструментов и приспособлений различных отраслей промышленности.

### 7.1 Классификация резьб

По *назначению* резьбы разделяют на: 1) общие и 2) специальные. К резьбам *общего назначения* относятся резьбы, предназначенные для применения в любых отраслях промышленности, например, резьбы крепежные для скрепления деталей и регулировочных устройств; резьбы для преобразования движений в различных винтовых механизмах; трубные и арматурные резьбы для плотного (герметичного) соединения изделий (труб, арматуры и т. д.). Резьбами *специального назначения* называют такие, которые применяют только в определенных изделиях некоторых отраслей промышленности (например, резьба для цоколей и патронов электрических ламп, резьба для противогаза, окулярная резьба для оптических приборов и т. д.).

По *профилю витков* (виду контура осевого сечения) резьбы подразделяют на: 1) треугольные, 2) трапецеидальные, 3) упорные (пилообразные), 4) прямоугольные, 5) круглые.

По *числу заходов* – на: 1) однозаходные и 2) многозаходные (двухзаходные, трехзаходные и т. д.).

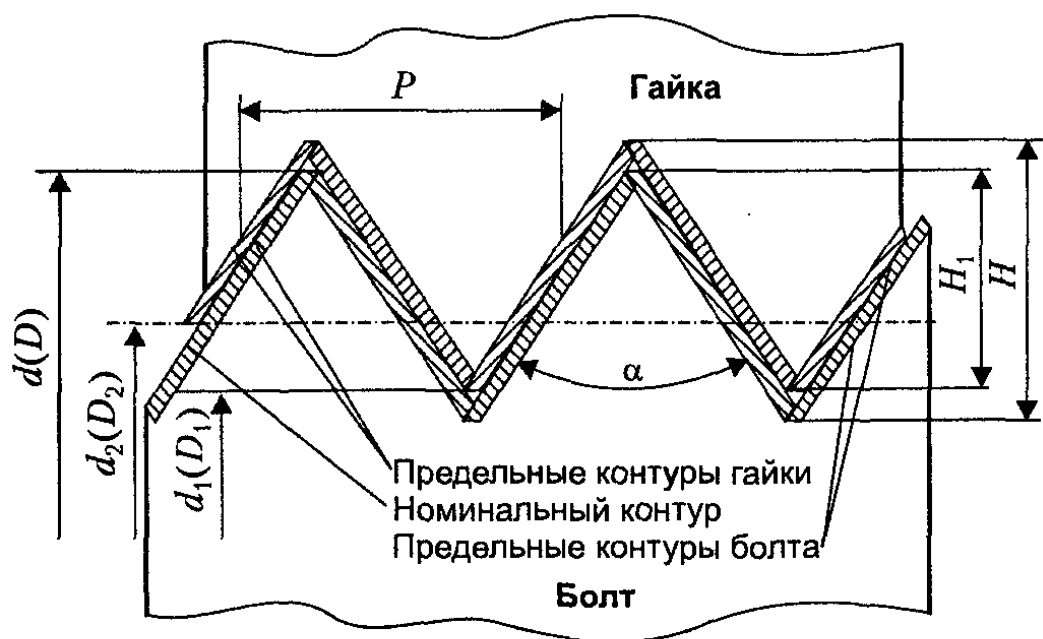
По *форме поверхностей*, на которой нарезана резьба – на: 1) цилиндрические и 2) конические.

В зависимости от *направления вращения контура осевого сечения* – на: 1) правые и 2) левые резьбы.

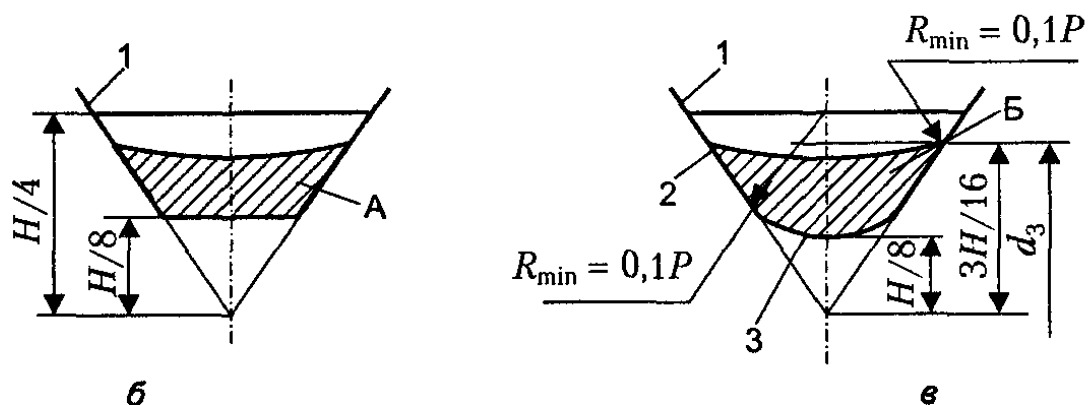
По *принятой единице измерения линейных размеров* – на: 1) метрические и 2) дюймовые.

### 7.2 Основные параметры метрической крепежной резьбы

Параметры цилиндрической резьбы (рис. 7.1, а): средний  $d_2$  ( $D_2$ ); наружный  $d$  ( $D$ ) и внутренний  $d_1$  ( $D_1$ ) диаметры наружной (внутренней) резьбы; шаг  $P$  (для многозаходной резьбы ход  $P_h = P_n$ , где  $n$  – число заходов); угол профиля  $\alpha$ ; высота исходного треугольника  $H$ ; длина свинчивания  $l$ , рабочая высота профиля  $H_l$  и номинальный радиус закругления впадины резьбы болта  $R$ . Профиль, номинальные размеры диаметров, а также параметры  $P$ ,  $\alpha$  и  $H_l$  являются общими как для наружной (болта, шпильки, винта и др.), так и внутренней (гайки, гнезда и др.) резьб.



а



б

в

Рис. 7.1. Профиль и предельные контуры резьбового соединения (а), плоскосрезанная (б) и закругленная (в) форма впадин

Впадины наружной резьбы выполняют плоскосрезанными или закругленными. При плоскосрезанной форме реальный профиль впадины должен быть расположен между линиями плоского среза на расстоянии  $H/4$  и  $H/8$  от вершины исходного треугольника, т. е. в зоне А (рис. 7.1, б). При закругленной форме впадины резьбы, которая является предпочтительной, радиус кривизны ни в одной точке не должен быть менее  $0,1P$  (рис. 7.1, в), а ее профиль должен находиться в зоне Б. При высоких требованиях к прочности резьбы допускается устанавливать  $R_{min} = 0,125P$ . Форма впадины резьбы гайки не регламентируется.

Форма впадины резьбы влияет на циклическую долговечность болтов. Наименьшую циклическую долговечность имеют болты с плоской впадиной профиля, наибольшую – с впадиной, очерченной радиусом

$R = H/4 \approx 0,216P$  (при закругленной впадине резьбы значительно уменьшается концентрация напряжений).

### 7.3 Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб

Системы допусков и посадок, обеспечивающих взаимозаменяемость метрической, трапецеидальной, упорной, трубной и других цилиндрических резьб, построены на едином принципе: они учитывают наличие взаимосвязи погрешностей отдельных параметров резьбы.

Для обеспечения требований взаимозаменяемости свинчиваемых изделий устанавливают предельные контуры резьбы болта и гайки (рис. 7.1, а). Свинчиваемость резьбовых деталей и требуемое качество соединения обеспечиваются, если действительные контуры болта и гайки не будут выходить за соответствующие предельные контуры на всей длине свинчивания.

Посадки резьбовых соединений (для резьб общего назначения и большинства специальных резьб) определяются в основном характером соединений по боковым сторонам профиля. Расположение полей допусков наружного и внутреннего диаметров исключает возможность получения натяга по вершинам и впадинам резьбы.

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

*Отклонение шага* состоит из прогрессивных погрешностей шага, пропорциональных числу витков резьбы на длине свинчивания  $l$ , периодических, изменяющихся по периодическому закону, и местных, не зависящих от числа витков резьбы на длине свинчивания. Обычно прогрессивные погрешности шага превышают местные.

При наложении на осевое сечение резьбы гайки, имеющей номинальные профиль и размеры, осевого сечения резьбы болта, у которого на длине свинчивания шаг увеличен на  $\Delta P_n$  (рис. 7.2), получим перекрытие правых боковых сторон  $EF$  профиля резьбы болта и  $CD$  профиля резьбы гайки (при совмещенных левых сторонах по линии  $AB$ ). В результате эти детали не свинчиваются.

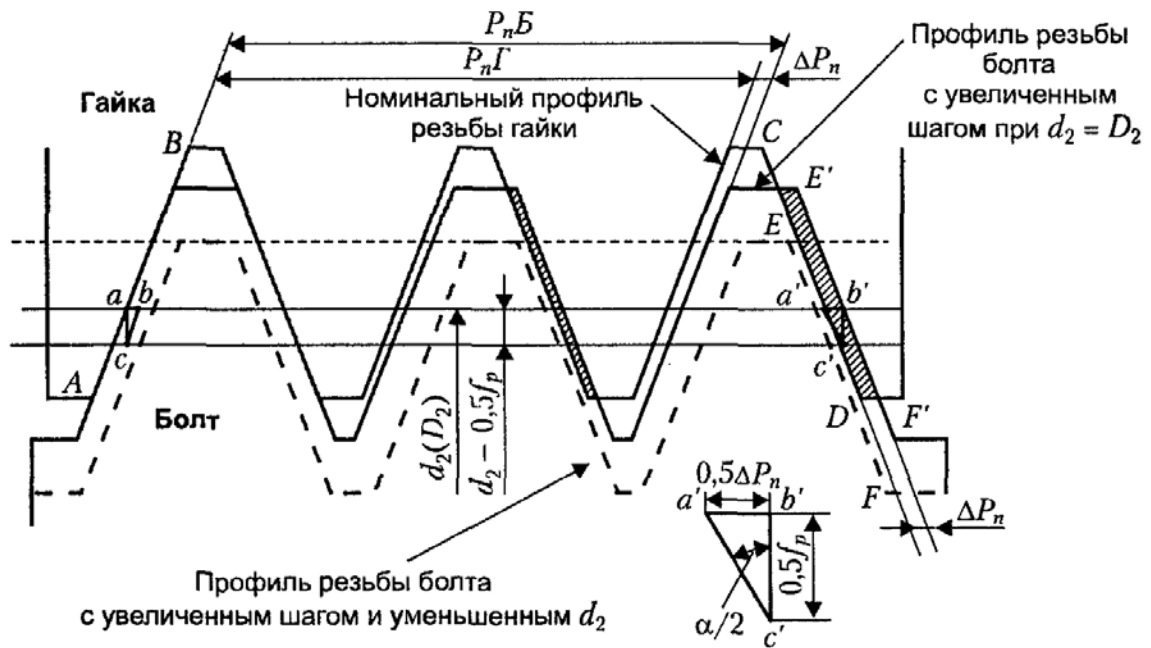


Рис. 7.2. Схема для определения диаметальной компенсации погрешности шага

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность шага резьбы, возможно только при уменьшении среднего диаметра резьбы болта или увеличении среднего диаметра резьбы гайки. При уменьшении среднего диаметра резьбы болта на  $f_p$  профиль его резьбы сместится из положения  $EF$  в положение  $E'F'$ , т. е. свинчивание станет возможным. Величину  $f_p$  называют диаметальной компенсацией погрешностей шага резьбы.

Из треугольника  $a'b'c'$ , в котором  $b'c' = 0,5f_p$ , найдем

$$0,5f_p = 0,5 \cdot \Delta P_n \cdot \operatorname{ctg} \alpha/2, \text{ или } f_p = \Delta P_n \cdot \operatorname{ctg} \alpha/2.$$

При несимметричном профиле

$$f_p = \frac{2\Delta P_n}{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \beta}, \quad (7.1)$$

где  $\gamma$  и  $\beta$  – углы профиля резьбы.

Диаметральную компенсацию погрешностей шага необходимо определять исходя из абсолютного значения наибольшего отклонения  $\Delta P_n$  (накопленной или местной погрешности шага), которая может быть как положительной, так и отрицательной.

При анализе погрешностей угла профиля резьбы обычно измеряют не угол  $\alpha$ , а половину угла профиля  $\alpha/2$ , которая для метрической резьбы равна  $30^\circ$ . Измеряя  $\alpha/2$ , можно установить не только величину  $\alpha$ , но и перекос резьбы.

Отклонением половины угла профиля резьбы  $\Delta\alpha/2$  болта или гайки (для резьб с симметричным профилем) называют разность между действительными и номинальными значениями  $\alpha/2$ . Эта погрешность может быть вызвана погрешностью полного угла профиля (при равенстве половин угла), перекосом профиля относительно оси детали (когда биссектриса угла симметричного профиля неперпендикулярна оси резьбы) и сочетанием обоих факторов.

Отклонение  $\Delta\alpha/2$  при симметричном профиле резьбы находят как среднее арифметическое абсолютных значений отклонений обеих половин угла профиля:

$$\Delta\alpha/2 = 0,5[|\Delta(\alpha/2)_{\text{пр}}| + |\Delta(\alpha/2)_{\text{лев}}|], \quad (7.2)$$

На рис. 7.3 показано сечение резьбы гайки с номинальным профилем 1, на которое наложено сечение резьбы болта 2, имеющего погрешность половины угла профиля  $\Delta\alpha/2$ . При равенстве диаметров резьбы болта и гайки свинчивание этих деталей невозможно вследствие перекрытия профилей резьбы (зона 3). Свинчивание возможно только при наличии необходимого зазора по средним диаметрам, т. е. диаметральной компенсации  $f_\alpha$  этой погрешности, которая может быть получена в результате уменьшения среднего диаметра резьбы болта или увеличения среднего диаметра резьбы гайки.

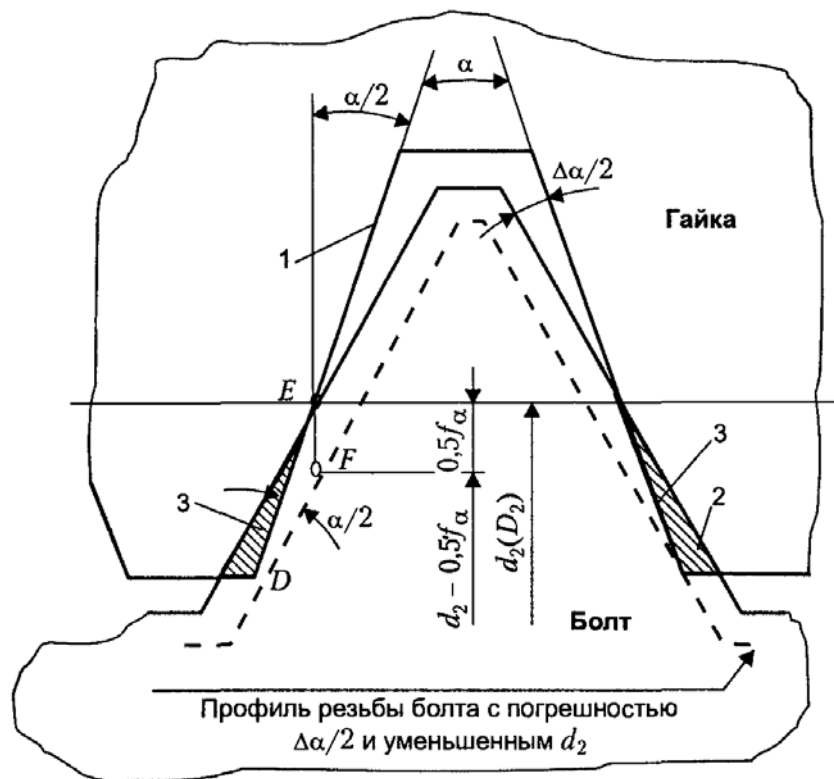


Рис. 7.3. Схема для определения диаметральной компенсации погрешности угла профиля

Величину  $f_\alpha$  можно найти из треугольника  $DEF$ .  
Применив теорему синусов, получим:

$$\frac{EF}{ED} = \frac{\sin(\Delta\alpha/2)}{\sin[180 - (\alpha/2 + \Delta\alpha/2)]}, \quad (7.3)$$

где  $EF = 0,5 f_\alpha$ ;  $ED = h/\cos(\Delta\alpha/2)$ .

После преобразования получим  $f_\alpha = (4h \cdot \Delta\alpha/2) / \sin\alpha/2$ , где  $\Delta\alpha/2$  – в радианах;  $h$  и  $f_\alpha$  – в миллиметрах. Если  $\Delta\alpha/2$  выразить в угловых минутах,  $f_\alpha$  – в микрометрах, а  $h$  – через шаг резьбы ( $h = 0,2165P$ ), то:

$$f_\alpha = \frac{4h \cdot \Delta\alpha/2}{\sin\alpha} \cdot \frac{2\pi}{360 \cdot 60} \approx \frac{0,2459P}{\sin\alpha} \cdot \Delta\alpha/2, \quad (7.4)$$

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

$$\text{Для наружной резьбы} \quad d_{2np} = d_{2изм} + f_p + f_\alpha$$

$$\text{для внутренней} \quad D_{2np} = D_{2изм} - f_p - f_\alpha$$

Здесь  $d_{2изм}$  и  $D_{2изм}$  – измеренные (действительные) значения среднего диаметра наружной и внутренней резьб. При этом в формулу для определения  $d_{2np}$   $f_p$  и  $f_\alpha$  всегда входят со знаком плюс, а в формулу для  $D_{2np}$  – со знаком минус.

При точном определении значения приведенного диаметра необходимо учитывать отклонения формы боковых поверхностей и другие погрешности резьб.

При наличии погрешностей шага и половины угла профиля резьбы у обеих деталей получаемый в соединении зазор определяется разностью действительных значений приведенных средних диаметров внутренней и наружной резьбы.

**Суммарный допуск среднего диаметра резьбы.** Вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра допускаемые отклонения этих параметров отдельно не нормируют (за исключением резьб с натягом, резьб калибров и инструмента). Устанавливают только суммарный допуск на средний диаметр болта  $T_{d2}$  и гайки  $T_{D2}$ , который включает допускаемое отклонение собственно среднего диаметра  $\Delta_{d2}$  ( $\Delta_{D2}$ ) и диаметральные компенсации погрешности шага и угла профиля:

$$T_{d2}(T_{D2}) = \Delta_{d2} (\Delta_{D2}) + f_p + f_\alpha \quad (7.5)$$

Верхний предел суммарного допуска среднего диаметра наружной резьбы ограничивает приведенный средний диаметр  $d_{2np\ max}$ , а нижний предел – средний диаметр  $d_{2min}$ . Для внутренней резьбы – это допуск, нижний предел которого ограничивает приведенный средний диаметр  $D_{2np\ min}$ , а верхний предел – средний диаметр  $D_{2max}$ .

#### 7.4 Допуски и посадки резьб с зазором

Допуски метрических резьб с крупными и мелкими шагами для диаметров 1 - 600 мм регламентированы ГОСТом 16093 – 81. Этот стандарт устанавливает предельные отклонения диаметров резьбы в посадках типа скользящих и с зазорами (рис. 7.4).

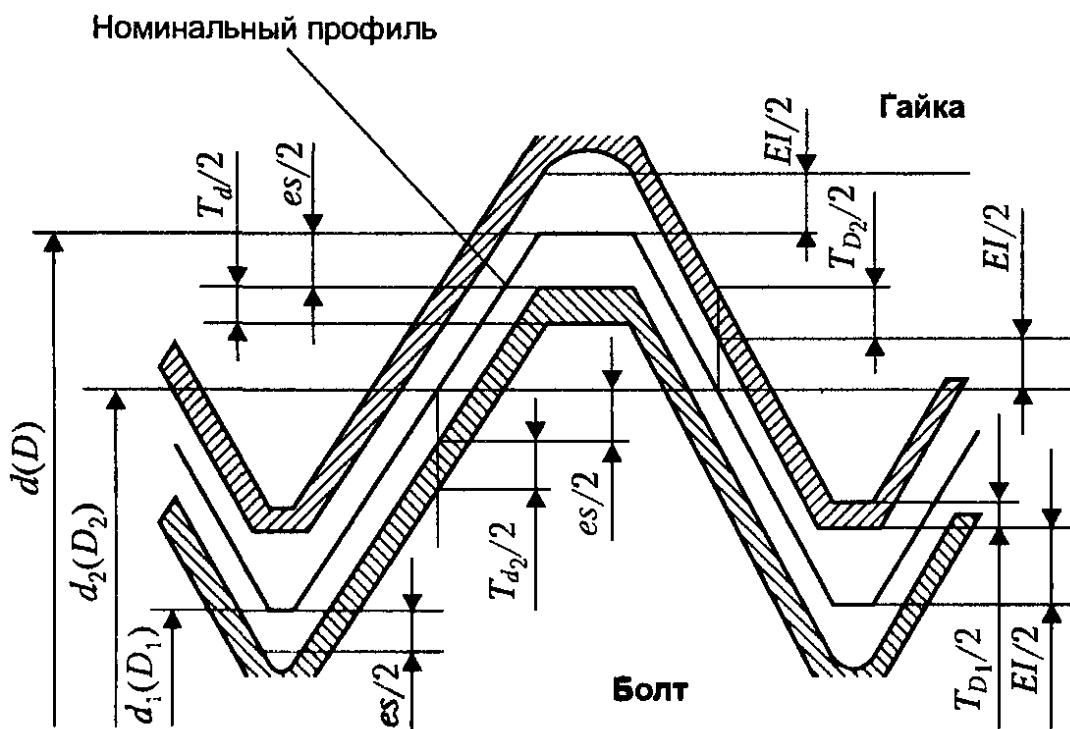


Рис. 7.4. Расположение полей допусков метрической резьбы при посадке с зазором

Установлены ряды основных отклонений: для болтов  $h, g, f, e, d$ ; для гаек  $H, G, E, F$ .

Основные отклонения, определяющие положение полей допусков относительно номинального профиля, зависят только от шага резьбы (кроме  $h$  и  $H$ ). Для резьбы с данным шагом одноименные основные отклонения для всех (наружного, среднего, внутреннего) диаметров равны (например,  $g$  для  $d, d_2$  и  $d_1$ ).



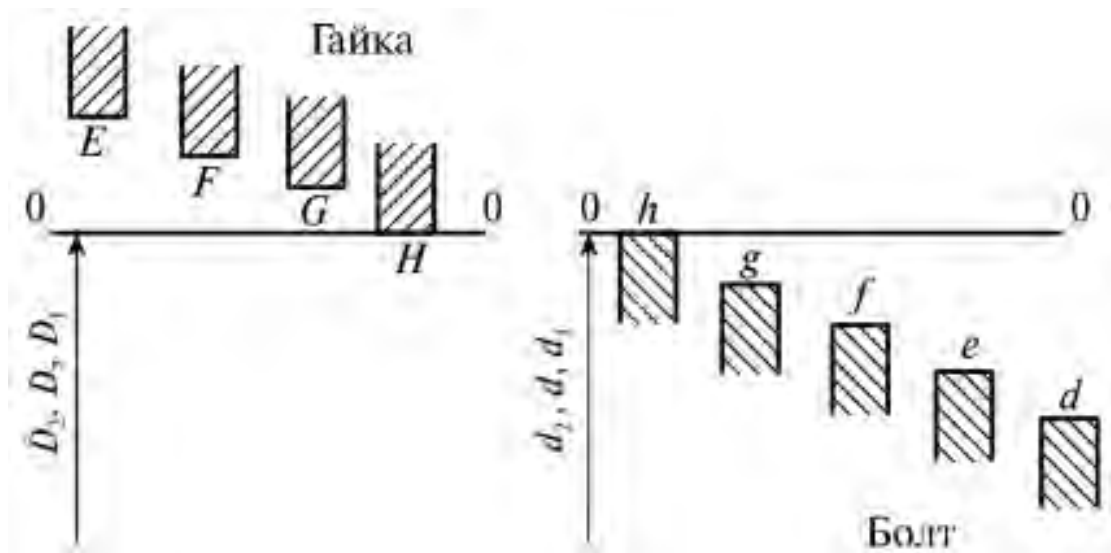


Рис. 7.5. Расположение полей наружной и внутренней резьбы.  
Посадки с зазором

Численные значения основных отклонений рассчитываются по формулам:

для наружной резьбы:

$$es_d = -(80 + 11P);$$

$$es_e = -(50 + 11P);$$

$$es_f = -(30 + 11P);$$

$$es_g = -(15 + 11P);$$

$$es_h = 0;$$

для внутренней резьбы:

$$EI_E = (50 + 11P);$$

$$EI_F = (30 + 11P);$$

$$EI_G = (15 + 11P);$$

$$EI_H = 0,$$

где  $es$  и  $EI$  – верхнее и нижнее отклонения, мкм;

$P$  – шаг резьбы, мм.

Установлены также следующие степени точности, определяющие значения допусков диаметров наружной и внутренней резьбы:

диаметры болта:

наружный  $d$  4, 6, 8;

средний  $d_2$  3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10\*;

диаметры гайки:

внутренний  $D_1$  4, 5, 6, 7, 8;

средний  $D_2$  4, 5, 6, 7, 8, 9\*.

Степени 9\* и 10\* применяются только для резьб на деталях из пластмасс.

Основным рядом допусков для всех диаметров резьб является 6-я степень точности. Допуски по 6-ой степени точности определяются по формулам:

для наружного диаметра болтов  $Td(6) = 180\sqrt[3]{P^2} - 3,15/P$ ;

для внутреннего диаметра гаек  $TD_1(6) = 433P - 190 \cdot P^{1,22}$  при  $P \leq 0,8$  мм;  
 $TD_1(6) = 230P^{0,7}$  при  $P \geq 1$  мм;

для среднего диаметра болтов  $Td_2(6) = 90P^{0,4} \cdot d^{0,1}$ ;

для среднего диаметра гаек  $TD_2(6) = 1,32Td_2(6)$ ,

где  $P$  и  $d$  – в мм;  $T$  – в мкм.

Допуски остальных степеней точности определяются умножением допуска 6-ой степени точности на следующие коэффициенты:

Степень точности . . . . . 3 4 5 7 8 9 10

Коэффициент . . . . . 0,5 0,63 0,8 1,25 1,6 2 2,5.

В зависимости от длины свинчивания резьбы разделены на три группы: малые  $S$  – длины свинчивания до  $2,24P \cdot d^{0,2}$ ; нормальные  $N$  – длины от  $2,24P \cdot d^{0,2}$  до  $6,7P \cdot d^{0,2}$ ; большие  $L$  – длины свинчивания свыше  $6,7P \cdot d^{0,2}$ .

В зависимости от точности резьбового соединения установлены три класса точности: точный, средний и грубый (табл. 7.1).

Таблица 7.1. – Поля допусков болтов и гаек

Длина свинчивания	Класс точности	Поля допусков гаек		Поля допусков болтов		
		Отклонение Н	Отклонение G	Отклонение h	Отклонение g	Отклонение d, e, f
S	Точный	4H	-	(3h4h)	-	-
	Средний	5H	5G	(5h6h)	5g6g	-
	Грубый	-	-	-	-	-
N	Точный	5H	-	4h	4g	-
	Средний	6H	6G	6h	6g	6d, 6e, 6f
	Грубый	7H	7G	8h	8g	-
L	Точный	6H	-	(5h4h)	-	-
	Средний	7H	(7G)	(7h6h)	7g6g	(7e6e)
	Грубый	8H	(8G)	-	(9g8g)	-

Для стандартизованных полей допусков задаются предельные отклонения для резьбы болтов: верхнее – для наружного  $d$ , среднего  $d_2$  и внутреннего  $d_1$  диаметров; нижнее – для наружного  $d$  и среднего  $d_2$  диаметров. Для внутреннего диаметра резьбы болта нижнее отклонение не регламентируется, но косвенно ограничивается формой впадины болта. При неого-

воренной форме впадины оно не должно выходить за линию плоского среза на расстоянии  $H/8$  от вершины остроугольного профиля (см. рис. 7.1, б). При закругленной впадине резьбы болта радиус кривизны впадины ни в одной из точек не должен быть менее  $0,1P$  (см. рис. 7.1, в).

Для резьбы гаек задаются следующие предельные отклонения: нижнее для всех трех диаметров ( $D$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ ), верхнее – для среднего  $D_2$  и внутреннего  $D_1$  диаметров.

**Обозначение точности и посадок резьбы.** Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение (например,  $6h$ ,  $6g$ ,  $6H$ ).

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов (например,  $7g6g$ ;  $5H6H$ ). Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, его в обозначении поля допуска резьбы не повторяют (например,  $6g$ ,  $6H$ ). Если длина свинчивания отличается от нормальной, ее указывают в обозначении резьбы.

**Пример.**  $M24 \times 1,5 - 7g6g - R - 50$  (резьба метрическая: наружный диаметр 24 мм; шаг 1,5 мм; поле допуска на средний диаметр  $7g$ ; поле допуска на наружный диаметр  $6g$ ;  $R$  – резьба с закругленной впадиной; длина свинчивания 50 мм).

$M12 \times 1 LH - 6H/6g$  ( $LH$  – резьба левая;  $6H$  – поля допусков среднего и внутреннего диаметров гайки;  $6g$  – поля допусков среднего и наружного диаметров болта).

## 7.5 Допуски резьб с натягом и с переходными посадками

Рассматриваемые посадки служат главным образом для соединения шпилек с корпусными деталями, если нельзя применить соединения винтовое или типа болт – гайка. Эти посадки применяют в крепежных соединениях, работающих при ударах, вибрациях, колебаниях температуры, для центрирования деталей на резьбе и т. д.

*Посадки с натягом и переходные* должны обеспечивать неподвижность собранных деталей, исключая самоотвинчивание шпилек и возможность вывинчивания их из гнезда под действием моментов, возникающих на другом конце шпилек при отвинчивании гаек. Натяги создаются только по боковым сторонам профиля, т. е. по средним диаметрам сопрягаемых резьб; по наружным и внутренним диаметрам предусматриваются зазоры (рис. 7.6, а). Резьбовые соединения с натягом требуют ограничения допусков на диаметры  $d_2$  и  $D_2$  и, следовательно, допуска натяга.

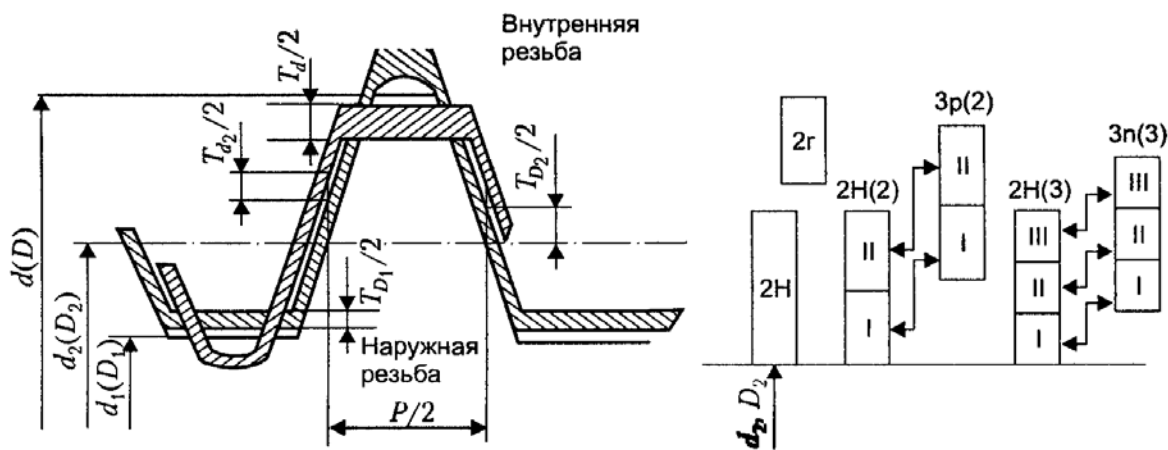


Рис. 7.6. Расположение полей допусков резьбы с натягом

ГОСТ 4608 – 81\* предусматривает посадки с натягом только в системе отверстия. Посадки

$$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}, \frac{2H5C(2)}{3p(2)}, \frac{2H4D(3)}{3n(3)} \text{ и } \frac{2H4C(3)}{3n(3)}$$

должны осуществляться с сортировкой наружной и внутренней резьб по собственно среднему диаметру в средней части резьбы на группы. Число групп (две или три) указано в скобках. Сборка резьбовых деталей (шпильки, гнезда) должна осуществляться из одноименных сортировочных групп по схеме, показанной на рис. 7.6, б.

Посадки

$$\frac{2H5D}{2r} \text{ и } \frac{2H5C}{2r}$$

осуществляются без сортировки. Допускается применение посадок  $3H6H/3p$  и  $3H6H/3n$  без сортировки на группы. Указанные посадки относятся к переходным и их применение требует дополнительной проверки.

Допуски среднего диаметра резьбы деталей, сортируемых на группы, не включают диаметральных компенсаций отклонений шага и угла наклона боковой стороны профиля. В этом случае на шаг и угол профиля предусмотрены допуски, которые контролируются только у шпилек, для гнезд эти отклонения обеспечивают при изготовлении резьбообразующего инструмента соответствующей точности.

Предельные отклонения внутреннего диаметра наружной резьбы по дну впадины  $d_3$  не устанавливаются. Они ограничиваются положением поля допуска среднего диаметра  $d_2$  и предельными отклонениями формы впадины наружной резьбы.

Резьбы с переходными посадками применяют при одновременном дополнительном заклинивании шпилек по коническому сбегу резьбы, по

плоскому бурту и цилиндрической цапфе. По ГОСТу 24834 – 81\* предусмотрены следующие посадки:

$$\frac{4H6H}{4jk}; \frac{5H6H}{4jk}; \frac{5H6H}{4jh}; \frac{4H6H}{4j}; \frac{5H6H}{4j}; \frac{3H6H}{2m}.$$

В условных обозначениях резьб с натягом и с переходными посадками поле допуска наружного диаметра  $d$  шпильки (болта) не проставляется, поскольку оно постоянное (для резьб с натягом –  $6e$  или  $6c$ , а для резьб с переходными посадками –  $6g$ ).

## 7.6 Стандартные резьбы общего и специального назначения

В табл. 7.2 приведены наименования стандартных резьб общего назначения, наиболее широко распространенных в машино- и приборостроении, и даны примеры их обозначения на чертежах.

К наиболее распространенным *цилиндрическим резьбам* специального назначения относятся: метрическая для приборостроения, упорная усиленная  $45^\circ$ , окулярная для оптических приборов, круглая для санитарно-технической арматуры, круглая для цоколей и патронов электрических ламп, для обсадных и колонковых труб геологического бурения, для объективов микроскопов, для масленок консистентной смазки; к *коническим резьбам* специального назначения относятся: коническая для вентиля и горловин баллонов для газов, замковая для труб геологоразведочного бурения, для обсадных труб и муфт к ним, для насосно-компрессорных труб и муфт к ним.

Таблица 7.2. – Резьбы общего назначения

Тип резьбы	Наименование резьбы	Профиль и угол профиля	Номер стандарта на допуски	Примеры обозначения на чертежах
<b>Для скрепления деталей и регулировочных устройств</b>				
Цилиндрическая метрическая	для диаметров 0,25 – 0,9 мм	Треугольный $\alpha = 60^\circ$	ГОСТ 9000 - 81	M0,5 – 4H5/5h5
	с крупным шагом		ГОСТ 16093 – 81	M20 – 6H/6g
	с мелким шагом			M20x2 – 6H/6g
	с натягом		ГОСТ 4608 – 81*	M16–2H5C(2)/3p(2)
	с переходными посадками	ГОСТ 24834 – 81*	M12-4H6H/4j	
	Круглая	Закругленный $\alpha = 30^\circ$	СТ СЭВ 3962 - 83	Rd12 – 7H6H/7e6e
<b>Для преобразования движений в винтовых механизмах</b>				
Цилиндрическая метрическая	Трапецеидальная однозаходная	Трапецеидальный $\alpha = 30^\circ$	ГОСТ 9562 – 81	Tr20x6 – 7H/7e
	Трапецеидальная многозаходная		ГОСТ 24739 – 81	Tr20x4(P2) – 8H/8e
	Упорная	Пилообразный $\beta = 30^\circ$ ; $\gamma = 3^\circ$	ГОСТ 25096 - 82	S80x10 – 7AZ/7h

Для плотного (герметичного) соединения труб, арматуры и т. д.				
Дюймовая	Трубная цилиндрическая	Треугольный $\alpha = 55^\circ$	ГОСТ 6357 - 81	G2 – A/A
	Трубная коническая		ГОСТ 6211 - 81	$\frac{R_c}{R} 2$
	Коническая дюймовая	Треугольный $\alpha = 60^\circ$	ГОСТ 6111 – 52*	K3/4" ГОСТ 6111 – 52*
Коническая метрическая	Коническая метрическая	Треугольный $\alpha = 60^\circ$	ГОСТ 25229 - 82	MK20x1,5
<p><b>Примечания:</b> 1. Левая резьба обозначается буквами <i>LH</i>, например, <i>M20 LH – 6H</i>.  2. Для многозаходной резьбы указывается ход резьбы, а затем в скобках буква <i>P</i> и численное значение шага, например, <i>Tr20x4(P2) – 8e</i>.</p>				

### **Контрольные вопросы:**

1. Какие различают виды резьб по эксплуатационным показателям?
2. Перечислите основные параметры резьбового соединения.
3. Назовите виды шагов метрической резьбы.
4. Что определяет номинальный контур резьбы?
5. Из чего складывается погрешность шага?
6. При каких условиях будет обеспечена свинчиваемость резьбового соединения?
7. Дайте определение «приведенный средний диаметр».
8. Почему основные параметры резьбы не нормируются отдельно друг от друга?
9. Как определить годность резьбы?
10. Какие основные отклонения предусмотрены для посадок резьбовых деталей с зазором?

## 8 ДОПУСКИ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Точность в значительной мере определяет работоспособность зубчатых и червячных передач, так как их погрешности вызывают дополнительные динамические нагрузки, неравномерность вращения, вибрации, шум, концентрацию нагрузок по длине контактных линий и другие дефекты. Существующие системы допусков для зубчатых и червячных передач ограничивают погрешности изготовления с целью получения работоспособных механизмов. Работоспособность передач с учетом условий их работы можно обеспечить, зная, какие основные эксплуатационные показатели определяют точность передач. Эта задача облегчается тем, что по условиям работы все зубчатые и червячные передачи можно подразделить на несколько групп, каждая из которых характеризуется своим основным показателем точности. Так, для *отсчетных* передач основным точностным требованием является кинематическая точность; для *высокоскоростных* – плавность работы; для *тяжелонагруженных тихоходных* – полнота контактных зубьев; для *реверсивных* (особенно отсчетных) – ограничение величины и колебания бокового зазора.

С учетом условий эксплуатации в стандартах на допуски для зубчатых и червячных передач установлены нормы точности: *кинематической, плавности работы и контакта зубьев*.

По точности изготовления все зубчатые колеса и передачи разделены на 12 степеней (от 1-й наиболее точной до 12-й наиболее грубой). Для некоторых степеней числовые значения допусков и отклонений пока не предусмотрены. Эти степени точности оставлены для будущего развития. К таким степеням точности относятся: для цилиндрических передач – 1 и 2; для конических – 1 - 3; для червячных – 1 и 2 при  $m < 1$  мм.

Независимо от норм и степеней точности в стандартах предусмотрены необходимые *виды сопряжений* зубьев, отличающихся наименьшими боковыми зазорами, и *виды допусков* на боковой зазор.

### 8.1 Система допусков для цилиндрических зубчатых передач

Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач разработан ГОСТ 1643 – 81, который распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи внешнего и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с диаметром делительной окружности до 6300 мм, модулем зубьев от 1 до 55 мм, шириной зубчатого венца или полушеврона до 1250 мм.

### 8.1.1 Кинематическая точность передачи

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

**Кинематической погрешностью передачи**  $F_{к.п.п.}$  называют разность между действительным  $\varphi_2$  и номинальным (расчетным)  $\varphi_{2н}$  углами поворота ведомого зубчатого колеса передачи, выраженную в линейных величинах длиной дуги его делительной окружности, т.е.

$$F_{к.п.п.} = (\varphi_2 - \varphi_{2н}) \cdot r, \quad (8.1)$$

где  $r$  – радиус делительной окружности ведомого колеса.

Наибольшая кинематическая погрешность  $F'_{ior}$  передачи определяется наибольшей алгебраической разностью значений кинематической погрешности передачи за полный цикл изменения относительного положения зубчатых колес (рис. 8.1, а) Здесь и далее штрихом обозначены погрешности, соответствующие однопрофильному зацеплению.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи ограничена допуском  $F'_{io}$ . Его значения в стандарте не приведены и определяются как сумма допусков на кинематическую погрешность ее колес, т. е.

$$F'_{io} = F'_{i1} + F'_{i2}, \quad (8.2)$$

**Кинематической погрешностью зубчатого колеса**  $F'_{к.п.к.}$  называют разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота зубчатого колеса на его рабочей оси, ведомого точным (измерительным) колесом при номинальном взаимном положении осей вращения этих колес; ее выражают в линейных величинах длиной дуги делительной окружности (рис. 8.1, б).

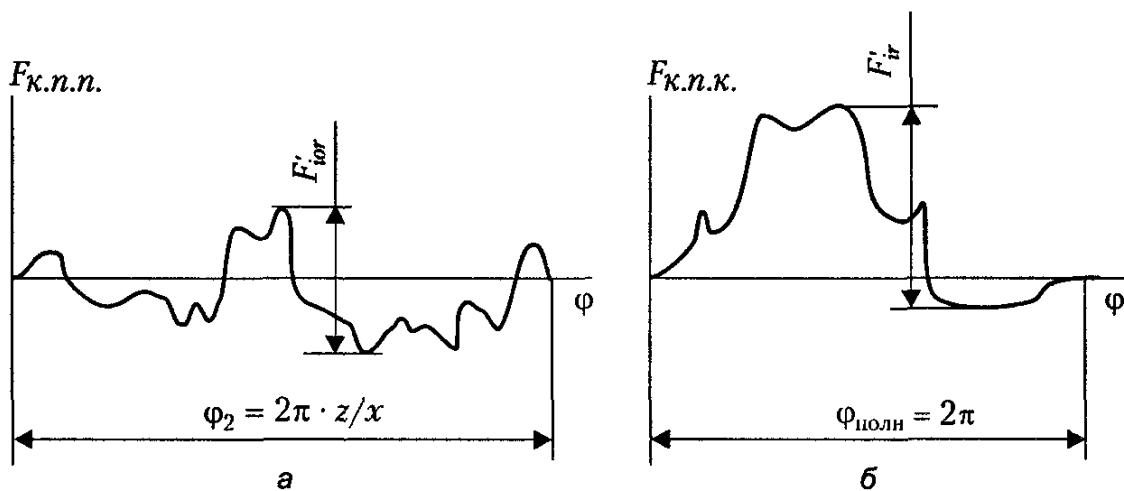


Рис. 8.1. Кривые кинематической погрешности зубчатой передачи (а) и зубчатого колеса (б)



**Наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса  $F'_{ir}$**  – наибольшая алгебраическая разность значений кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах угла  $\varphi_{полн}$  полного оборота (рис. 8.1, б), Эта погрешность ограничивается допуском на кинематическую погрешность колеса  $F'_i$  (значения в стандарте не приведены). Он определяется как сумма допусков на накопленную погрешность шага  $F_p$  и на погрешность профиля зуба  $f_f$ :

$$F'_i = F_p + f_f, \quad (8.3)$$

Допускается нормировать кинематическую погрешность колеса на  $k$  шагах –  $F'_{ikr}$ . Эта погрешность ограничивается допуском  $F'_{ik}$ .

**Погрешность обката  $F_{cr}$**  возникает в результате кинематической погрешности делительной цепи зубообрабатывающего станка. Эту составляющую кинематической погрешности колеса определяют при его вращении на технологической оси, исключив циклические погрешности зубцовой частоты и кратных ей более высоких частот. Погрешность обката ограничивается допуском  $F_c$ , выраженным в тех же единицах, что и допуск на кинематическую погрешность колеса.

**Накопленная погрешность  $k$  шагов  $F_{pkr}$**  (рис. 8.2) – наибольшая разность дискретных значений кинематической погрешности зубчатого колеса при номинальном его повороте на  $k$  целых угловых шагов:

$$F_{pkr} = (\varphi - k \cdot 2\pi/z) \cdot r, \quad (8.4)$$

где  $\varphi$  – действительный угол поворота зубчатого колеса;

$z$  – число зубьев зубчатого колеса;

$k \cdot 2\pi/z$  – номинальный угол поворота колеса ( $k \geq 2$  – число целых угловых шагов);

$r$  – радиус делительной окружности колеса.

Допуск на накопленную погрешность  $k$  шагов обозначают  $F_{pk}$ .

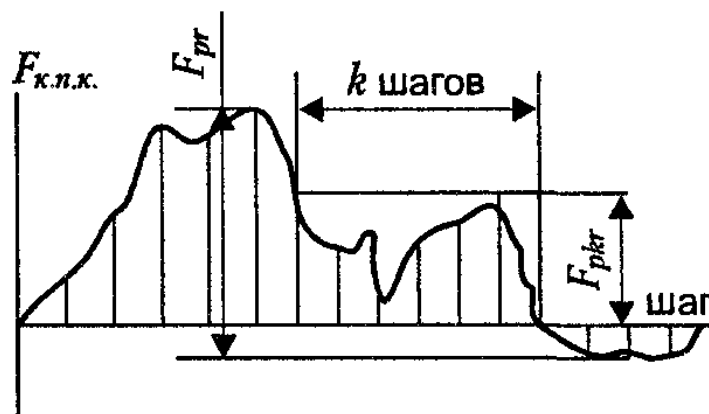


Рис. 8.2. Накопленная погрешность  $k$  шагов  $F_{pkr}$  и накопленная погрешность по зубчатому колесу  $F_{pr}$

**Накопленная погрешность шага зубчатого колеса  $F_{pr}$**  – наибольшая алгебраическая разность значений накопленных погрешностей в пределах зубчатого колеса (рис. 8.2). Допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса обозначают  $F_p$ . Накопленная погрешность шага зубчатого колеса образуется в основном вследствие погрешности обката и монтажного эксцентриситета зубчатого колеса.

**Радиальное биение зубчатого венца  $F_{rr}$**  – разность действительных предельных положений исходного контура в пределах зубчатого колеса (от его рабочей оси).

Радиальное биение зубчатого венца ограничивается допуском  $F_r$ . Практически  $F_{rr}$  определяется разностью расстояний от рабочей оси колеса до постоянных хорд  $S_c$  зубьев (рис. 8.3, а). Радиальное биение зубчатого венца вызвано неточным совмещением рабочей оси колеса с технологической осью при обработке зубьев, а также радиальным биением делительного колеса станка.

**Колебанием длины общей нормали  $F_{vw}$**  называют разность между наибольшей и наименьшей действительными длинами общей нормали в одном и том же зубчатом колесе:

$$F_{vw} = W_{\text{наиб}} - W_{\text{наим}}, \quad (8.5)$$

Оно зависит от тангенциальной составляющей погрешности обката. Эта погрешность ограничена допуском  $F_{vw}$ .

**Длина общей нормали зубчатого колеса  $W$**  – расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям  $A$  и  $B$  зубьев колеса (рис. 8.3, б). При этом общая нормаль к эвольвентным профилям является одновременно касательной к основной окружности.

**Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса  $F''_{ir}$**  – разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемыми при повороте последнего на полный оборот (рис. 8.4).

**Номинальным измерительным межосевым расстоянием  $a''$**  называют расчетное расстояние между осями измерительного и проверяемого колеса, имеющего наименьшее дополнительное смещение исходного контура. При этом сопряженные зубья колес находятся в плотном двухпрофильном зацеплении.

Здесь и далее двумя штрихами обозначены погрешности, соответствующие двухпрофильному зацеплению. Эти колебания ограничиваются допусками  $F''_j$ .

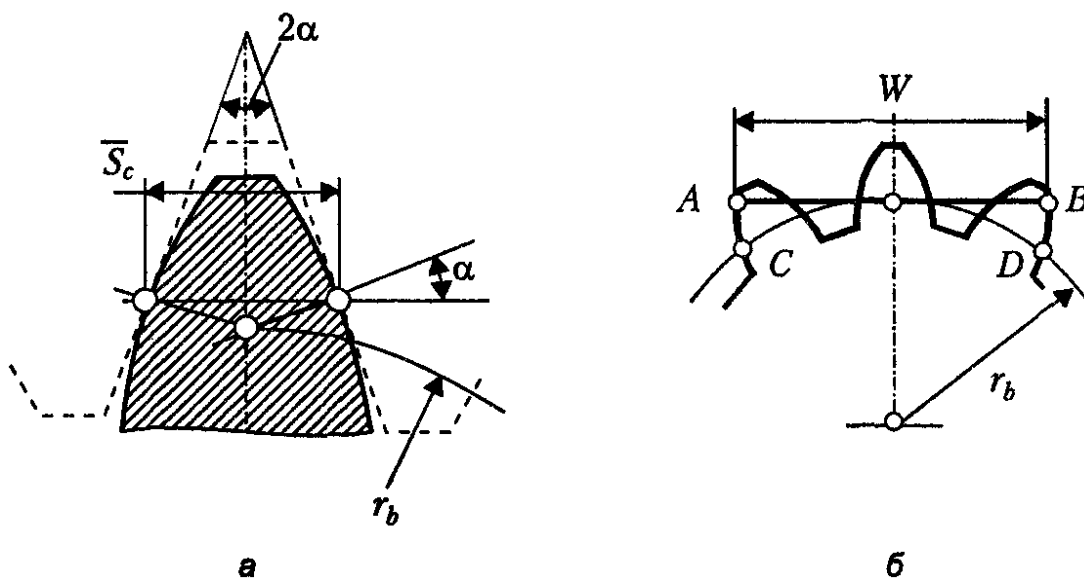


Рис. 8.3. Параметры зубчатого колеса, влияющие на его кинематическую точность:  
*a* – постоянная хорда  $S_c$ ; *б* – длина общей нормали  $W$

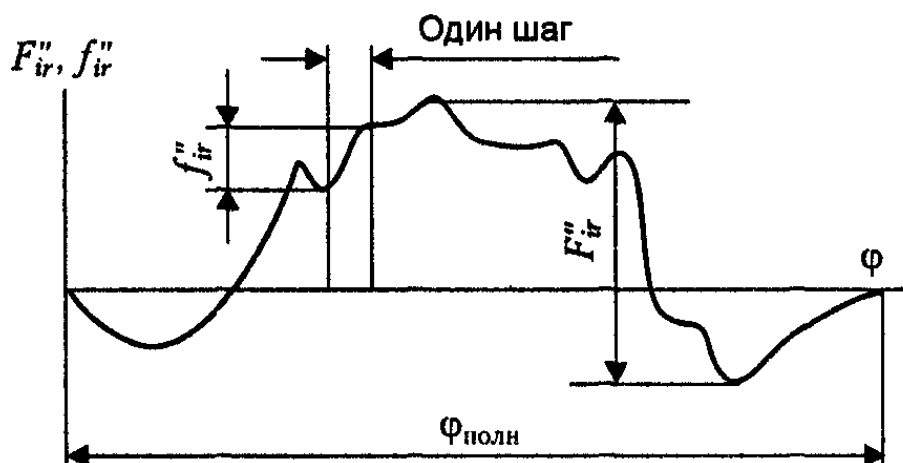


Рис. 8.4. Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса  $F''_{ir}$  и на одном шаге  $f''_{ir}$

### 8.1.2 Плавность работы передачи

Эта характеристика передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса и также составляют часть кинематической погрешности. Аналитически или с помощью анализаторов кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, амплитуда и частота которых зависят от характера составляющих погрешностей. Напри-

мер, отклонения шага зацепления (основного шага) вызывают колебания кинематической погрешности с зубцовой частотой, равной частоте входа в зацепление зубьев колес.

Циклический характер погрешностей, нарушающих плавность работы передачи, и возможность гармонического анализа дали основание определять и нормировать эти погрешности по спектру кинематической погрешности.

Под *циклической погрешностью передачи*  $f_{zkr}$  (рис. 8.5, а) и *зубчатого колеса*  $f_{zkr}$  (рис. 8.5, б) понимают удвоенную амплитуду гармонической составляющей кинематической погрешности соответственно передачи или колеса.

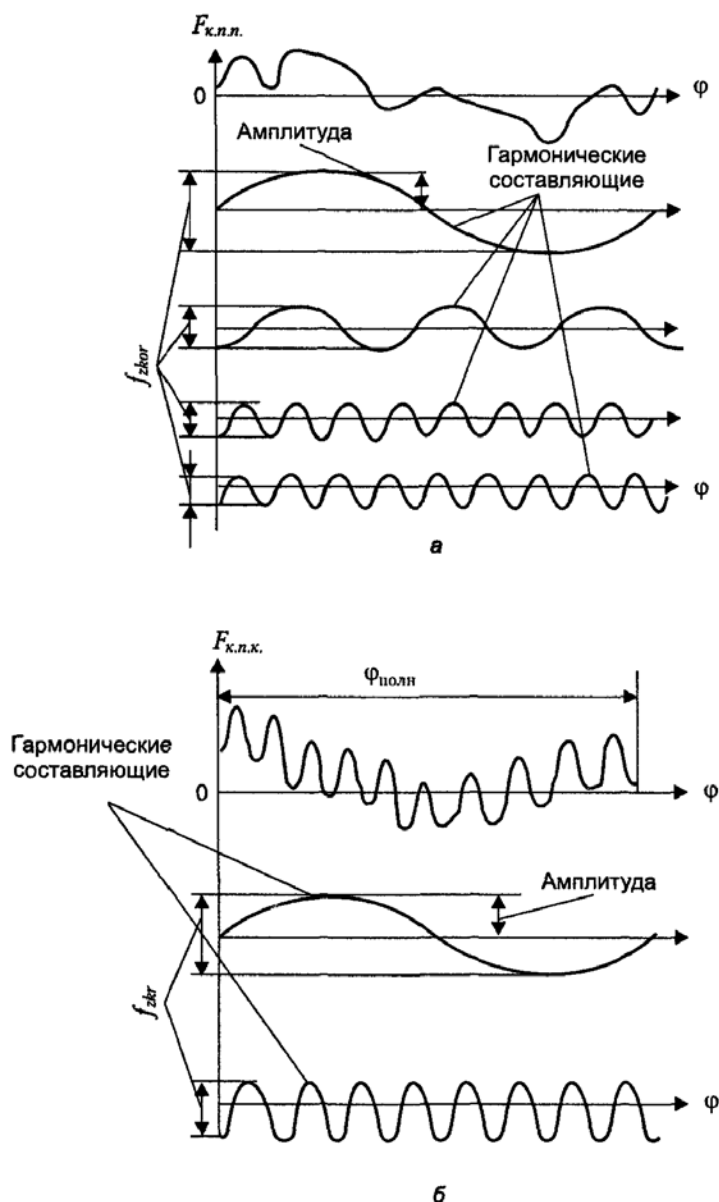


Рис. 8.5. Характер изменения кинематической погрешности и ее гармонических составляющих: а – для передачи; б – для зубчатого колеса

Для ограничения циклической погрешности установлены допуски:  $f_{zok}$  – на циклическую погрешность передачи и  $f_{zk}$  – на циклическую погрешность зубчатого колеса.

Для ограничения циклической погрешности с частотой повторения, равной частоте входа зубьев в зацепление  $f_{zzor}$  и  $f_{zzr}$ , установлены допуски на циклическую погрешность зубцовой частоты в передаче  $f_{zZo}$  и  $f_{zZr}$ . Эти допуски зависят от частоты циклической погрешности (равной числу зубьев колес  $z$ ), степени точности, коэффициента осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$  и модуля  $m$ .

*Коэффициентом осевого перекрытия* косозубой цилиндрической передачи  $\varepsilon_\beta$  называют отношение угла осевого перекрытия зубчатого колеса к угловому шагу. *Угол осевого перекрытия  $\varphi_\beta$*  (рис. 8.6) – это угол поворота зубчатого колеса косозубой цилиндрической передачи, при котором точка контакта зубьев перемещается по линии зуба этого колеса от одного его торца до другого (т. е. угол поворота колеса передачи от положения входа до выхода зуба из зацепления).

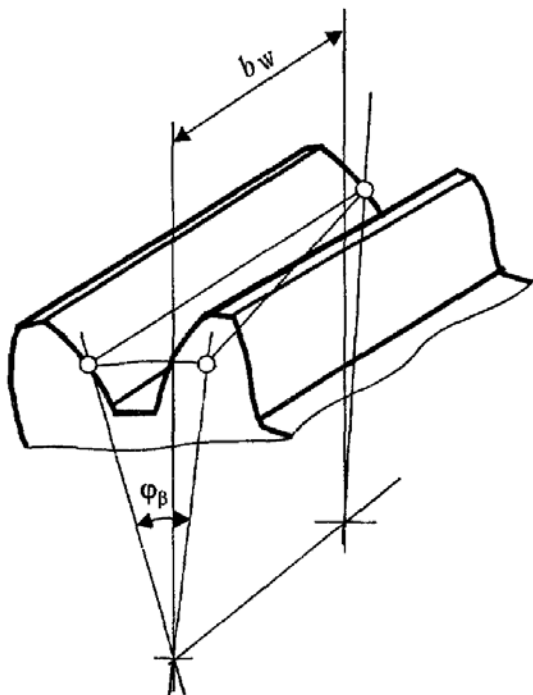


Рис. 8.6. Угол осевого перекрытия  $\varphi_\beta$  при рабочей ширине венца  $b_w$

Косозубые передачи со значительным коэффициентом осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta$  по сравнению с прямозубыми имеют меньший зубцовый импульс (меньшую амплитуду первой гармонической составляющей), поэтому с увеличением  $\varepsilon_\beta$  допуск  $f_{zZo}$  уменьшается.

*Местные кинематические погрешности передачи  $f'_{ior}$  и зубчатого колеса  $f'_{ir}$*  определяются наибольшей разностью между местными соседни-

ми экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности передачи или зубчатого колеса за полный цикл вращения колес передачи или в пределах оборота колеса  $\varphi_{полн}$  (рис. 8.7). Эти погрешности ограничиваются допусками соответственно  $f'_{i0}$  и  $f'_{i1}$ , причем  $f'_i = |f_{Pd}| + f_f$ .

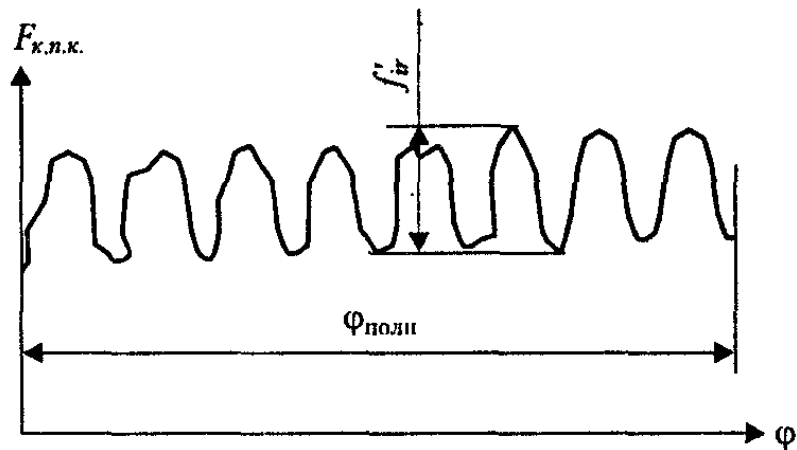


Рис. 8.7. Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса

**Погрешность профиля зуба  $f_{fr}$**  (рис. 8.8) – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными торцовыми профилями 1, между которыми размещается действительный торцовый активный профиль 2 зуба колеса. Под действительным торцовым профилем зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной к его рабочей оси.

Погрешности профиля вызывают неравномерность движения колес, дополнительные динамические нагрузки, а также уменьшают поверхность контакта зубьев. Предельная погрешность профиля регламентируется допуском  $f_f$ .

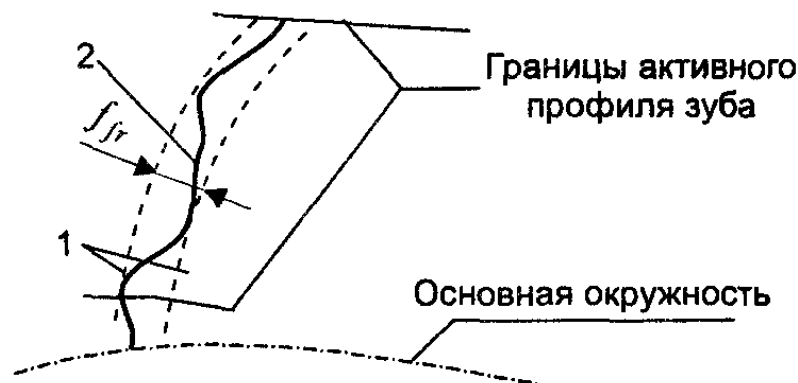


Рис. 8.8. Погрешность профиля зуба  $f_{fr}$

Действительный профиль рабочего участка зуба может иметь срез у вершины головки, называемый *фланком*. Применение колес с фланкированными зубьями значительно улучшает плавность работы передачи, обеспечивая более плавный вход зубьев в зацепление и выход из него. Если плавность работы колес соответствует требованиям стандарта, контроль плавности передач не обязателен, и, наоборот, если плавность передачи соответствует нормативам, плавность колес определять не обязательно.

**Отклонение шага (углового) в колесе  $f_{P_{tr}}$**  – это кинематическая погрешность зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг.

**Отклонение шага зацепления  $f_{P_{br}}$**  – разность между действительным  $P_{\partial}$  и номинальным  $P_n$  шагами зацепления (рис. 8.9).

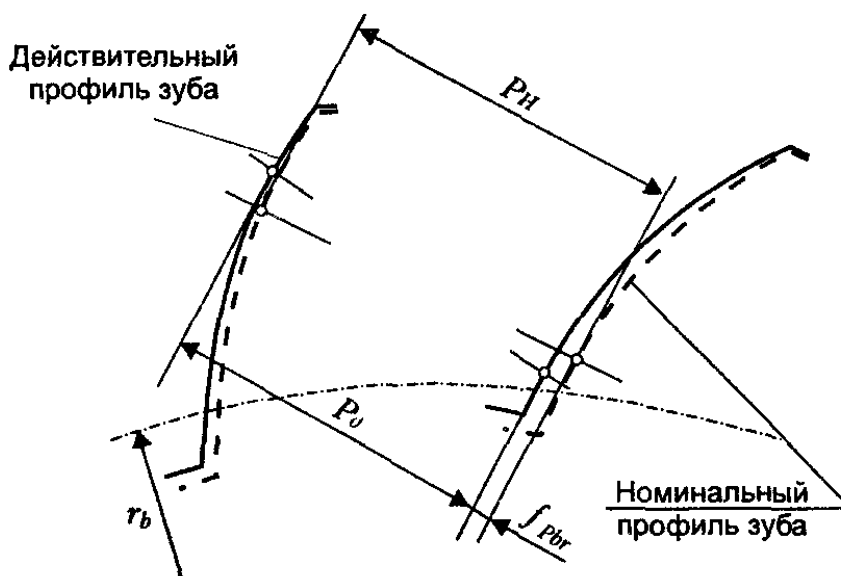


Рис. 8.9. Отклонение шага зацепления  $f_{P_{br}}$

Установлены верхнее и нижнее предельные *отклонения шага*  $\pm f_{P_t}$  и *шага зацепления* (основного)  $\pm f_{P_b}$ . Вместо отклонения шага  $f_{P_{tr}}$  можно применять **разность любых шагов**  $f_{vP_{tr}}$ , причем допуск на разность любых шагов  $f_{vP_{tr}} = 1,6 \cdot |f_{P_t}|$ .

**Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе  $f'_{ir}$**  – разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями при двухпрофильном зацеплении измерительного зубчатого колеса с контролируемым при повороте последнего на один угловой шаг (рис. 8.4). Эти колебания ограничиваются допусками  $f'_i$ .

Измерительное межосевое расстояние на одном зубе может изменяться вследствие колебаний положения зуборезного инструмента относи-

тельно оси колеса, неравенства шагов зацепления (основных шагов) сопрягаемых колес, погрешностей в направлении зубьев колес и т. п.

### 8.1.3 Контакт зубьев в передаче

Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необходимо, чтобы полнота контакта сопряженных боковых поверхностей зубьев колес была наибольшей. При неполном и неравномерном прилегании зубьев уменьшается несущая площадь поверхности их контакта, неравномерно распределяются контактные напряжения и смазочный материал, что приводит к интенсивному изнашиванию зубьев. Для обеспечения необходимой полноты контакта зубьев в передаче установлены наименьшие размеры суммарного пятна контакта.

**Суммарным пятном контакта** называют часть активной боковой поверхности зуба колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев парного колеса (следы надиров или краски) в собранной передаче после вращения под нагрузкой, устанавливаемой конструктором. Пятно контакта (рис. 8.10) определяется: по длине зуба – отношением расстояния  $a$  между крайними точками следов прилегания за вычетом разрывов  $c$ , превышающих модуль (в мм), к длине зуба  $b$ , т. е.  $[(a - c)/b] \cdot 100 \%$ ; по высоте зуба – отношением средней (по длине зуба) высоты следов прилегания  $h_m$  к высоте зуба соответствующей активной боковой поверхности  $h_p$ , т. е.  $(h_m/h_p) \cdot 100 \%$ .

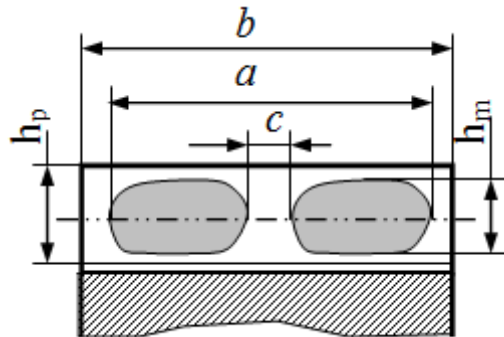


Рис. 8.10. Пятно контакта зубьев в передаче

**Мгновенное пятно контакта**, определяемое после поворота колеса собранной передачи на полный оборот при легком торможении.

На полноту контакта колес влияют погрешности формы зубьев и погрешности их взаимного расположения в передаче.

**Отклонением осевых шагов по нормали**  $F_{P_{Xnr}}$  называют разность между действительным осевым расстоянием зубьев и суммой соответствующего числа номинальных осевых шагов, умноженную на синус угла наклона делительной линии зуба  $\beta_p$ , т. е.  $F_{P_{Xnr}} = F_{P_{Xr}} \cdot \sin \beta$  (рис. 8.11, а).



Под действительным осевым расстоянием зубьев понимают расстояние между одноименными линиями зубьев косозубого зубчатого колеса по прямой, параллельной рабочей оси. Расстояние между одноименными линиями соседних зубьев является действительным осевым шагом. По ГОСТу 1643 – 81 предусмотрены предельные отклонения осевых шагов по нормали  $\pm F_{Pxn}$ .

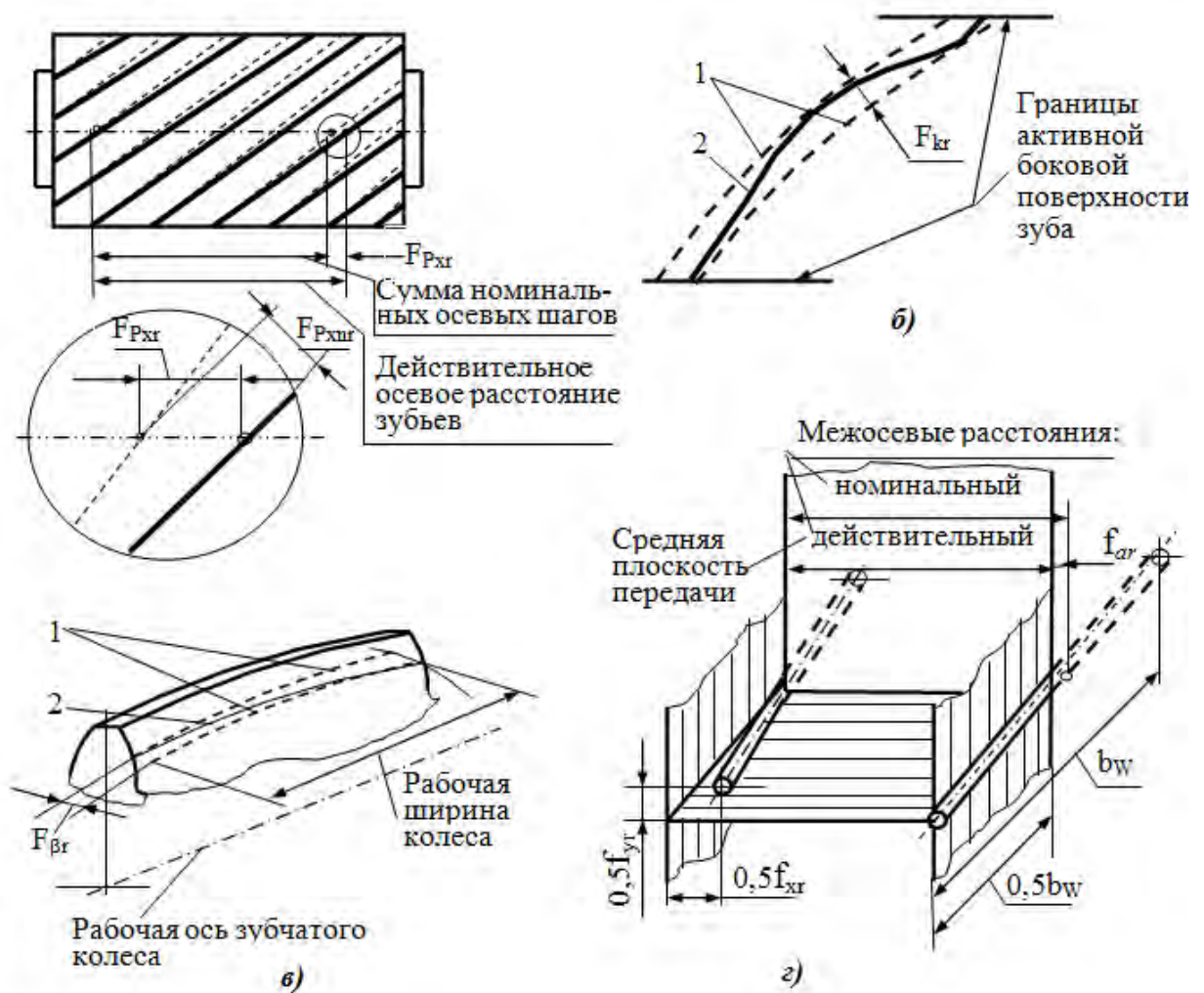


Рис. 8.11. Параметры полноты контакта зубьев в передаче:  
 а – отклонение осевых шагов по нормали  $F_{Pxn}$ ; б – суммарная погрешность контактной линии  $F_{kr}$ ; в – погрешность направления зуба  $F\beta_r$ ;  
 г – отклонение от параллельности осей  $f_{xr}$ , перекос осей  $f_{yr}$  и отклонение межосевого расстояния  $f_{ar}$

**Суммарная погрешность контактной линии  $F_{kr}$**  – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными потенциальными контактными линиями 1, условно наложенными на плоскость (поверхность) зацепления, между которыми размещается действительная потенциальная контактная линия 2 на активной боковой поверхности зуба (рис. 8.11, б).

Под контактной линией понимают линию пересечения поверхности зуба поверхностью зацепления.

Допуск на суммарную погрешность контактной линии  $F_k$  для данного модуля зависит от ширины колеса (или длины контактной линии) и коэффициента  $\varepsilon_\beta$  (с их увеличением допуск увеличивается). Отклонение  $F_{P_{xnr}}$  влияет на продольный, а погрешность  $F_{kr}$  – на высотный контакт зубьев.

**Погрешность направления зуба  $F_{\beta r}$**  – расстояние по нормали между двумя ближайшими номинальными делительными линиями зуба 1 в торцовом сечении (рис. 8.11, в), между которыми проходит действительная делительная линия зуба 2, соответствующая рабочей ширине венца или полушеврона. Под действительной делительной линией зуба понимают линию пересечения действительной боковой поверхности зуба колеса делительным цилиндром, ось которого совпадает с рабочей осью. Допуск на направление зуба  $F_\beta$  увеличивается с увеличением ширины колеса (или длины контактной линии).

**Отклонением от параллельности осей  $f_{xr}$**  называют отклонение от параллельности проекций рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, в которой лежит одна из осей и точка второй оси в средней плоскости передачи (рис. 8.11, з). Средней плоскостью передачи считают плоскость, проходящую через середину рабочей ширины зубчатого венца или (для шевронной передачи) через середину расстояния между внешними торцами, ограничивающими рабочую ширину полушевронов.

**Перекос осей  $f_{yr}$**  – отклонение от параллельности проекции рабочих осей зубчатых колес в передаче на плоскость, параллельную одной из осей и перпендикулярную плоскости, в которой лежит эта ось, и точка пересечения второй оси со средней плоскостью передачи (рис. 8.11, з).

Отклонение от параллельности и перекос осей определяют в торцовой плоскости в линейных единицах на длине, равной рабочей ширине венца или ширине полушеврона. Эти погрешности, характеризующие точность монтажа передачи с нерегулируемым расположением осей, ограничивают допусками  $f_x$  и  $f_y$ .

**Отклонениями межосевого расстояния  $f_{ar}$**  определяется точность монтажа передачи (рис. 8.11, з). Для этой погрешности установлены предельные отклонения  $\pm f_a$ .

При соответствии суммарного или мгновенного пятна контакта требованиям стандарта контроль по другим показателям, определяющим контакт зубьев в передаче, не является необходимым. Допускается определять пятна контакта с помощью измерительного колеса.

#### 8.1.4. Боковой зазор

Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала и ограничения

мертвого хода при реверсировании отсчетных и делительных реальных передач они должны иметь боковой зазор  $j_n$  (между нерабочими профилями зубьев сопряженных колес). Этот зазор необходим также для компенсации погрешностей изготовления и монтажа передачи и для устранения удара по нерабочим профилям, который может быть вызван разрывом контакта рабочих профилей вследствие динамических явлений. Такая передача является однопрофильной (контакт зубьев колес происходит по одним рабочим профилям).

Боковой зазор определяют в сечении, перпендикулярном к направлению зубьев, в плоскости, касательной к основным цилиндрам (рис. 8.12).

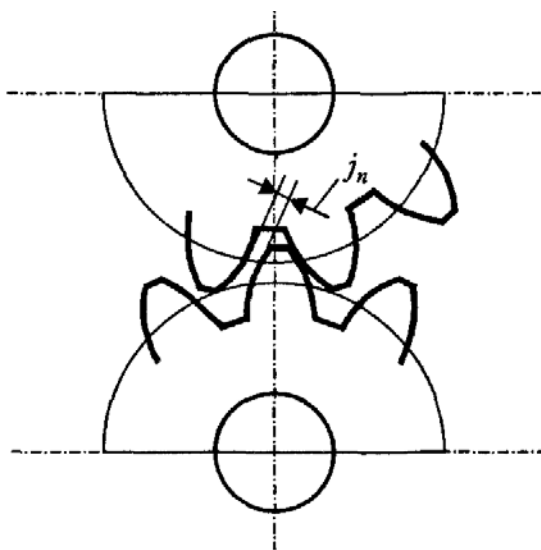


Рис. 8.12. Боковой зазор  $j_n$  в передаче

Независимо от степени точности изготовления колес передачи предусмотрено шесть видов сопряжений ( $A, B, C, D, E, H$ ), определяющих различные значения  $j_{nmin}$  (рис. 8.13). Установлено шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности римскими цифрами от I до VI. Соответствие видов сопряжения и указанных классов, приведенных в таблице 8.1, допускается изменять.

На боковой зазор установлен допуск  $T_{jn}$ , определяемый разностью между наибольшим и наименьшим зазорами. По мере увеличения бокового зазора увеличивается допуск  $T_{jn}$ . Установлено восемь видов допуска на боковой зазор:  $x, y, z, a, b, c, d, h$ . Каждому виду сопряжения соответствует определенный вид допуска (табл. 8.1). Соответствие видов сопряжений и видов допусков допускается изменять, используя при этом и виды допуска  $x, y$  и  $z$ .

Таблица 8.1. – Виды сопряжений и соответствующие им виды допусков на боковой зазор и классы отклонений на межосевое расстояние

Виды сопряжений с зазором	Обозначение вида сопряжений	Для степеней точности по нормам плавности	Виды допусков на боковой зазор	Классы отклонений на межосевое расстояние
				I
нулевым	H	3 – 7	h	II
весьма малым	E	3 – 7	h	II
малым	D	3 – 8	d	III
уменьшенным	C	3 – 9	c	IV
нормальным	B	3 – 11	b	V
увеличенным	A	3 – 12	a	VI
			z, y, x	

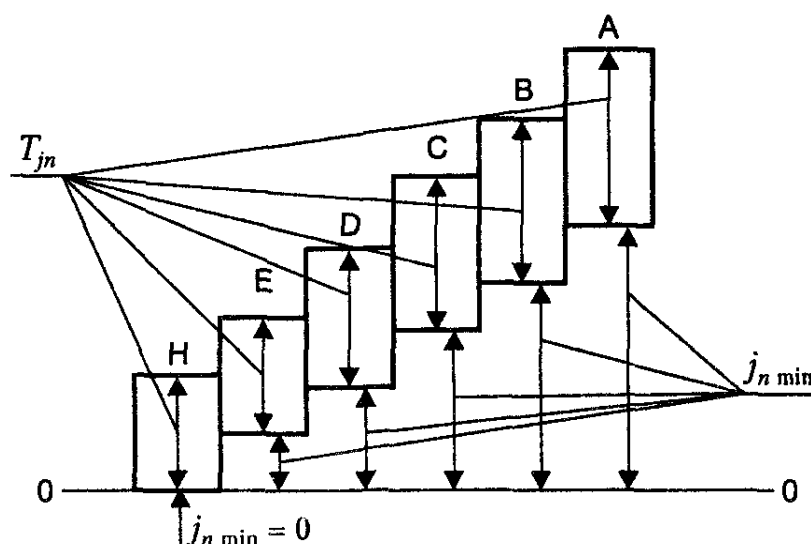


Рис. 8.13. Виды сопряжений и допуски на боковой зазор

Боковой зазор  $j_{nmin}$ , необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала, определяют по формуле

$$j_{nmin} = V + a_w \cdot (\alpha_1 \cdot \Delta t_1^o - \alpha_2 \cdot \Delta t_2^o) \cdot 2 \sin \alpha, \quad (8.6)$$

где  $V$  – толщина слоя смазочного материала между зубьями;

$a_w$  – межосевое расстояние;

$\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – температурные коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса;

$\Delta t_1^o$  и  $\Delta t_2^o$  – отклонение температур колеса и корпуса от 20 °С;

$\alpha$  – угол профиля исходного контура.

Деформацию от нагрева определяют по нормали к профилям.

Боковой зазор обеспечивают путем радиального смещения исходного контура рейки (зуборезного инструмента) от его номинального положения в тело колеса (рис. 8.14). Под *номинальным положением исходного контура* понимают положение исходного контура на зубчатом колесе, лишенном погрешностей, при котором номинальная толщина зуба соответствует плотному двухпрофильному зацеплению.

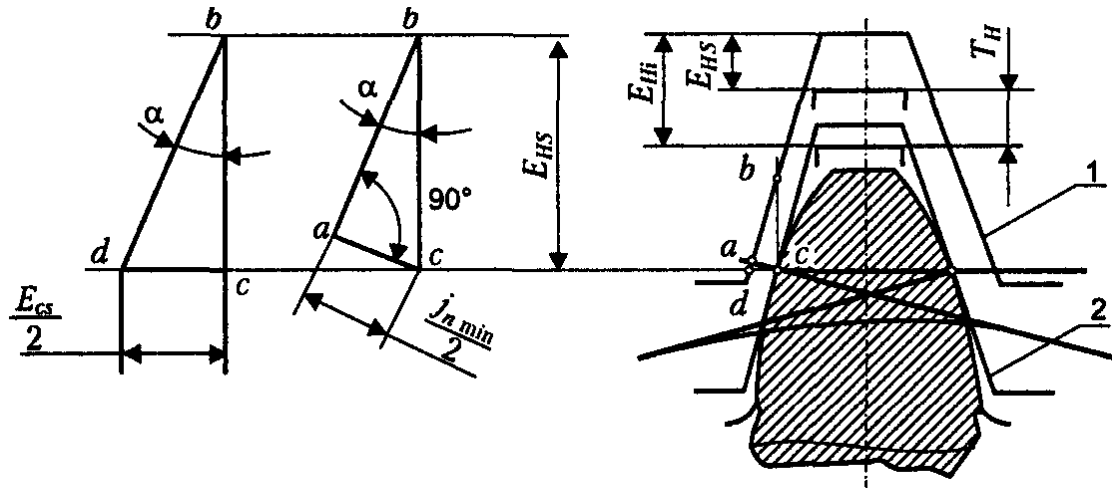


Рис. 8.14. Исходный контур:

1 – номинальное положение; 2 – действительное положение

Связь смещения исходного контура с боковым зазором  $j_n$  и утолщением толщины зуба по постоянной хорде  $E_{cs}$  можно установить соответственно из треугольников  $abc$  и  $dbc$  (рис. 8.14):

$$j_{nmin} = 2E_{Hs} \cdot \sin \alpha, \quad (8.7)$$

$$E_{cs} = 2E_{Hs} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.8)$$

Дополнительное смещение исходного контура  $E_{Hr}$  от его номинального положения в тело зубчатого колеса осуществляют для обеспечения в передаче гарантированного бокового зазора. Наименьшее дополнительное смещение исходного контура назначают в зависимости от степени точности по нормам плавности и вида сопряжения и обозначают: для зубчатых колес с внешними зубьями как  $-E_{Hs}$ , для колес с внутренними зубьями – через  $+E_{Hf}$ .

В таблице 8.2 приведены показатели, определяющие гарантированный боковой зазор, допуски и отклонения по нормам бокового зазора.

Таблица 8.2. – Показатели бокового зазора

Контролируемый объект	Показатель		Допуск или отклонение	
	Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Передача с нерегулируемым расположением осей	Отклонение межосевого расстояния	$f_{ar}$	Предельные отклонения межосевого расстояния	$\pm f_a$
Передача с регулируемым положением осей	Наименьший боковой зазор	$j_{n \min}$	Допуск бокового зазора	$T_{jn}$
Зубчатые колеса	Наименьшее дополнительное смещение исходного контура	$E_{Hs}$	Допуск на смещение исходного контура	$T_H$
	Наименьшее отклонение средней длины общей нормали	$E_{Wms}$	Допуск на среднюю длину общей нормали	$T_{Wm}$
	Наименьшее отклонение длины общей нормали	$E_{Ws}$	Допуск на длину общей нормали	$T_W$
	Наименьшее отклонение толщины зуба	$E_{cs}$	Допуск на толщину зуба	$T_c$
	Верхнее отклонение измерительного межосевого расстояния	$E_{a's}$	Нижнее отклонение измерительного межосевого расстояния	$E_{a'i}$

**Примечание.** Среднюю длину общей нормали определяют по формуле

$$W_m = (W_1 + W_2 + \dots + W_z)/z, \quad (8.9)$$

где  $W_1, W_2, \dots, W_z$  – действительные длины общей нормали;  
 $z$  – число зубьев.

Общий боковой зазор должен состоять из гарантированного бокового зазора  $j_{nmin}$  и зазора  $K_j$ , компенсирующего погрешности изготовления зубчатых колес и монтажа передачи и уменьшающего боковой зазор:

$$j_{nmin} + K_j = 2(E_{Hs1} + E_{Hs2}) \cdot \sin \alpha, \quad (8.10)$$

Зазор  $K_j$  отсчитывают по нормали к зубьям.

Необходимое наименьшее смещение исходного контура на обоих зубчатых колесах

$$E_{Hs1} + E_{Hs2} = 0,5 \cdot (j_{nmin} + K_j) / \sin \alpha, \quad (8.11)$$

Зазор  $K_j$  предназначен для компенсации ряда погрешностей изготовления зубчатых колес и монтажа передачи и определяется по формуле

$$K_j = \sqrt{(2f_a \cdot \sin \alpha)^2 + 2(f_{pb})^2 + 2(F_\beta)^2 + (f_x \cdot \sin \alpha)^2 + (f_y \cdot \cos \alpha)^2}, \quad (8.12)$$

Наибольший боковой зазор, получаемый между зубьями в передаче, не ограничен стандартом. Он представляет собой замыкающее звено сборочной размерной цепи, в которой составляющими размерами, ограничен-

ными допусками, являются межосевое расстояние и смещение исходных контуров при нарезании обоих колес и др. Поэтому наибольший зазор не может превышать значения, получаемого при наиболее неблагоприятном сочетании отклонений составляющих размеров:

$$j_{nmax} = j_{nmin} + 2(T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) \cdot \sin\alpha, \quad (8.13)$$

### 8.1.5 Обозначение точности колес и передач

Точность изготовления зубчатых колес и передач задают степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора. Примеры условного обозначения: 7 - С ГОСТ 1643 - 81 – цилиндрическая передача со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения зубчатых колес С и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор (вид допуска с), а также между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния; 8 – 7 – 6 - Ва ГОСТ 1643 - 81 – цилиндрическая передача со степенью 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 - по нормам плавности, со степенью 6 - по нормам контакта зубьев с видом сопряжения В, видом допуска на боковой зазор а и соответствием между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Пример обозначения передачи со степенью точности 7 по всем нормам, с видом сопряжения колес С, видом допуска на боковой зазор а и более грубым классом отклонений межосевого расстояния – V (при  $a_w = 450$  мм и уменьшенном гарантированном боковом зазоре  $j_{nmin} = 128$  мкм): 7 - Ca/V - 128 ГОСТ 1643 - 81. Здесь уменьшенный гарантированный зазор определен по формуле

$$j'_{nmin} = j_{nmin} - 0,68(|f'_a| - |f_a|) = 155 - 0,68(120 - 80) \approx 128,$$

где  $f'_a$  – отклонение межосевого расстояния для более грубого класса;

$j_{nmin}$  и  $f_a$  – гарантированный боковой зазор и предельное отклонение межосевого расстояния для данного вида сопряжения найдены по ГОСТу 1643 - 81.

При более точном классе отклонений  $a_w$  боковой зазор в передаче больше табличного и его в обозначении можно не указывать.

В тех случаях, когда на одну из норм цилиндрических зубчатых передач не задается степень точности, вместо соответствующей цифры указывается буква N.

Например, N – 8 – 8 – D ГОСТ 9178 – 81.

### 8.1.6 Выбор степени точности и контролируемых параметров зубчатых передач

Степень точности колес и передач устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности, передаваемой мощности, а также окружной скорости колес. При выборе степени точности учитывают опыт эксплуатации аналогичных передач. При комбинировании степеней точности необходимо учитывать, что нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев можно назначать по любым степеням, более точным, чем нормы плавности, а также на одну ступень грубее норм плавности.

Указанные ограничения вызваны наличием определенной взаимосвязи между показателями точности колес. Так, циклическая погрешность является частью кинематической погрешности, многократно повторяющейся за оборот колеса (рис. 8.15). Поэтому при сохранении допуска на кинематическую погрешность колеса расширение допуска на циклическую погрешность более чем на одну степень вызывает заметное уменьшение допускаемого значения кинематической погрешности и делает практически невозможным изготовление такого колеса.

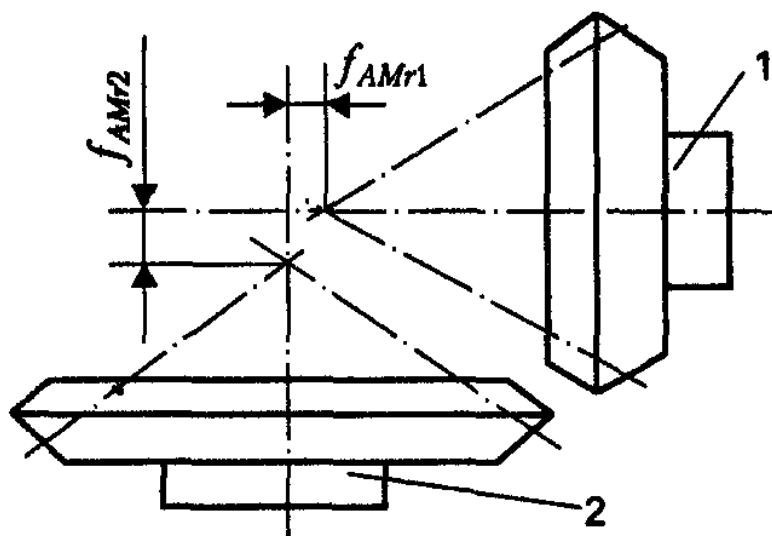


Рис. 8.15. Осевые смещения зубчатого венца конических зубчатых колес при монтаже

Передача не может работать плавно при плохом контакте зубьев. Если контакт смещен к головке или ножке зуба, то зуб работает кромкой на входе или выходе из зацепления, что вызывает беспокойную работу передачи. В большинстве случаев степени точности по нормам контакта совпадают со степенями точности по нормам плавности.



Точность зубчатых колес проверяют различными методами и с помощью различных средств, поэтому установлено несколько равноправных вариантов показателей точности колес. Выбор контролируемых параметров (показателей точности) зубчатых колес зависит от требуемой точности, размера, особенностей производства и других факторов.

Предпочтение следует отдавать комплексным показателям  $F'_{ior}$ ,  $f_{zzor}$ ,  $f_{zkor}$  и суммарному пятну контакта. При комплексном контроле точность колес и передач оценивают по суммарному проявлению отклонений отдельных параметров, часть из которых может быть увеличена за счет уменьшения других или же вследствие компенсации одних погрешностей другими.

Для контроля кинематической точности, плавности, полноты контакта и бокового зазора колес установлены *комплексы контролируемых параметров*, приведенные в ГОСТе 1643 – 81.

Показатели кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес установлены так, что результаты контроля зубчатого колеса по одному из указанных комплексов не противоречат результатам проверки по другому комплексу. Например, если колесо по нормам кинематической точности признано годным по третьему комплексу, то оно не должно быть забраковано при повторном контроле по первому или любому другому комплексу. Для этого допуски различных показателей точности между собой взаимосвязаны.

## 8.2 Допуски зубчатых конических и гипоидных передач

Принципы построения системы допусков для зубчатых конических (ГОСТ 1758 - 81) и гипоидных передач (ГОСТ 9368 – 81) аналогичны принципам построения системы для цилиндрических передач. Установлено 12 степеней точности зубчатых колес и передач, причем для степеней точности 1, 2 и 3 допуски и предельные отклонения не даны (они предусмотрены для будущего развития). Для каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев колес в передаче. Допускается комбинирование указанных норм различных степеней точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев нельзя назначать по степеням точности более грубыми, чем нормы плавности.

Независимо от степеней точности и их комбинирования установлено шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче: *A, B, C, D, E* и *H* (в порядке убывания гарантированного бокового зазора).

На *кинематическую точность* колес, скомплектованных пар колес и передач кроме параметров, предусмотренных для цилиндрических передач, предусмотрены также следующие специфические параметры:

*колебание измерительного межосевого угла пары* (измерительной пары) *за полный цикл*  $F''_{i\Sigma r}$  (за полный оборот зубчатого колеса  $F''_{i\Sigma r}$ ), определяемое разностью наибольшего и наименьшего измерительных межосевых углов за полный цикл (оборот колеса) изменения относительного положения зубчатых колес пары при беззазорном их зацеплении;

*колебание бокового зазора в передаче*  $F_{vijr}$ ;

*колебание относительного положения зубчатых колес пары* (измерительной пары) *по нормали за полный цикл*  $F''_{inor}$  (за полный оборот зубчатого колеса  $F''_{inr}$ ), определяемое наибольшей разностью положений одного колеса пары относительно другого в направлении, перпендикулярном плоскости, проходящей через общую образующую начальных конусов и касательную к ним (применяются вместо  $F''_{i\Sigma r}$  и  $F''_{i\Sigma r}$  соответственно).

*Показатели плавности работы и контакта зубьев* примерно те же, что и для цилиндрических передач.

Для оценки **плавности работы** предусмотрен специфический параметр – *осевое смещение зубчатого венца*  $f_{AMr}$ , определяемое смещением зубчатого венца вдоль его оси при монтаже передачи от положения, при котором плавность работы и пятно контакта являются наилучшими, установленными при обкаточном контроле пары 1-2 (рис. 8.15). Установлены предельные осевые смещения зубчатого венца  $\pm f_{AM}$ .

Примеры условного обозначения точности конической передачи:  
8 – 7 – 6 – В ГОСТ 1758 – 81.

### 8.3 Допуски червячных цилиндрических передач

Для червячных цилиндрических передач ГОСТ 3675 – 81 устанавливает 12 степеней точности: 1, 2, ..., 12 (в порядке убывания точности).

Для червяков, червячных колес и червячных передач каждой степени точности установлены нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев и витков. Допускается комбинирование указанных норм разных степеней точности при соблюдении правил, аналогичных правилам, установленным для цилиндрических зубчатых передач.

Независимо от степеней точности установлено шесть видов сопряжения червяка с червячным колесом в передаче: *A, B, C, D, E, H* – и восемь видов допуска  $T_{jn}$ : *x, y, z, a, b, c, d, h*. Обозначения даны в порядке убывания бокового зазора и допуска на него.

Показатели кинематической точности **червячных колес и передач** такие же, что и у цилиндрических зубчатых передач.

Показателями плавности работы **червяков** являются:

*погрешность винтовой поверхности витка червяка*  $f_{hcr}$ ;

*радиальное биение витка червяка*  $f_{rr}$ ;

*отклонение осевого шага червяка*  $f_{pxr}$ ;

*накопленная погрешность k шагов червяка*  $f_{pxkr}$ ;

погрешность винтовой линии в пределах оборота  $f_{hr}$  и на всей длине червяка  $f_{hkr}$ ;

погрешность профиля витка червяка  $f_{flr}$ .

Показателями плавности работы червячных колес и передачи являются такие же показатели, что у цилиндрических зубчатых передач.

Показателями контакта зубьев червячного колеса с витками червяка являются:

суммарное пятно контакта;

смещение средней плоскости в передаче  $f_{xr}$  (рис. 8.16, а);

отклонение межосевого расстояния в передаче  $f_{ar}$  (рис. 8.16, б);

отклонение межосевого угла передачи  $f_{\Sigma r}$  (рис. 8.16, в).

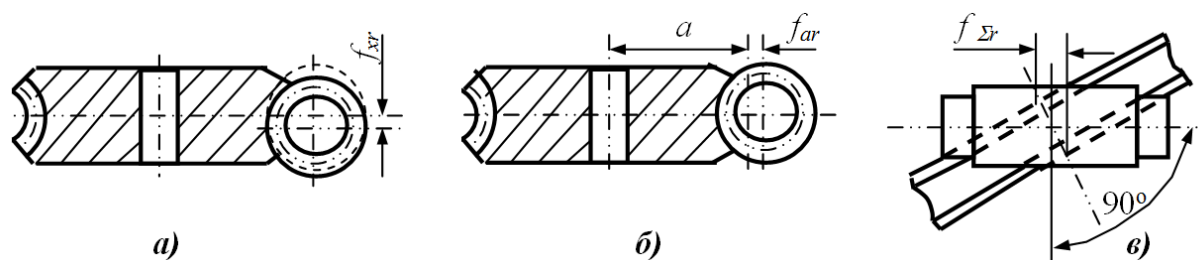


Рис. 8.16. Погрешности червячных передач

Пример условного обозначения червячной передачи:  
8 – 7 – 6 Вa ГОСТ 3675 – 81.

### Контрольные вопросы:

1. Перечислите основные преимущества зубчатых передач.
2. Каким образом точность зубчатых колес и передач влияет на работоспособность зубчатых передач?
3. Какие зубчатые передачи относятся к отсчетным?
4. Какие нормы и степени точности установлены в системе допусков зубчатых цилиндрических соединений?
5. Приведите определение и рассмотрите суть кинематической точности зубчатых передач.
6. Какие нормы предусмотрены для обеспечения плавности работы передачи.
7. Дайте определение понятия «суммарное пятно контакта».
8. Каким образом можно определить нормы контакта зубьев?
9. Каким образом можно получить различные величины бокового зазора в передаче?
10. Как обозначается точность зубчатых колес и передач?

## 9 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпонки являются соединительным звеном между вращающимися деталями (шкивы, звездочки, зубчатые колеса) и валом или осью. Основное назначение шпоночных соединений – передача крутящего момента.

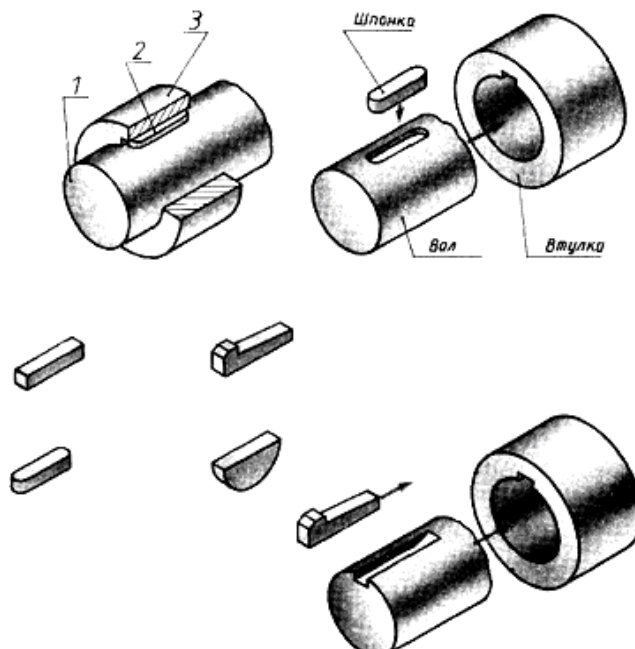


Рис. 9.1. Шпоночное соединение:  
1 – вал; 2 – шпонка; 3 – втулка

Достоинства шпоночных соединений:

- простота и надежность конструкции;
- легкость сборки и разборки;
- невысокая стоимость.

Недостаток шпоночных соединений:

- снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за ослабления их поперечных сечений шпоночными пазами.

По форме шпонки делятся на следующие виды: *призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные* (рис. 9.2. - 9.5.).

В автотракторном и сельскохозяйственном машиностроении наиболее распространены призматические и сегментные шпонки.

Призматические шпонки могут организовывать как подвижные, так и неподвижные соединения, сегментные и клиновые шпонки – только неподвижные.

Посадочным размером в шпоночном соединении является ширина шпонки  $b$ , все остальные размеры шпоночного соединения, являются непосадочными размерами. Поле допуска на ширину призматических и сег-

ментных шпонок –  $h_9$ ; высота шпонки –  $h_{11}$ ; длина шпонки –  $h_{14}$ ; глубина паза вала –  $H_{12}$ ; длина паза вала –  $H_{15}$ ; глубина паза втулки –  $H_{12}$ .

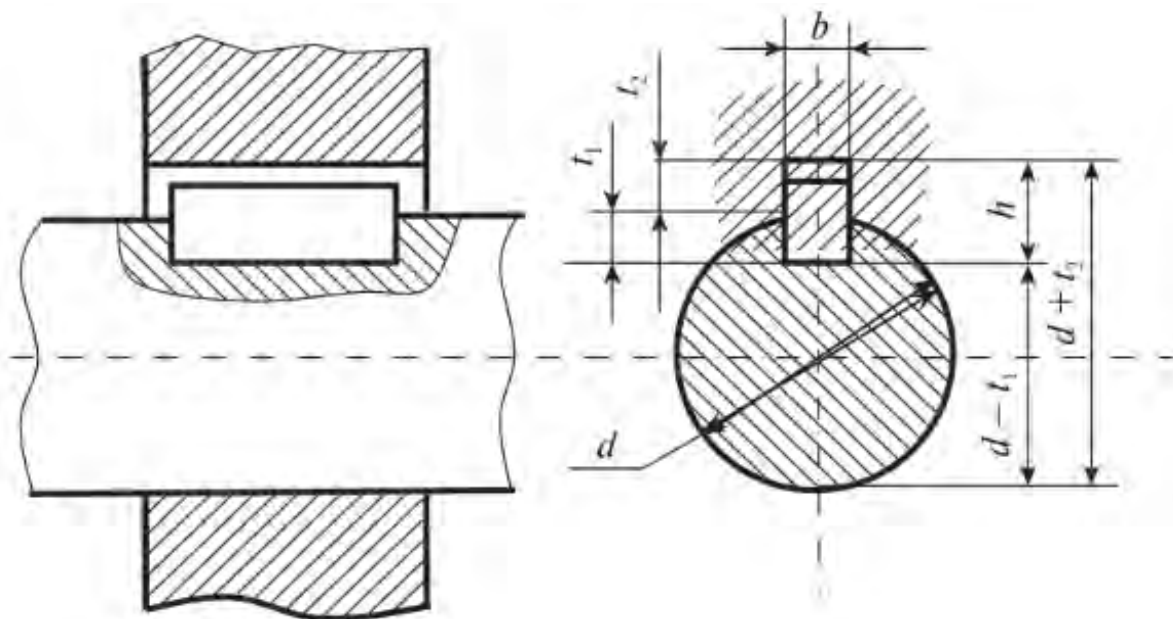


Рис. 9.2. Схема шпоночного соединения с призматической шпонкой:  
 $d$  – диаметр вала;  $t_1$  – глубина паза вала;  $t_2$  – глубина паза втулки

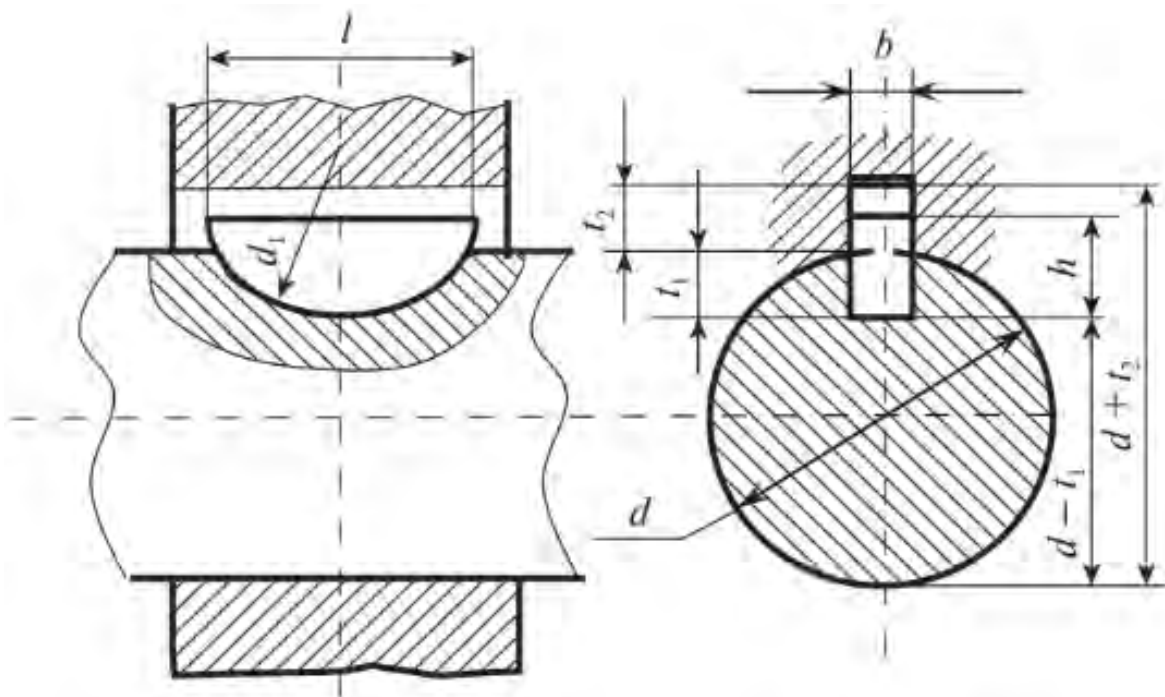


Рис. 9.3. Схема шпоночного соединения с сегментной шпонкой:  
 $d_1$  – диаметр шпонки

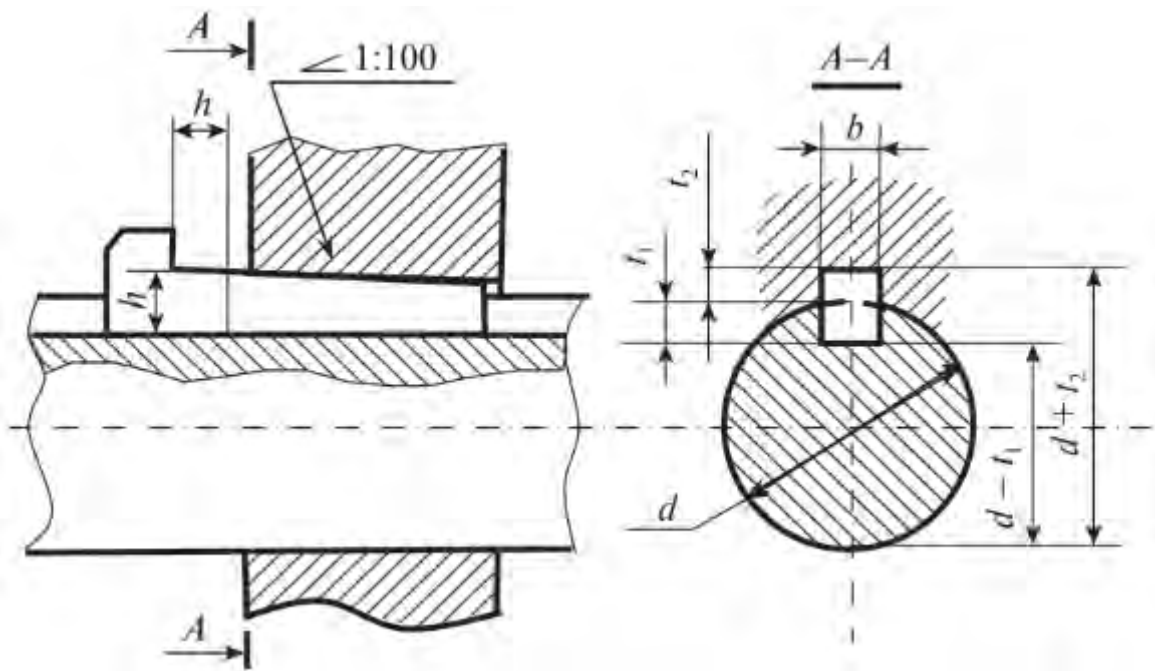


Рис. 9.4. Схема шпоночного соединения с клиновой шпонкой

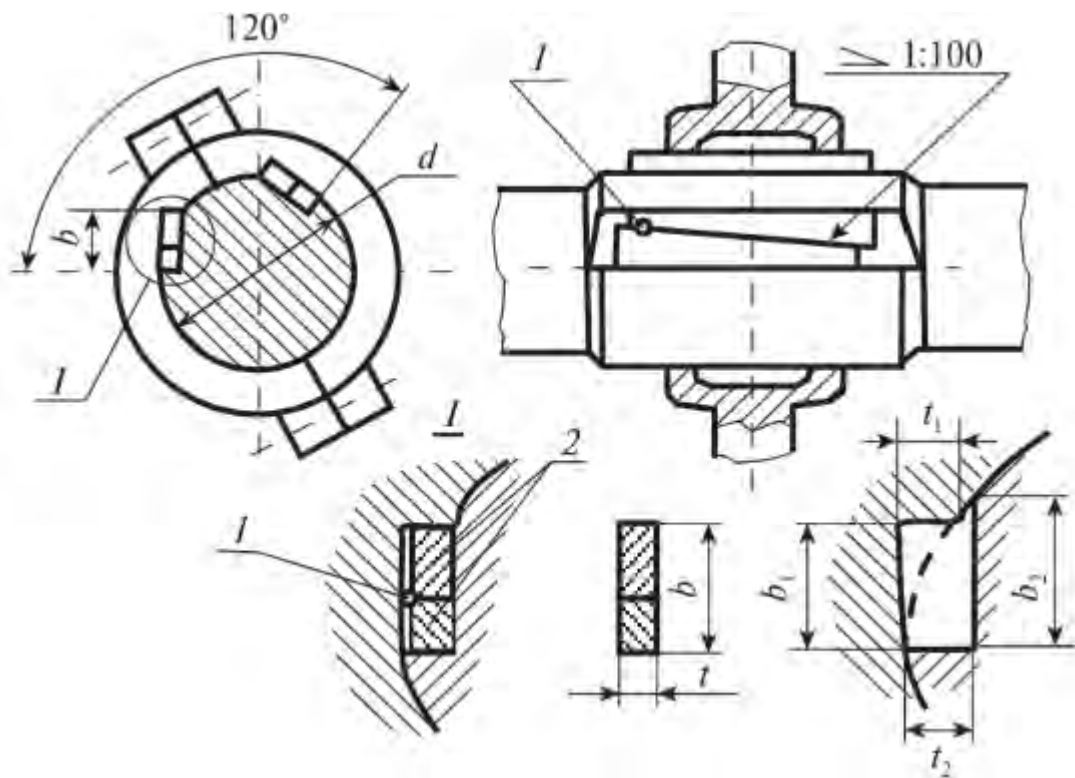


Рис. 9.5. Схема шпоночного соединения с тангенциальными шпонками:  
 1 – фиксирующий элемент (штифт или винт); 2 – шпонки;  
 $b_1$  – ширина шпоночного паза во втулке;  $b_2$  – ширина шпоночного паза на валу;  $b$  – ширина шпонок в сборе

Различают три характера соединений: *плотное, нормальное, свободное* (рис. 9.6. - 9.7.).

Плотное – при точном центрировании, индивидуальное производство;

Нормальное – массовое производство;

Свободное – направляющие шпонки.

Шероховатость поверхностей шпоночного паза находится в пределах  $R_a = 3,2 \dots 6,3$  мкм.

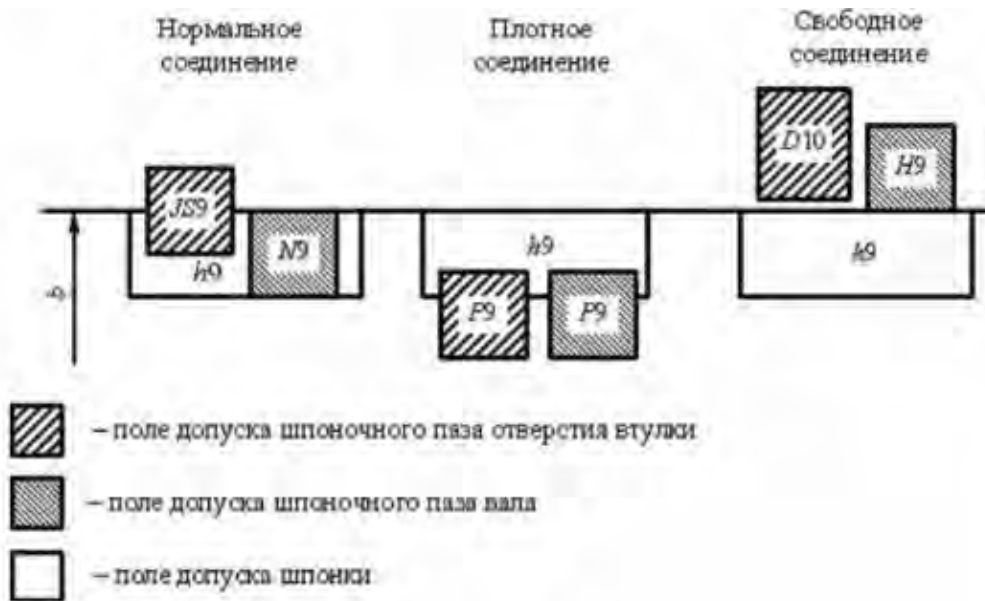


Рис. 9.6. Расположение полей допусков в шпоночных соединениях

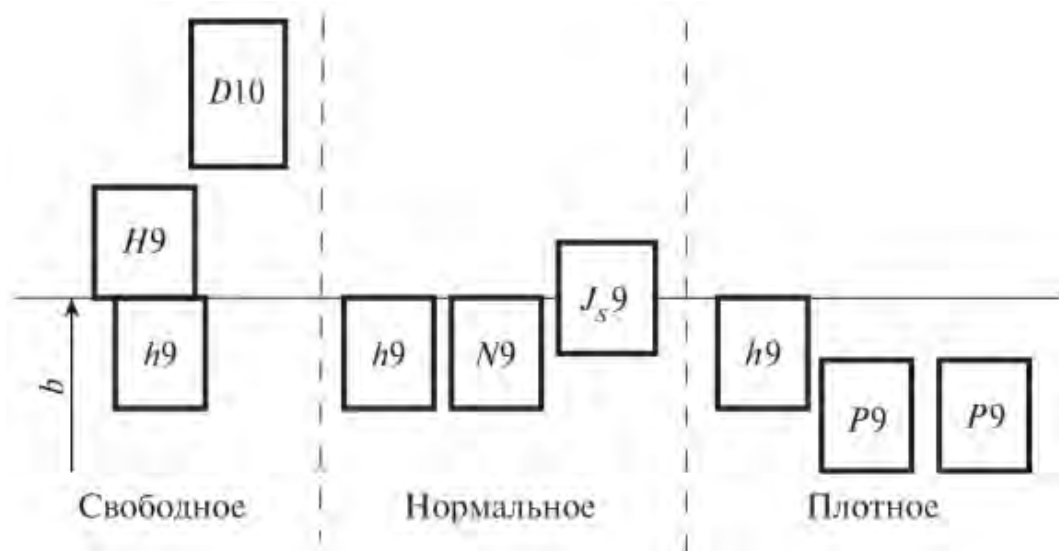


Рис. 9.7. Схема полей допусков шпоночного соединения с призматической шпонкой

**Средства контроля деталей шпоночного соединения.** Для контроля размеров деталей шпоночного соединения можно использовать универсальные средства измерения, однако это требует больших затрат времени. Поэтому детали шпоночных соединений контролируют с помощью предельных калибров.

Ширину пазов вала и втулки проверяют пластинами, имеющими проходную и непроходную стороны (рис. 9.8, а). Размер от образующей цилиндрической поверхности втулки до дна паза контролируют пробкой со ступенчатым выступом (рис. 9.8, б). Глубину паза вала проверяют кольцевыми калибрами, имеющими стержень с проходной и непроходной ступенями (рис. в). Симметричность расположения паза относительно осевой плоскости проверяют у втулки пробкой со шпонкой (рис. 9.8, з), а у вала – накладной призмой с контрольным стержнем (рис. 9.8, д).

Из большого числа размеров шпоночного соединения за счет пластических деформаций изменяется только ширина шпоночных пазов и самой шпонки.

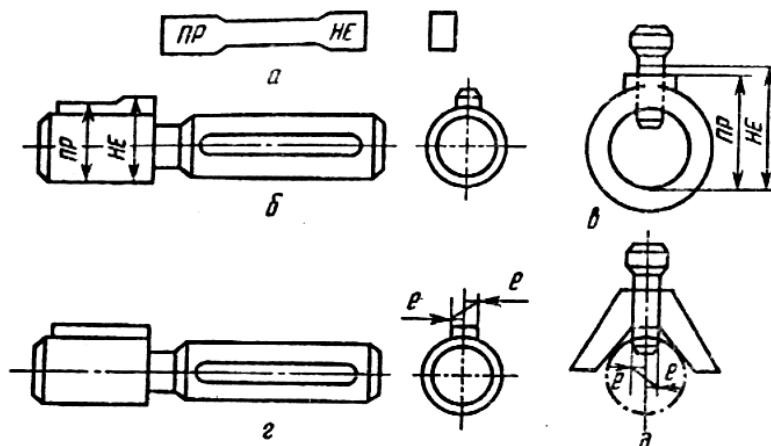


Рис. 9.8. Средства контроля деталей шпоночного соединения

**Контрольные вопросы:**

1. Для чего предназначены шпоночные соединения?
2. Назовите виды конструкций шпонок.
3. Какие виды сил (окружную, осевую) передают затяжные шпоночные соединения?
4. Какие виды сил (окружную, осевую) передают незатяжные шпоночные соединения?
5. Перечислите достоинства шпоночных соединений.
6. Назовите недостатки шпоночных соединений.
7. Как выбрать номинальные размеры призматической шпонки?
8. Какой размер является основным посадочным размером в шпоночном соединении?
9. Назовите виды шпоночных соединений с призматическими шпонками.
10. Что указывается в условном обозначении шпонки?



## 10 ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевое соединение можно рассматривать как «многошпоночное» соединение, в котором шпонки выполнены заодно с валом или втулкой и расположены по всей окружности равномерно и параллельно их осям. В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делятся на шлицевые прямобочные (ГОСТ 1139 – 80\*) (рис. 10.1), шлицевые эвольвентные с углом профиля  $30^\circ$  (ГОСТ 6033 – 80\*) и треугольные.

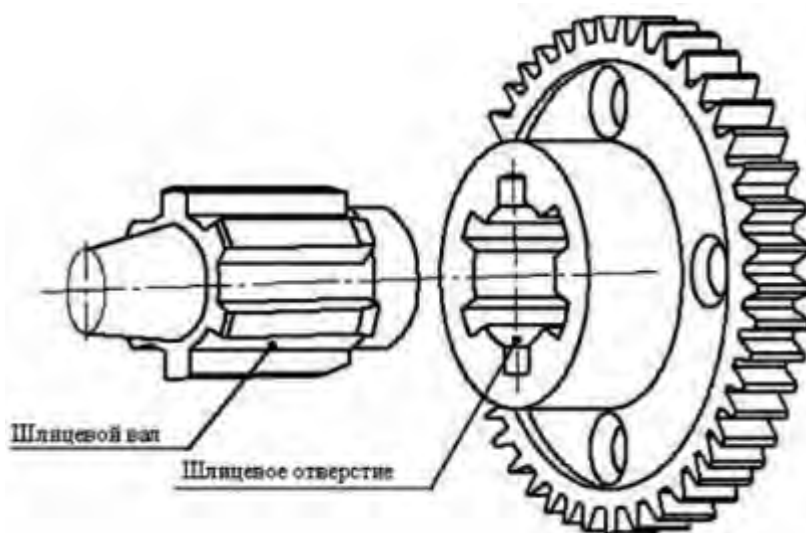


Рис. 10.1. Шлицевое соединение

Наибольшее распространение получили соединения шлицевые с прямобочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения. ГОСТ 1139 – 80\* устанавливает число зубьев, номинальные размеры соединений легкой, средней и тяжелой серий, а также допуски для соединений с центрированием по внутреннему и наружному диаметрам и по боковым сторонам зубьев.

Шлицевые соединения называют подвижными, когда детали, насаживаемые на вал, имеют возможность осевого перемещения (например, зубчатые колеса коробок передач, муфты сцепления и другие узлы), и неподвижными, если втулка не может перемещаться относительно вала.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения, с углом профиля  $30^\circ$ , регламентируются ГОСТом 6033 – 80\*. Стандарт устанавливает исходный контур, форму зубьев, номинальные диаметры, модули и числа зубьев, номинальные размеры и измеряемые величины при центрировании по боковым поверхностям зубьев, а также допуски и посадки.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобочными обладают существенными преимуществами: они

имеют большую нагрузочную способность и циклическую прочность, обеспечивают лучшее центрирование и направление деталей, проще в изготовлении, так как их можно фрезеровать методом обкатки и т.п.

Выбор типа шлицевых соединений связан с их конструированием и технологическими особенностями.

### 10.1 Допуски и посадки соединений с прямобочным профилем зубьев

По ГОСТу 1139 – 80\* установлены допуски для соединений с центрированием по внутреннему  $d$  и наружному  $D$  диаметрам, а также по боковым сторонам зубьев  $b$ . Поскольку вид центрирования непосредственно связан с выбором полей допусков на отдельные элементы соединения и их посадки, то назначение допусков определяется характером центрирования.

Выбирая вид центрирования шлицевых соединений, учитывают характер и условия работы узла, номинальные размеры соединений легкой, средней и тяжелой серий и исполнение ( $A$ ,  $B$ ,  $C$ ) шлицевых валов (рис. 10.2).

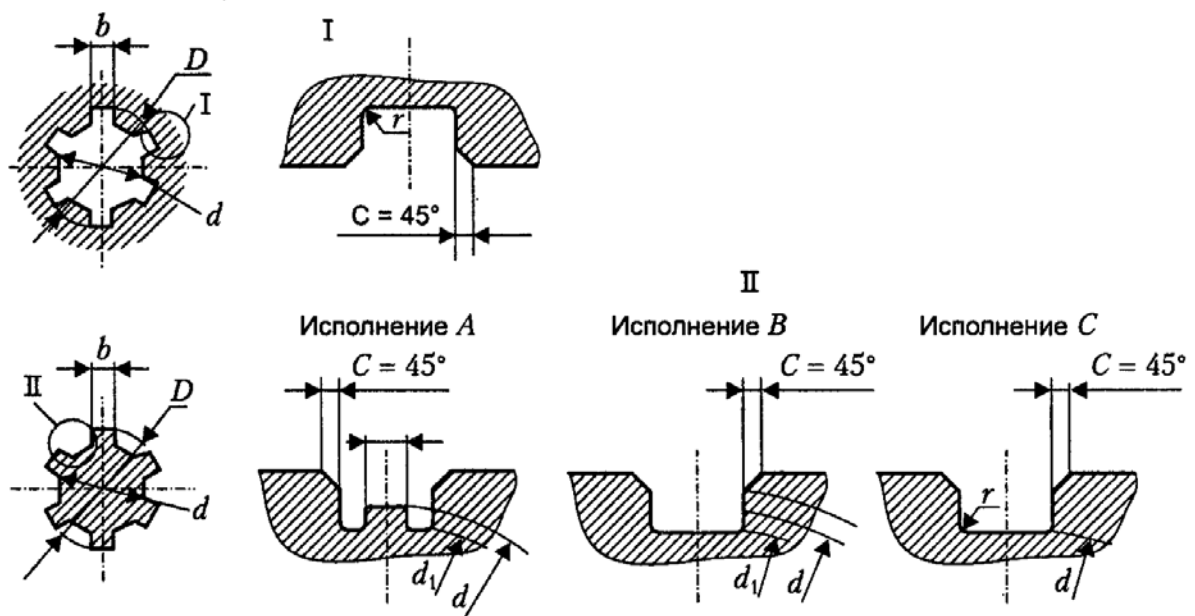


Рис. 10.2. Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев

При изготовлении шлицевых валов с применением различных видов центрирования рекомендуется учитывать следующее: в соединениях легкой и средней серий размер  $d$  дан для валов исполнения  $A$  при изготовлении методом обкатки; валы соединений тяжелой серии исполнения  $A$ , как правило, методом обкатки не изготавливаются; при центрировании по внутреннему диаметру шлицевые валы изготавливаются в исполнениях  $A$  и  $C$ ;

при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев шлицевые валы изготавливаются в исполнении *B* (рис. 10.3. - 10.4.).

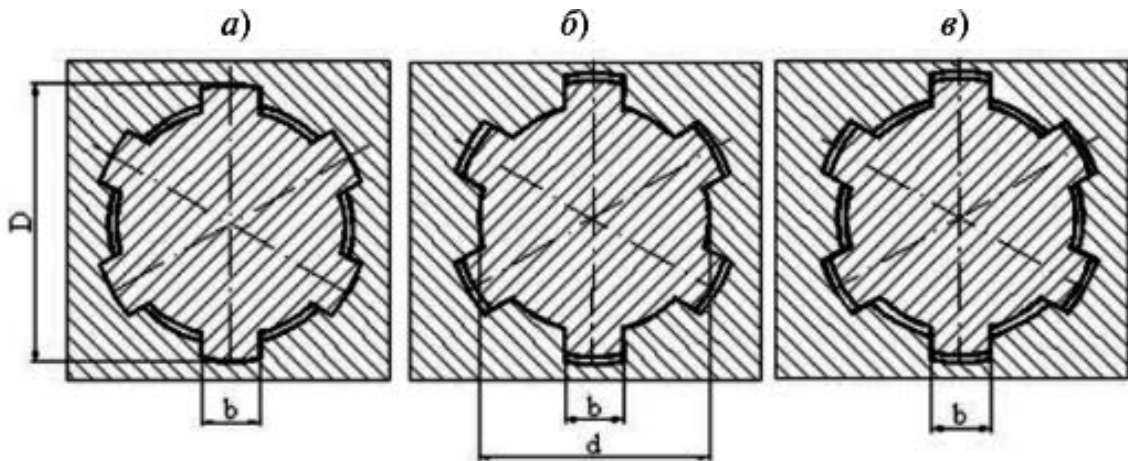


Рис. 10.3. Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений: *a* – центрирование по наружному диаметру  $D$ ; *б* – центрирование по внутреннему диаметру  $d$ ; *в* – центрирование по боковым сторонам шлицев  $b$

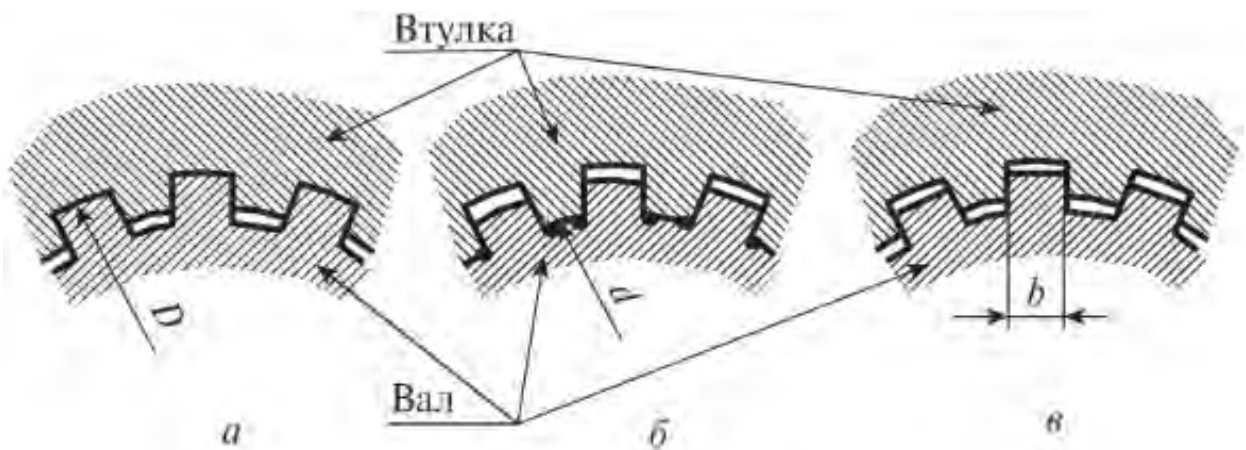


Рис. 10.4. Схемы центрирования шлицевых соединений с прямобочными шлицами:

*Центрирование по внутреннему диаметру  $d$*  целесообразно, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистовой протяжкой (отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Способ обеспечивает точное центрирование и применяется обычно для подвижных соединений. Точные посадки выполняются по размерам  $d$  и  $b$ .

*Центрирование по наружному диаметру  $D$*  рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или когда твердость ее материала по-

сле термической обработки допускает калибровку протяжкой, а вал – фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. Такой способ прост и экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки. Точные посадки выполняются по размерам  $D$  и  $b$ .

*Центрирование по боковым сторонам зубьев  $b$*  целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов и при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования, поэтому редко применяется. Точные посадки выполняются по размеру  $b$ .

Для *нецентрирующих* диаметров рекомендуемые поля допусков приведены в ГОСТе 1139 – 80\*.

Допуски и основные отклонения размеров  $d$ ,  $D$  и  $b$  шлицевого соединения назначают по ГОСТу 25346 – 89.

*Пример условного обозначения* шлицевого соединения с числом зубьев  $z = 8$ , внутренним диаметром  $d = 36$  мм, наружным диаметром  $D = 40$  мм, шириной зуба  $b = 7$  мм, с центрированием по внутреннему диаметру  $d$ , с посадкой по диаметру  $d - H8/e8$  и по размеру  $b - D9/f8$ :

$$d - 8 \times 36H8/e8 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8;$$

то же, при центрировании по наружному диаметру с посадкой по наружному диаметру  $D - H7/h7$  и по размеру  $b - D9/f8$ :

$$D - 8 \times 36 \times 40H7/h7 \times 7D9/f8;$$

то же, при центрировании по боковым сторонам зубьев:

$$b - 8 \times 36 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8.$$

*Пример условного обозначения* втулки того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d - 8 \times 36H8 \times 40H12 \times 7D9;$$

вала того же соединения

$$d - 8 \times 36e8 \times 40a11 \times 7f8.$$

## 10.2 Допуски и посадки шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев

Номинальные размеры шлицевых соединений с эвольвентным профилем (рис. 10.5), номинальные размеры по роликам (рис. 10.6) и длины общей нормали для отдельных измерений шлицевых валов и втулок должны соответствовать ГОСТу 6033 – 80\*.

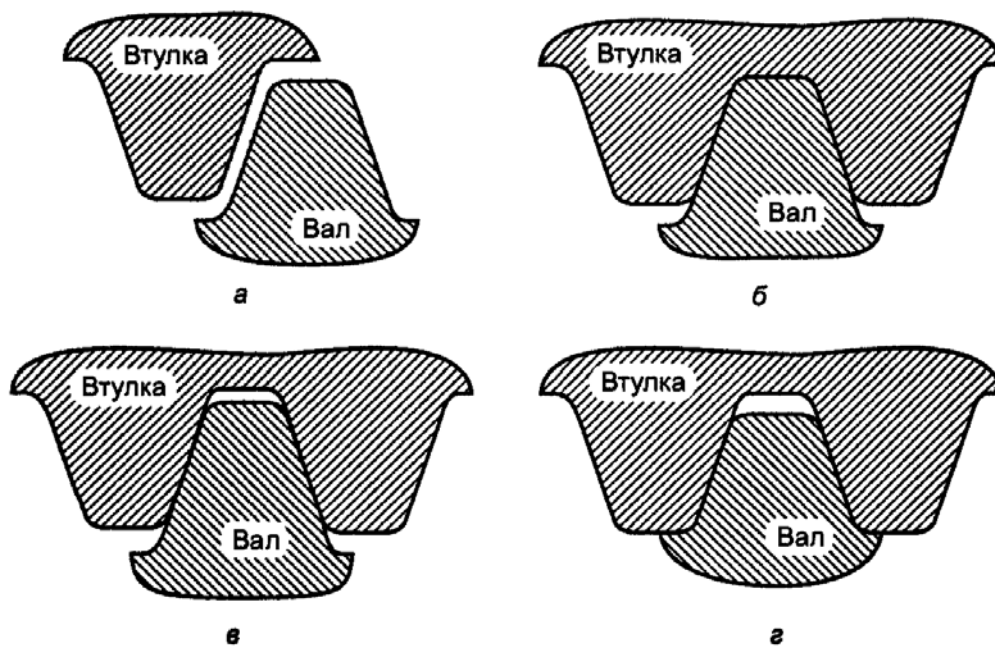


Рис. 10.5. Эвольвентные шлицевые соединения:  
*а* – исходный контур при центрировании по наружному диаметру; *б* – центрирование по наружному диаметру; *в* – центрирование по боковым поверхностям зубьев; *г* – центрирование по внутреннему диаметру

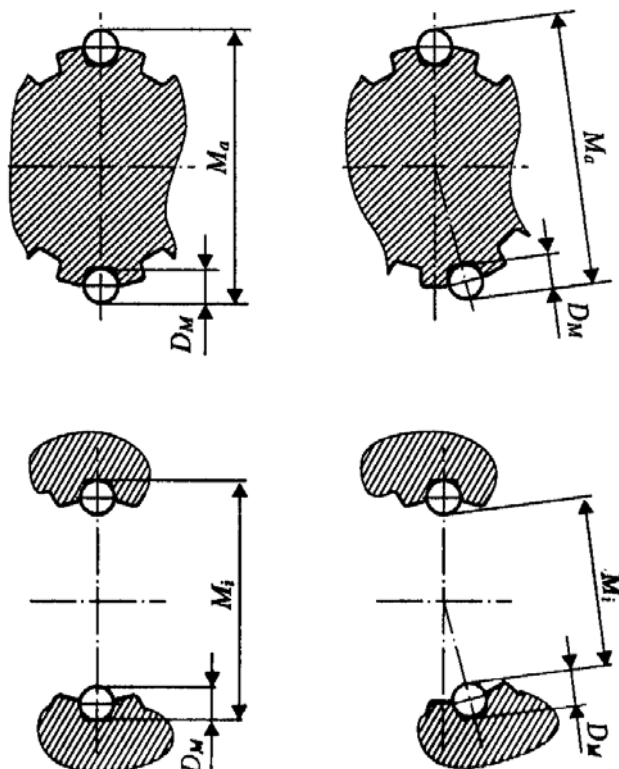


Рис. 10.6. Номинальные размеры по роликам

Допуски и посадки шлицевых соединений установлены ГОСТом 6033 – 80\* по трем видам центрирования: по боковым поверхностям зубьев, наружному диаметру и по внутреннему диаметру.

Для шлицевых эвольвентных соединений создана принципиально новая система в рамках международных норм взаимозаменяемости.

Для нормирования точности изготовления ширины впадины втулки и толщины зуба вала установлены два вида допусков: собственно ширины впадины втулки и толщины зуба вала, обозначаемые соответственно  $T_e$  и  $T_s$ , и суммарный допуск  $T$ , включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба). Расположение полей допусков собственно ширины впадины (толщины зуба) и поле допуска для отклонения формы и расположения элементов профиля и посадки приведены на рисунке 10.7. Числовые значения номинальных размеров по роликам, длин общей нормали и допусков на эти параметры, а также допусков  $T_e$ ,  $T_s$  и  $T$  даны в ГОСТе 6033 – 80\*.

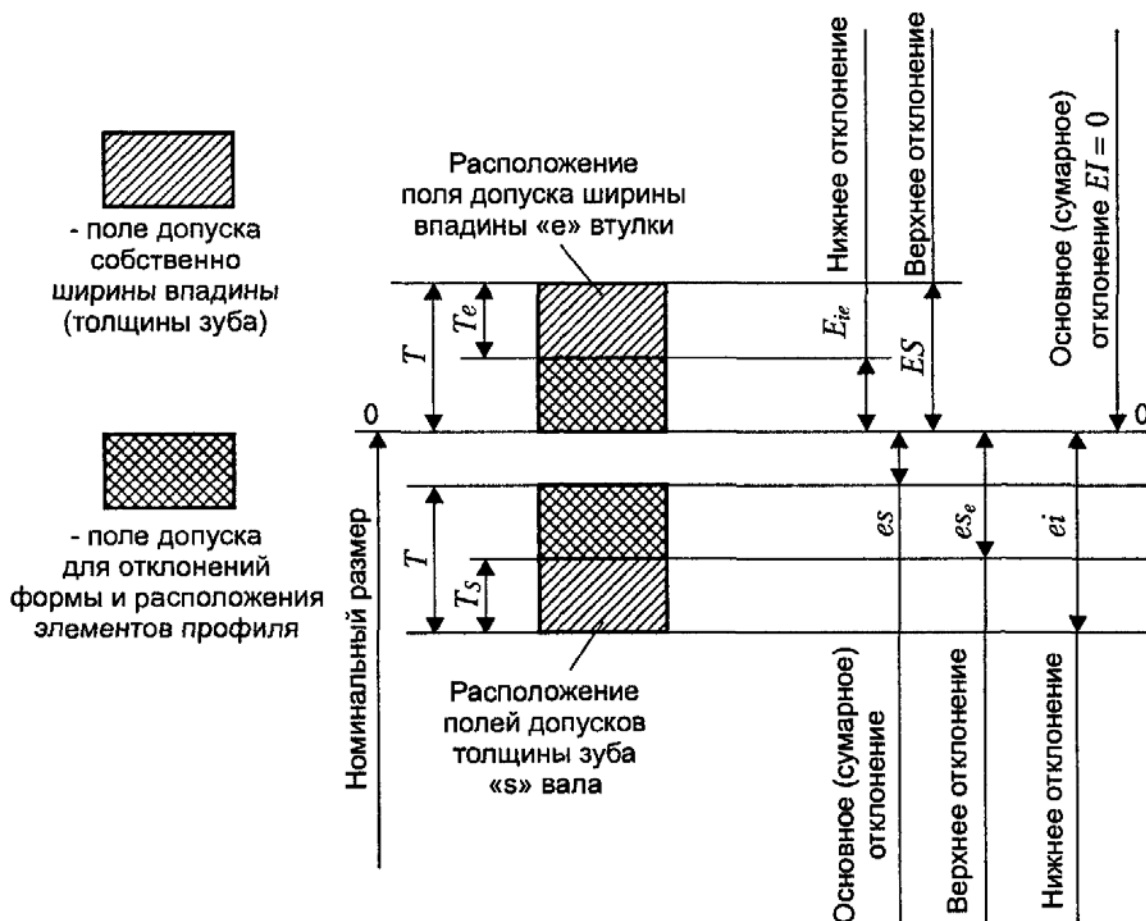


Рис. 10.7. Поля допусков по ширине впадины «e» и толщине зуба «s»

Допуски на наружный и внутренний диаметры (центрирующие и нецентрирующие) выполняются по ГОСТу 25347 – 82\*.

Поля допусков нецентрирующих диаметров должны соответствовать указанным в ГОСТе 6033 – 80\*.

Условные обозначения шлицевых эвольвентных соединений, валов и втулок содержат: номинальный диаметр соединения  $D$ , модуль  $m$ , обозначение посадки соединения (полей допусков втулки и вала), помещаемое после размеров центрирующих элементов, номер стандарта.

Примеры обозначений эвольвентных соединений:

1)  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с *центрированием по боковым сторонам* зубьев, с посадкой по боковым поверхностям зубьев  $9H/9g$ : соединения  $50 \times 2 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033 – 80\*; втулки  $50 \times 2 \times 9H$  ГОСТ 6033 – 80\*; вала  $50 \times 2 \times 9g$  ГОСТ 6033 – 80\*.

2)  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с *центрированием по наружному диаметру*, с посадками по диаметру центрирования  $H7/g6$  и по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев  $9H/9g$ : соединения  $50 \times 7H/6g \times 2 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033 – 80\*; втулки  $50 \times 7H \times 2 \times 9H$  ГОСТ 6033 – 80\*; вала  $50 \times 6g \times 2 \times 9g$  ГОСТ 6033 – 80\*.

3)  $D = 50$  мм,  $m = 2$  мм с *центрированием по внутреннему диаметру (i)*, с посадками по диаметру центрирования  $H7/g6$  и по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев  $9H/9h$ : соединения  $i 50 \times 2 \times 7H/6g \times 9H/9h$  ГОСТ 6033 – 80\*; втулки  $i 50 \times 2 \times 7H \times 9H$  ГОСТ 6033 – 80\*; вала  $i 50 \times 2 \times 6g \times 9h$  ГОСТ 6033 – 80\*.

### 10.3 Контроль точности шлицевых соединений

Шлицевые соединения контролируют комплексными проходными калибрами (рис. 10.8) и поэлементными непроходными калибрами (рис. 10.9).

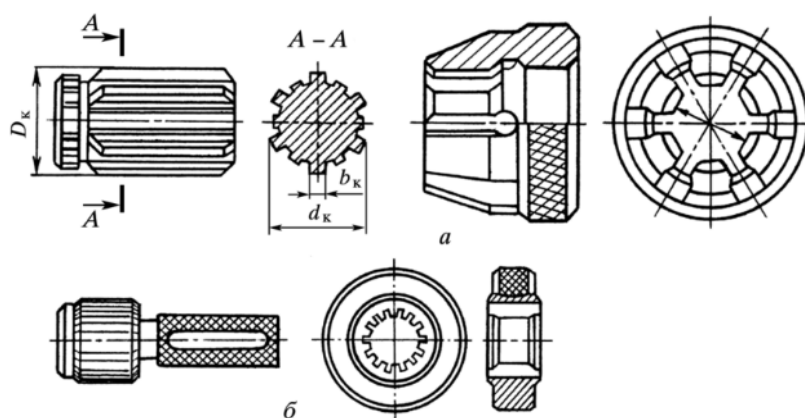


Рис. 10.8. Комплексные шлицевые калибры для контроля элементов прямоочных (а) и эвольвентных (б) соединений

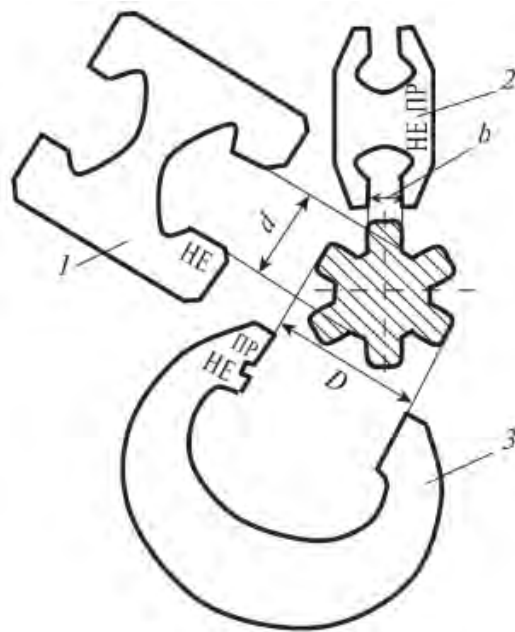


Рис. 10.9. Схема поэлементного контроля шлицевого вала:  
 1 – контроль внутреннего диаметра  $d$ ; 2 – контроль ширины шлица  $b$ ;  
 3 – контроль наружного диаметра  $D$

Контроль шлицевого вала или втулки комплексным калибром достаточен в одном положении, без перестановки калибра. Контроль поэлементным непроходным калибром необходим не менее чем в трех различных положениях. Если поэлементный непроходной калибр проходит в одном из этих положений, контролируемую деталь считают бракованной.

Допуски калибров для контроля шлицевых прямобочных соединений регламентированы ГОСТом 7951 – 80\*, допуски и виды калибров для контроля шлицевых эвольвентных соединений – ГОСТом 24969 – 81\*.

**Контрольные вопросы:**

1. Для чего предназначены шлицевые соединения?
2. Какие бывают шлицевые соединения по профилю зуба?
3. С каким профилем зуба шлицевые соединения нашли наибольшее применение?
4. Какие параметры шлицевого прямобочного соединения зависят от серии?
5. Перечислите основные параметры прямобочных шлицевых соединений.
6. Назовите способы центрирования шлицевых соединений.
7. От каких параметров зависит выбор способа центрирования?
8. Что содержит условное обозначение прямобочного шлицевого соединения?
9. Перечислите основные параметры эвольвентных шлицевых соединений.
10. Что содержит условное обозначение эвольвентного шлицевого соединения?



## 11 РАСЧЕТ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ВХОДЯЩИХ В РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

### 11.1 Основные термины и определения, классификация размерных цепей

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа, с помощью которого достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допустимые ошибки (допуски). Подобные геометрические расчеты выполняются с использованием теории размерных цепей.

**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. 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 звеньев.

**Исходным** называется звено, к которому предъявляется основное требование точности, определяющее качество изделия в соответствии с техническими условиями. Понятие исходного звена используется при проектном расчете размерной цепи. В процессе обработки или при сборке изделия исходное звено получается обычно последним, замыкая размерную цепь. В этом случае такое звено именуется **замыкающим**. Понятие замыкающего звена используется при поверочном расчете размерной цепи. Таким образом, замыкающее звено непосредственно не выполняется, а представляет собой результат выполнения (изготовления) всех остальных звеньев цепи.

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

На рис. 11.1 приведены примеры эскизов детали (*a*) и сборочного узла (*б*), а также размерные цепи для них (в виде размерных схем) – детальная (*в*) и сборочная (*г*), с помощью которых решаются задачи достижения заданной точности замыкающего звена  $A_1$ .

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** (на рис. 11.1, *a* звено  $A_2$ ).

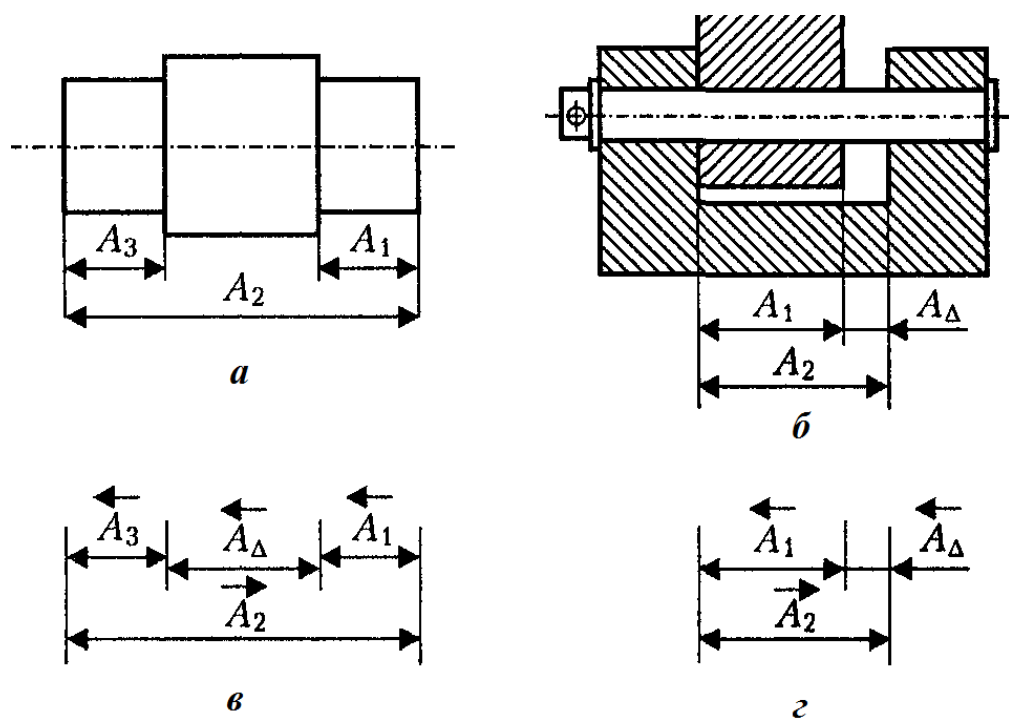


Рис. 11.1. Размерные цепи

Ко второй группе относятся звенья, с увеличением которых уменьшается замыкающее звено. Такие звенья называются *уменьшающими* (на рис 11.1, а звено  $A_1$  и  $A_3$ ).

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.

Все составляющие звенья также обозначаются стрелками, начиная от звена, соседнего с исходным, и должны иметь один и тот же замкнутый поток направлений (рис. 11.1, а). Тогда все составляющие звенья, имеющие то же направление стрелок, что и у исходного звена, будут уменьшающими, а остальные звенья цепи – увеличивающими.

Размерные цепи классифицируются по ряду признаков (табл. 11.1). 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).

Таблица 11.1. – Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
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
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

Расчет размерных цепей и их анализ – обязательный этап конструирования машин, способствующий повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления. Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении допусков и предельных отклонений всех ее звеньев исходя из требований конструкции и технологии. 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.

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.

### 11.2. Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Чтобы обеспечить полную взаимозаменяемость, размерные цепи рассчитывают *методом максимума-минимума*, при котором допуск замыкающего размера определяют арифметическим сложением допусков составляющих размеров. 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.

**Обратная задача.** Для вывода уравнений размера, предельных размеров, предельных отклонений и допуска замыкающего звена воспользуемся примером линейной размерной цепи, приведенной на рис. 11.2.

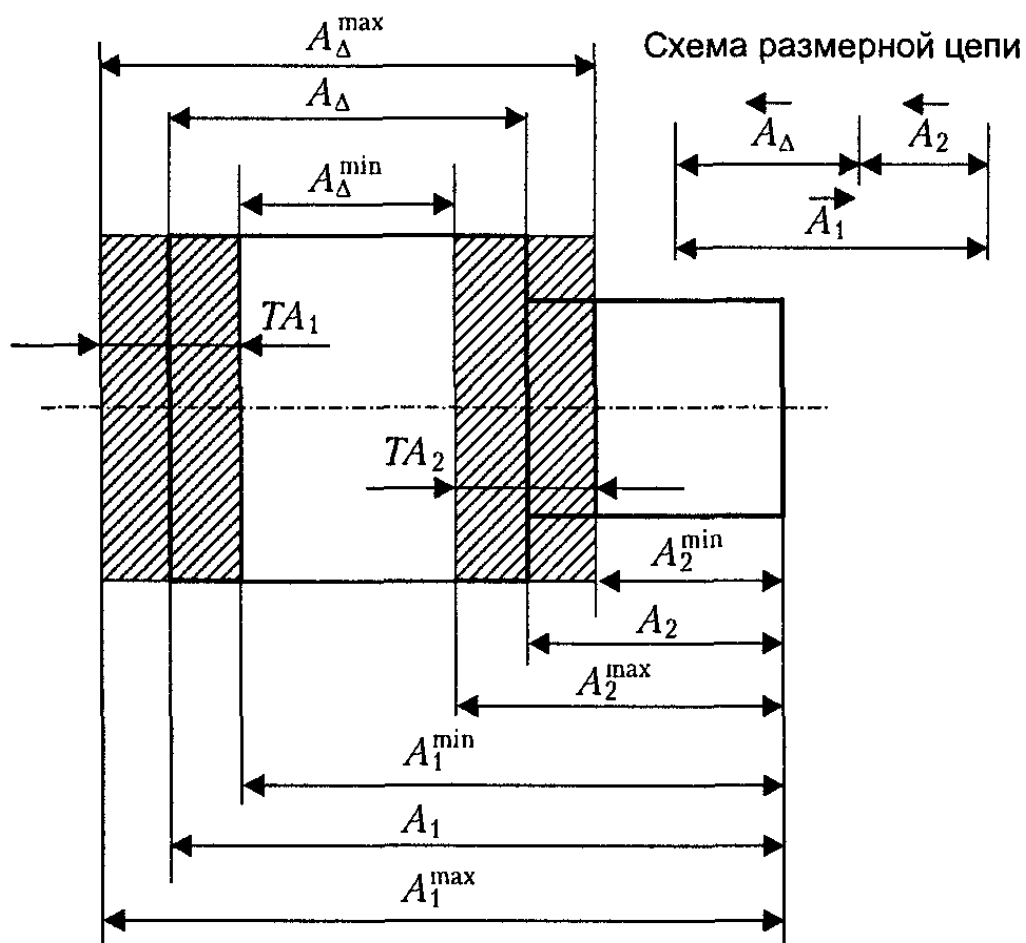


Рис. 11.2. Линейная размерная цепь

Искомые значения для замыкающего звена определяются выражениями:

размер

$$A_{\Delta} = A_1 - A_2, \quad (11.1)$$

предельные размеры

$$A_{\Delta}^{\max} = A_1^{\max} - A_2^{\min}, \quad (11.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = A_1^{\min} - A_2^{\max}, \quad (11.3)$$

предельные отклонения

$$Es(A_{\Delta}) = Es(A_1) - Ei(A_2), \quad (11.4)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = Ei(A_1) - Es(A_2), \quad (11.5)$$

допуск

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2, \quad (11.6)$$

По аналогии с уравнениями (11.1) - (11.6) зависимости для замыкающего звена при линейной размерной цепи можно представить в общем виде:

размер

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{jy\phi} - \sum_{j=n+1}^{n+k} A_{jy\mu}, \quad (11.7)$$

предельные размеры

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{jy\phi}^{\max} - \sum_{j=n+1}^{n+k} A_{jy\mu}^{\min}, \quad (11.8)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{jy\phi}^{\min} - \sum_{j=n+1}^{n+k} A_{jy\mu}^{\max}, \quad (11.9)$$

предельные отклонения

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Es(A_j)_{y\phi} - \sum_{j=n+1}^{n+k} Ei(A_j)_{y\mu}, \quad (11.10)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n Ei(A_j)_{y\phi} - \sum_{j=n+1}^{n+k} Es(A_j)_{y\mu}, \quad (11.11)$$

допуск

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i, \quad (11.12)$$

где  $n$  – количество увеличивающих звеньев;  
 $k$  – количество уменьшающих звеньев;  
 $m$  – общее количество звеньев, включая замыкающее звено;  
 $E_s$  – верхнее отклонение звена;  
 $E_i$  – нижнее отклонение звена.

**Прямая задача.** Такая задача встречается на практике чаще. После определения размеров составляющих звеньев в результате конструирования механизма необходимо рассчитать допуски на эти размеры при заданной точности сборки (заданном допуске исходного размера). Точность составляющих размеров должна быть такой, чтобы гарантировалась заданная точность исходного (функционального) размера. Эту задачу можно решать одним из рассмотренных далее способов.

**Способ равных допусков** применяют, если составляющие размеры имеют один порядок (например, входят в один интервал диаметров) и могут быть выполнены с примерно одинаковой экономической точностью. В этом случае из формулы (11.12) получим средний допуск на звено

$$T_{cA_i} = TA_{\Delta} / (m-1), \quad (11.13)$$

Этот допуск корректируют для некоторых составляющих размеров в зависимости от их значений, конструктивных требований и технологических возможностей изготовления, но так, чтобы выполнялись условия по уравнениям (11.10), (11.11) и (11.12). При этом выбирают стандартные поля допусков, желательно предпочтительного применения.

Способ равных допусков прост, но недостаточно точен, так как корректировка допусков составляющих размеров произвольна. Его можно рекомендовать только для предварительного назначения допусков составляющих размеров.

**Способ допусков одного качества** применяют, если все составляющие цепь размеры могут быть выполнены с допуском одного качества и допуски составляющих размеров зависят от их номинального значения.

Требуемый качество определяют следующим образом.

Допуск составляющего размера

$$TA_i = a_i \cdot i_i, \quad (11.14)$$

где  $i$  – единица допуска (мкм);

$a$  – число единиц допуска, содержащееся в допуске данного размера (определяется по ГОСТу 25346 - 89).

Для размеров от 1 до 500 мм

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (11.15)$$

где  $D$  – средний геометрический размер (мм) для интервала диаметров по ГОСТу 25346 - 89, к которому относится данный линейный размер.

Подставив выражение (11.14) в уравнение (11.12) и решив его относительно  $a$ , получим:

$$a_c = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_i}, \quad (11.16)$$

По значению  $a_c$  выбирают ближайший квалитет. Число единиц допуска  $a_c$ , вычисленное по формуле (11.16), в общем случае не равно какому-либо значению  $a$ , определяющему квалитет, поэтому выбирают ближайший квалитет. Найдя по ГОСТу 25346 - 92 или по ГОСТу 25347 – 82\* допуски составляющих размеров, корректируют их значения, учитывая конструктивно-эксплуатационные требования и возможность применения процесса изготовления, экономическая точность которого близка к требуемой точности размеров. Допуски для охватываемых размеров рекомендуется определять, как для основного отверстия, а для охватываемых – как для основного вала. При этом следует удовлетворить уравнению (11.12).

Найдя допуски, определяют значения и знаки верхних и нижних отклонений составляющих размеров так, чтобы они удовлетворяли уравнениям (11.10 и 11.11).

Решение прямой задачи способом назначения допусков одного квалитета более обосновано, чем решение способом равных допусков.

### 11.3 Теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей

При расчете размерных цепей методом максимума – минимума предполагалось, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное их сочетание. Оба случая наихудшие в смысле 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.

**Обратная задача.** В результате совместного влияния систематических и случайных погрешностей центр группирования может не совпадать с серединой поля допуска, а зона рассеяния – с величиной допуска. Величина такого несовпадения, выраженная в долях половины допуска на размер, называется коэффициентом асимметрии:

$$\alpha_j = \frac{M(A_j) - A_{cj}}{TA_j / 2}, \quad (11.17)$$

где  $M(A_i)$  – математическое ожидание, средний арифметический размер  $i$  – го звена;

$A_{ci}$  – размер, соответствующий середине поля допуска.

В этом случае уравнение размерной цепи по средним размерам будет иметь вид

$$A_{c\Delta} + \alpha_{\Delta} \cdot \frac{TA_{\Delta}}{2} = \sum_{j=1}^n \left( A_{cj.ув} + \alpha_{j.ув} \cdot \frac{TA_j}{2} \right) - \sum_{j=n+1}^{n+k} \left( A_{cj.ум} + \alpha_{i.ум} \cdot \frac{TA_{j.ум}}{2} \right), \quad (11.18)$$

Используя теорему о дисперсии  $[D(x_i) = \sigma_i^2]$  суммы независимых случайных величин, можно записать:

$$\sigma_{\Delta}^2 = \sum_{i=1}^{m-1} \sigma_i^2, \quad (11.19)$$

Для перехода от средних квадратических отклонений  $\sigma$  к допускам или полям рассеяния используют коэффициенты относительного рассеяния  $\lambda_j$ . Он является относительным средним квадратическим отклонением и равен (при поле рассеяния  $\omega_j = T_j$ )

$$\lambda_j = 2\sigma_j / T_j, \quad (11.20)$$

для закона нормального распределения (при  $T_j = 6\sigma_j$ )  $\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{6\sigma_j} = \frac{1}{3}$ ;

для закона равной вероятности (при  $T_j = 2\sqrt{3} \cdot \sigma_j$ )  $\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{3} \cdot \sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{3}}$ ;

для закона треугольника (Симпсона) (при  $T_j = 2\sqrt{6} \cdot \sigma_j$ )  $\lambda_j = \frac{2\sigma_j}{2\sqrt{6} \cdot \sigma_j} = \frac{1}{\sqrt{6}}$ .

Подставив выражение (11.20) в уравнение (11.19), получим:

$$T_{\Delta} = \frac{1}{\lambda_{\Delta}} \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 \cdot T_j^2}, \quad (11.21)$$

или

$$T_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 \cdot T_j^2}, \quad (11.22)$$



где  $t$  – коэффициент, зависящий от процента риска и принимаемый по данным.

Определив  $TA_{\Delta}$  по формуле (11.22), вычисляют среднее отклонение замыкающего звена как

$$E_c(A_{\Delta}) = \sum_{j=1}^n E_c(A_j)_{yв} - \sum_{j=n+1}^{n+k} E_c(A_j)_{ym}, \quad (11.23)$$

и его предельные отклонения:

$$Es(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) + TA_{\Delta}/2, \quad (11.24)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) - TA_{\Delta}/2, \quad (11.25)$$

**Прямая задача.** Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске исходного размера можно рассчитывать четырьмя способами.

При **способе равных допусков** принимают, что величины  $TA_j$ ,  $E_c(A_j)$  и  $\lambda_j$  для всех составляющих размеров одинаковы. По заданному допуску  $TA_{\Delta}$  по формуле (11.22) определяют средние допуски  $T_c A_j$ :

$$T_c A_j = \frac{TA_{\Delta}}{t \cdot \lambda_j \cdot \sqrt{m-1}}, \quad (11.26)$$

Найденные значения  $T_c A_j$  и  $E_c(A_j)$  корректируют, учитывая требования конструкции и возможность применения процессов изготовления деталей, экономическая точность которых близка к требуемой точности размеров. Правильность решения задачи проверяют по формуле (11.22).

При **способе назначения допусков одного качества** расчет в общем аналогичен решению прямой задачи методом полной взаимозаменяемости. При этом среднее количество единиц допуска определится по формуле

$$a_c = \frac{TA_{\Delta}}{t \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i \cdot \lambda_i}}, \quad (11.27)$$

**Способ пробных расчетов** заключается в том, что допуски на составляющие размеры назначают экономически целесообразными для условий предстоящего вида производства с учетом конструктивных требований, опыта эксплуатации имеющихся подобных механизмов и проверенных для данного производства значений коэффициентов  $\lambda$ . Правильность расчета проверяют по формуле (11.22).

**Способ равного влияния** применяют при решении плоских и пространственных размерных цепей. Он основан на том, что допускаемое отклонение каждого составляющего размера должно вызывать одинаковое изменение исходного размера.

## 11.4 Метод групповой взаимозаменяемости при селективной сборке

Сущность метода *групповой взаимозаменяемости* заключается в изготовлении деталей со сравнительно широкими технологически выполнимыми допусками, выбираемыми из соответствующих стандартов, сортировке деталей на равное число групп с более узкими групповыми допусками и сборке их (после комплектования) по одноименным группам. Такую сборку называют *селективной*.

Метод групповой взаимозаменяемости применяют, когда средняя точность размеров цепи очень высокая и экономически неприемлемая.

При селективной сборке (в посадках с зазором и натягом) наибольшие зазоры и натяги уменьшаются, а наименьшие – увеличиваются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к среднему значению зазора или натяга для данной посадки, что делает соединения более стабильными и долговечными (рис. 11.3). В переходных посадках наибольшие натяги и зазоры уменьшаются, приближаясь с увеличением числа групп сортировки к значению натяга или зазора, которое соответствует серединам полей допусков деталей.

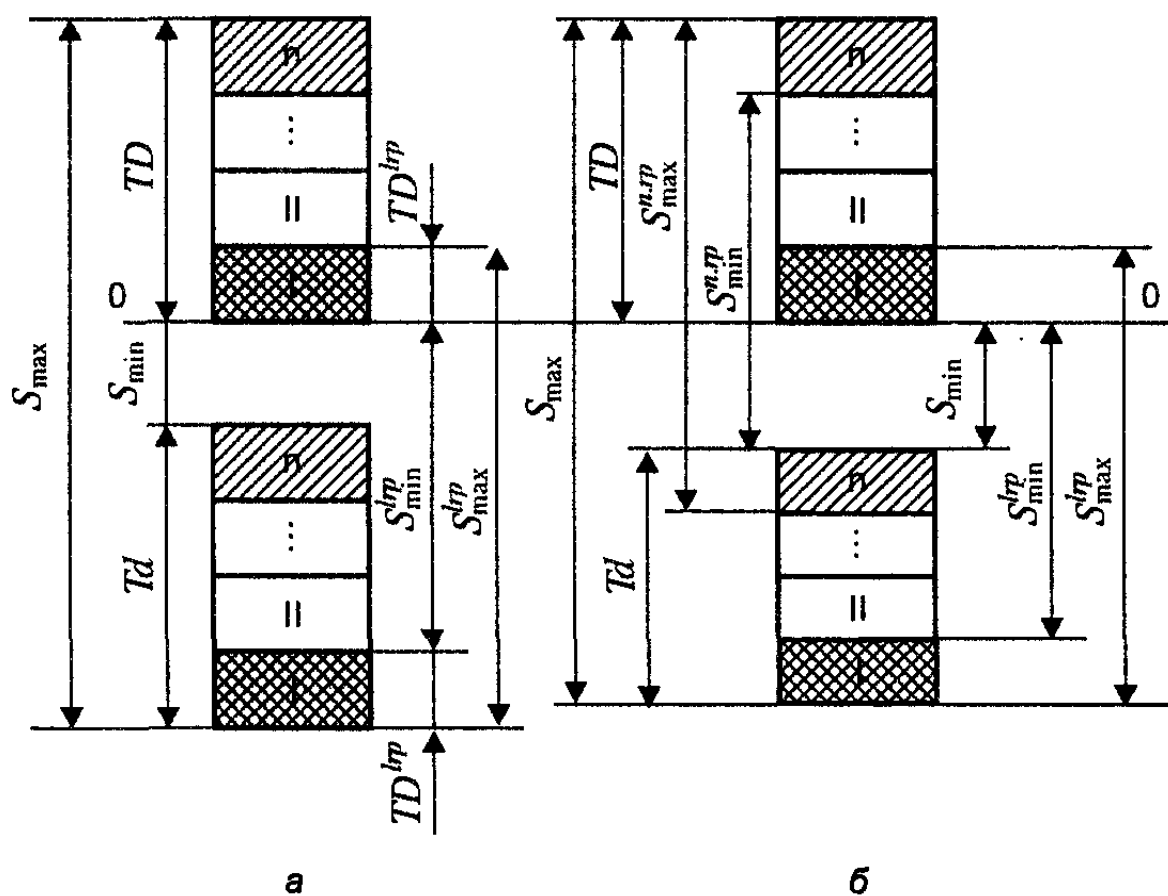


Рис. 11.3. Схемы сортировки деталей на группы

Для установления числа групп  $n$  сортировки деталей необходимо знать требуемые предельные значения групповых зазоров или натягов, которые находят из условия обеспечения наибольшей долговечности соединения, либо допускаемое значение группового допуска  $TD_{гр}$  или  $Td_{гр}$ , определяемое экономической точностью сборки и сортировки деталей, а также возможной погрешностью их формы. Отклонения формы не должны превышать группового допуска, иначе одна и та же деталь может попасть в разные (ближайшие) группы в зависимости от того, в каком сечении она измерена при сортировке.

При селективной сборке изделий с посадкой, в которой  $TD = Td$ , групповой зазор или натяг остаются постоянными при переходе от одной группы к другой (рис. 11.3, а).

При  $TD > Td$  групповой зазор (или натяг) при переходе от одной группы к другой не остается постоянным (рис. 11.3, б), следовательно, однородность соединений не обеспечивается, поэтому селективную сборку целесообразно применять только при  $TD = Td$ .

**Селективную сборку** применяют не только в сопряжениях гладких деталей цилиндрической формы, но и в более сложных по форме деталях (например, резьбовых). Селективная сборка позволяет в  $n$  раз повысить точность сборки (точность соединения) без уменьшения допусков на изготовление деталей или обеспечить заданную точность сборки при расширении допусков до экономически целесообразных величин.

Вместе с тем селективная сборка имеет недостатки: усложняется контроль (требуется больший штат контролеров, более точные измерительные средства, контрольно-сортировочные автоматы); повышается трудоемкость процесса сборки (в результате создания сортировочных групп); возможно увеличение незавершенного производства вследствие разного числа деталей в парных группах.

Для сокращения объемов незавершенного производства, образующегося при селективной сборке, применяют статистические методы анализа фактического распределения размеров по группам и вводят необходимую корректировку в разбиение по группам.

## 11.5 Метод регулирования и пригонки

**Метод регулирования.** Под методом регулирования понимают расчет размерных цепей, при котором требуемая точность исходного (замыкающего) звена достигается преднамеренным изменением без удаления материала (регулированием) одного из заранее выбранных составляющих размеров, называемого *компенсирующим* (на схеме размерной цепи компенсирующее звено заключают в прямоугольник). Роль компенсатора обычно выполняет специальное звено в виде прокладки, регулируемого упора, клина и т. д. При этом по всем остальным размерам цепи детали об-

рабатывают по расширенным допускам, экономически приемлемым для данных производственных условий.

Номинальный размер компенсирующего звена  $A_K$  в соответствии с выражением (11.7)

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{jy6} - \sum_{j=n+1}^{n+k} A_{jym} \pm A_K, \quad (11.28)$$

Значение  $A_K$  берут со знаком плюс, если размер является увеличивающим, и минус – для уменьшающих размеров.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i - V_K, \quad (11.29)$$

где  $TA_{\Delta}$  – заданный допуск исходного размера, определяемый исходя из эксплуатационных требований;

$TA_i$  – принятые расширенные технологически выполнимые допуски составляющих размеров;

$V_K$  – наибольшее возможное расчетное отклонение, выходящее за пределы поля допуска исходного звена, подлежащее компенсации.

Замыкающий размер изменяют (регулируют) с помощью компенсаторов, которые могут быть неподвижными и подвижными. Неподвижные компенсаторы чаще всего выполняют в виде промежуточных колец, набора прокладок и других подобных сменных деталей.

Толщина  $s$  каждой сменной прокладки должна быть меньше допуска исходного размера  $TA_{\Delta}$  и определяется по выражению

$$s = (V_K / N) < TA_{\Delta}, \quad (11.30)$$

где  $N$  – количество прокладок.

Необходимо, чтобы  $N \geq (V_K / TA_{\Delta})$ . Для условий, когда допуском на изготовление компенсатора  $T_K$  можно пренебречь, обычно принимают

$$N = (V_K / TA_{\Delta}) + 1, \quad (11.31)$$

Если этого сделать нельзя, то формула (11.31) принимает вид

$$N = [V_K / (TA_{\Delta} - T_K)] + 1.$$

Округляя значение  $s$  до ближайшего меньшего нормального размера, получают окончательное число сменных прокладок

$$N = (V_K / s).$$

**Метод пригонки.** При этом методе предписанная точность исходного размера достигается дополнительной обработкой при сборке детали по одному из заранее намеченных составляющих размеров цепи. Здесь детали по всем размерам, входящим в цепь, изготавливают с допусками, экономиче-

ски приемлемыми для данных условий производства. Чтобы осуществлять пригонку по предварительно выбранному размеру, необходимо по этому размеру оставлять припуск, достаточный для компенсации исходного размера. Этот припуск должен быть наименьшим для сокращения объема пригоночных работ.

## 11.6. Расчет плоских и пространственных размерных цепей

Плоские и пространственные размерные цепи рассчитывают теми же методами, что и линейные. Необходимо лишь привести их к виду линейных размерных цепей. Это достигается путем проектирования размеров плоской цепи на одно направление, обычно совпадающее с направлением исходного (или замыкающего) размера, а пространственной цепи – на две или три взаимно перпендикулярные оси.

По формулам (11.12) и (11.22) определим допуск замыкающего размера методом расчета на максимум-минимум

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \cdot TA_j, \quad (11.32)$$

теоретико-вероятностным методом

$$TA_{\Delta} = t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \left( \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \right)^2 \cdot \lambda_j^2 \cdot TA_j^2}, \quad (11.33)$$

В соответствие с выражением (11.7) получим уравнение замыкающего звена

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \cdot A_{j_{yв}} - \sum_{j=n+1}^{n+k} \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \cdot A_{j_{yм}}, \quad (11.34)$$

По аналогии с уравнением (11.18) определится координата середины поля допуска замыкающего звена при смещении ее относительно середины поля рассеяния при теоретико-вероятностном методе расчета:

$$A_{c\Delta} + \alpha_{\Delta} \cdot \frac{TA_{\Delta}}{2} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{j.yв}} \left( A_{c_{j.yв}} + \alpha_{j.yв} \cdot \frac{TA_j}{2} \right) - \sum_{j=n+1}^{n+k} \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_{j.yм}} \left( A_{c_{j.yм}} + \alpha_{j.yм} \cdot \frac{TA_j}{2} \right), \quad (11.35)$$

В уравнениях (11.32) - (11.35)  $\partial A_{\Delta} / \partial A_j$  – частная производная функция замыкающего размера по  $j$ -му составляющему размеру; ее называют также передаточным отношением.

Передаточные отношения характеризуют степень и характер влияния погрешностей размеров составляющих звеньев на замыкающее. Для цепей с параллельными звеньями при расчете допусков все передаточные отношения равны единице (для увеличивающих размеров) или минус единице (для уменьшающих).

Определим размер  $A_{\Delta}$  и допуск  $TA_{\Delta}$  замыкающего размера плоской размерной цепи, представленной на рис. 11.4.

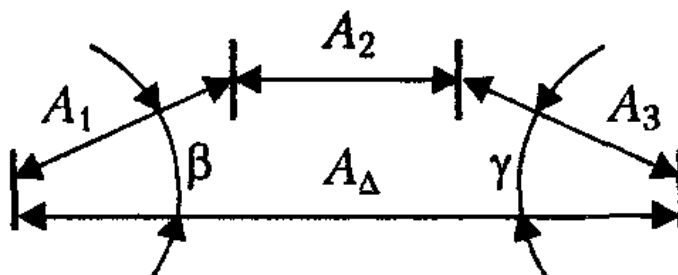


Рис.11.4. Плоская размерная цепь

Номинальные размеры и отклонения составляющих размеров, а также углы их наклона заданы. Углы  $\beta$  и  $\gamma$  допусками не ограничены. Передаточные отношения

$$\partial A_{\Delta} / \partial A_1 = \cos \beta; \quad \partial A_{\Delta} / \partial A_2 = 1; \quad \partial A_{\Delta} / \partial A_3 = \cos \gamma.$$

Номинальный размер по формуле (11.34)

$$A_{\Delta} = A_1 \cos \beta + A_2 + A_3 \cos \gamma.$$

Допуск замыкающего размера по формуле (11.32)

$$TA_{\Delta} = TA_1 \cos \beta + TA_2 + TA_3 \cos \gamma.$$

При расчете цепи теоретико-вероятностным методом следует воспользоваться зависимостями (11.33) - (11.35).

### **Контрольные вопросы:**

1. Что называют размерной цепью?
2. Какие виды размерных цепей Вы знаете?
3. Что называют замыкающим звеном размерной цепи?
4. Что называют составляющим звеном размерной цепи?
5. Какие две основные задачи встречаются при расчете размерных цепей?
6. В чем заключается метод расчета размерных цепей на максимум–минимум?
7. В чем заключается вероятностный метод расчета размерных цепей?
8. Изложите последовательность проектного расчета размерных цепей.
9. Изложите последовательность проверочного расчета размерных цепей.
10. В чем заключается сущность решения прямой задачи размерных цепей?

## 12 ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

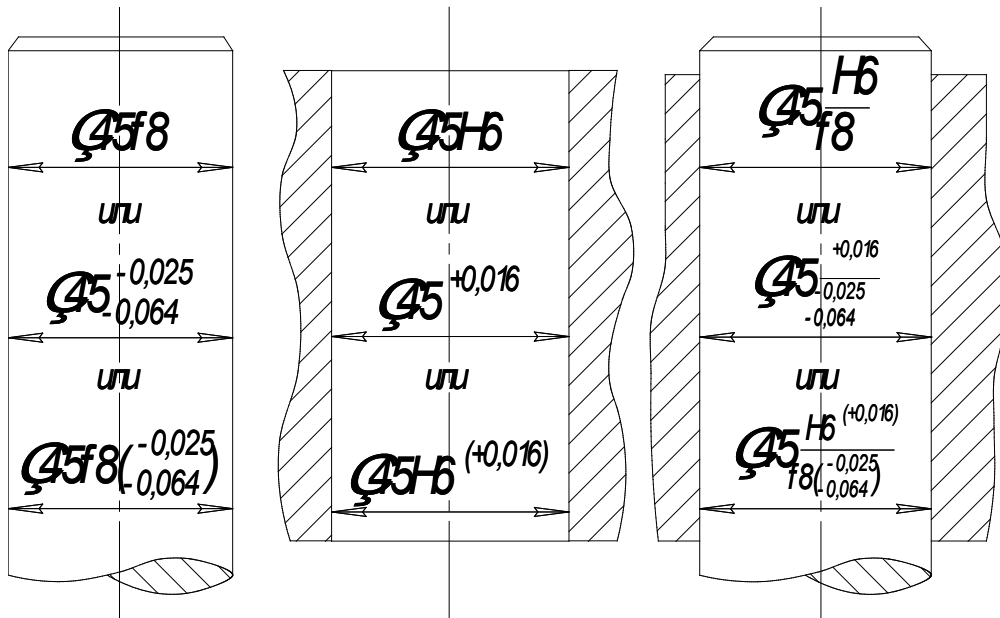
### 12.1 Расчет посадки цилиндрического соединения

Для заданной посадки цилиндрического соединения рассчитать предельные размеры и допуски вала и отверстия, зазоры (либо натяги), допуск посадки. Построить схему расположения полей допусков. Дать эскизы деталей и соединения с простановкой размеров и предельных отклонений.

**Решение.** Дана посадка  $\varnothing 45 \frac{H6}{f8}$ .

По ЕСДП определим предельные отклонения  $\varnothing 45 \frac{H6^{(+0,016)}}{f8^{(-0,025 / -0,064)}}$ .

Выполним эскизы деталей и соединения с простановкой размеров.



Определим предельные размеры вала и отверстия.

$$D_{\max} = D_n + ES = 45,000 + 0,016 = 45,016 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D_n + EI = 45,000 + 0 = 45,000 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d_n + es = 45,000 - 0,025 = 44,975 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = d_n + ei = 45,000 - 0,064 = 44,936 \text{ мм.}$$

Построим схему расположения полей допусков посадки.

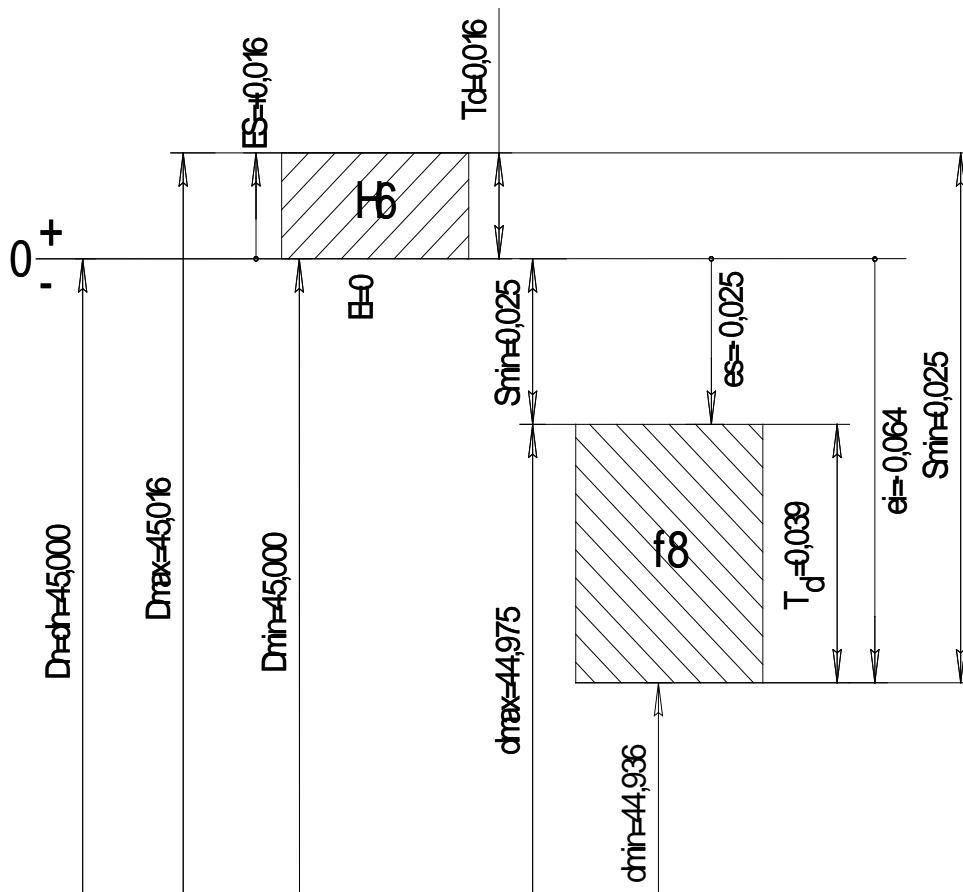
Определим допуск отверстия и вала.

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = 45,016 - 45,000 = 0,016 \text{ мм.}$$

$$T_D = ES - EI = 0,016 - 0 = 0,016 \text{ мм.}$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = 44,975 - 44,936 = 0,039 \text{ мм.}$$

$$T_d = es - ei = -0,025 - (-0,064) = 0,039 \text{ мм.}$$



**Посадка с зазором задана в системе отверстия.**

Определим наибольший и наименьший зазоры.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 45,016 - 44,936 = 0,080 \text{ мм.}$$

$$S_{\max} = ES - ei = 0,016 - (-0,064) = 0,080 \text{ мм.}$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 45,000 - 44,975 = 0,025 \text{ мм.}$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,025) = 0,025 \text{ мм.}$$

Определим допуск посадки.

$$T_S = T_D + T_d = 0,016 + 0,039 = 0,055 \text{ мм.}$$

$$T_S = S_{\max} - S_{\min} = 0,080 - 0,025 = 0,055 \text{ мм.}$$



## 12.2 Расчет посадки с зазором

Рассчитать и выбрать стандартную посадку с зазором для гидродинамического подшипника скольжения при следующих исходных данных:  $d = 95$  мм;  $l = 50$  мм;  $R = 26000$  Н;  $\omega = 100$  рад/с;  $\eta = 0,03$  Па·с;  $R_{ZD} = 3,2$  мкм;  $R_{Zd} = 3,2$  мкм.

### Решение.

Для расчета используем упрощенный метод расчета зазоров для подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостного трения и стабильных эксплуатационных условиях.

Определим среднее удельное давление на опору.

$$q = \frac{R}{l \cdot d}$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$l$  – длина подшипника, м;

$d$  – диаметр подшипника, м.

$$q = \frac{26000}{0,05 \cdot 0,095} = 55 \cdot 10^5 \text{ Па} = 5,5 \text{ МПа.}$$

Для гидродинамических подшипников соотношение между толщиной масляного слоя  $h$  и зазором  $S$  в состоянии покоя выражается зависимостью:

$$h \cdot S = \frac{0,52 \cdot d^2 \cdot \omega \cdot \eta}{q} \cdot \frac{l}{l + d}$$

где  $h$  – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и подшипника в рабочем состоянии, м;

$S$  – зазор между валом и подшипником в состоянии покоя, м;

$\omega$  – угловая скорость, рад/с;

$\eta$  – абсолютная вязкость масла при рабочей температуре, Па·с.

$$h \cdot S = \frac{0,52 \cdot 0,095^2 \cdot 100 \cdot 0,03}{55 \cdot 10^5} \cdot \frac{0,05}{0,05 + 0,095} = 880 \cdot 10^{-12} \text{ м}^2 = 880 \text{ мкм}^2.$$

Определим наивыгоднейший зазор  $S_{наив}$ , обеспечивающий наименьший коэффициент жидкостного трения и наилучший тепловой режим работы подшипника.

$$S_{наив} = 2 \cdot \sqrt{h \cdot S}$$

$$S_{наив} = 2 \cdot \sqrt{880} = 59,5 \text{ мкм.}$$

Найдем расчетный зазор  $S_{расч}$  с учетом шероховатости поверхностей вала и подшипника.

$$S_{расч} = S_{наив} - 1,4 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd})$$

$$S_{расч} = 59,5 - 1,4 \cdot (3,2 + 3,2) = 50,5 \text{ мкм.}$$

Подбираем стандартную посадку, удовлетворяющую условию:

$$S_{ср.см} \leq S_{расч}$$

Этому условию удовлетворяет посадка  $\varnothing 95 \frac{H7}{g6}$ , для которой:

$$S_{max см} = 69 \text{ мкм}; S_{min см} = 12 \text{ мкм, а}$$

$$S_{ср.см} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$$

$$S_{ср.см} = \frac{69 + 12}{2} = 40,5 \text{ мкм.}$$

Проверим достаточность слоя смазки при неблагоприятных условиях работы подшипника.

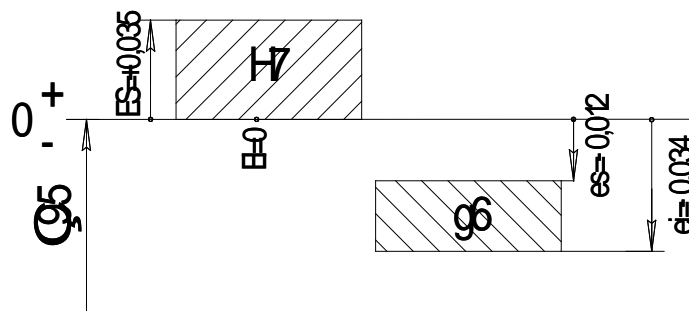
$$h_{min} = \frac{h \cdot S}{S_{max см} + 1,4 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd})}$$

$$h_{min} = \frac{880}{69 + 1,4 \cdot (3,2 + 3,2)} = 11,28 \text{ мкм.}$$

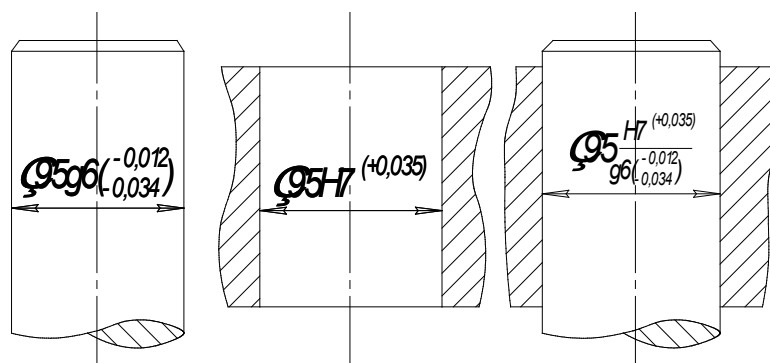
При этом должно выполняться условие:  $h_{min} > R_{ZD} + R_{Zd}$

Условие выполняется ( $11,28 > 3,2 + 3,2$ ). Следовательно, посадка выбрана верно.

Строим схему полей допусков, выбранной посадки  $\varnothing 95 \frac{H7}{g6}$ .



Выполняем эскизы деталей и соединение в сборе с простановкой размеров и предельных отклонений.



### 12.3 Расчет посадки с натягом

Подобрать стандартную посадку с натягом при следующих исходных данных:  $d_n = 0,15$  м;  $D_2 = 0,25$  м;  $l = 0,18$  м;  $M_{кр} = 9000$  Н·м;  $d_1 = 0$  (вал сплошной);  $R_{zD} = 10$  мкм;  $R_{zd} = 6,3$  мкм; материал втулки и вала – Сталь 40;  $f = 0,085$ .

#### Решение.

Определяем удельное давление, необходимое для передачи заданного крутящего момента.

$$p = \frac{2M_{кр}}{\pi d_n^2 l f}$$

$$p = \frac{2 \cdot 9000}{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,18 \cdot 0,085} = 16,7 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Находим наименьший натяг.

$$N_{\min} = p d_n \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)$$

где  $E_D, E_d$  – модуль упругости материала отверстия и вала, Па.

$C_D, C_d$  – конструктивные коэффициенты отверстия и вала, определяем по формулам:

$$C_D = \frac{1 + \left( \frac{d_n}{D_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_n}{D_2} \right)^2} + \mu_D \quad C_d = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d_n} \right)^2} - \mu_d$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона, для стали  $\mu = 0,3$ .

Тогда

$$C_D = \frac{1 + \left( \frac{0,15}{0,25} \right)^2}{1 - \left( \frac{0,15}{0,25} \right)^2} + 0,3 = 2,43 \quad C_d = 1 - 0,3 = 0,7.$$

$$N_{\min} = 16,7 \cdot 10^6 \cdot 0,15 \cdot \left( \frac{2,43 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 37,3 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 37,3 \text{ мкм.}$$

Определяем расчетный натяг с учетом наличия шероховатости.

$$N_{расч} = N_{\min} + 1,2(R_{zD} + R_{zd})$$

$$N_{расч} = 37,3 + 1,2(10 + 6,3) = 56,9 \text{ мкм.}$$

Подбираем посадку, удовлетворяющую условию:

$$N_{min.ct} \geq N_{расч}$$

Этому условию удовлетворяет посадка  $\varnothing 150 \frac{H7}{s6}$ , имеющая  $N_{min} = 60$  мкм,  $N_{max} = 125$  мкм.

Проверим эту посадку по условию прочности охватываемой детали.

Определяем наибольшее удельное давление на сопрягаемых поверхностях вала и отверстия при наибольшем натяге выбранной посадки.

$$p_{\max} = \frac{N_{\max.cm} - 1,2 \cdot (R_{zD} + R_{zd})}{d_n \cdot \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}$$

$$p_{\max} = \frac{[125 - 1,2 \cdot (10 + 6,3)] \cdot 10^{-6}}{0,15 \cdot \left( \frac{2,43 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right)} = 47,1 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Наибольшее напряжение во втулке.

$$\sigma_D = \frac{1 + \left( \frac{d_n}{D_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_n}{D_2} \right)^2} p_{\max}$$

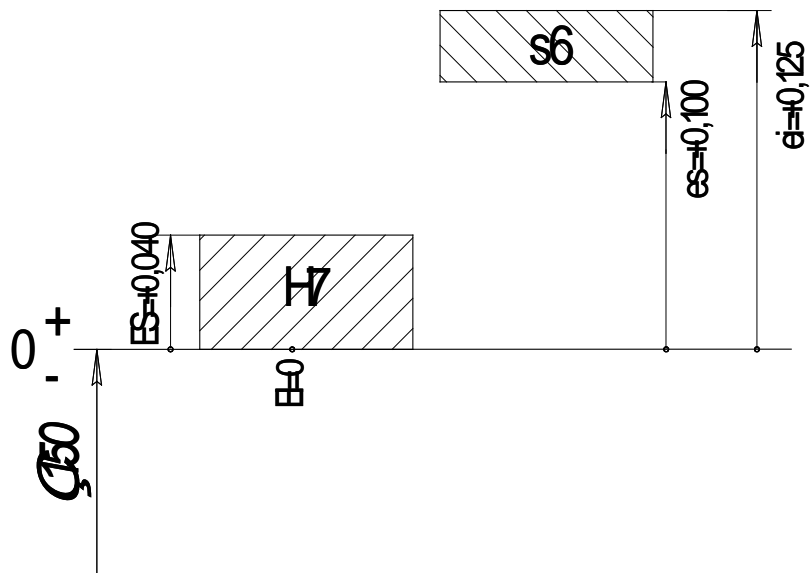
$$\sigma_D = \frac{1 + \left( \frac{0,15}{0,25} \right)^2}{1 - \left( \frac{0,15}{0,25} \right)^2} \cdot 47,1 \cdot 10^6 = 100,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 100,1 \text{ МПа.}$$

Проверку прочности втулки проводим по условию:

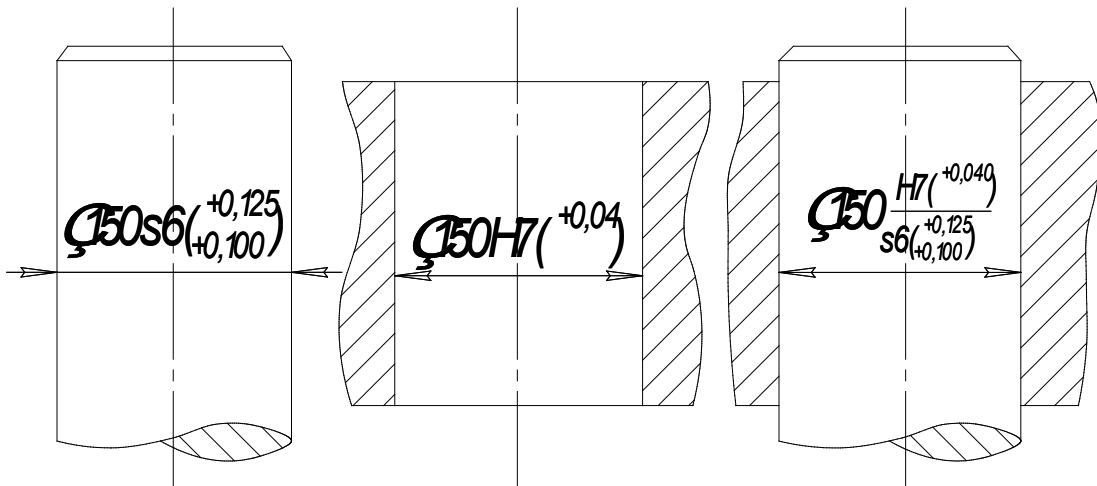
$$\sigma_D < \sigma_{TD}$$

Условие прочности втулки выполняется, т.к. для Стали 40  $\sigma_{TD} = 340$  МПа, значит посадка выбрана правильно.

Строим схему полей допусков для выбранной посадки  $\varnothing 150 \frac{H7}{s6}$ .



Выполняем эскизы деталей и соединение в сборе с простановкой размеров и предельных отклонений.



## 12.4 Выбор посадки для колец подшипника качения

Для подшипника качения выбрать посадки внутреннего и наружного колец при следующих исходных данных: подшипник качения № 210, класс точности 0, радиальная нагрузка  $R = 8000$  Н, характер нагружения – сильные удары, вращается – наружное кольцо.

### Решение.

По справочной таблице определяем конструктивные размеры подшипника качения:  $d = 50$  мм,  $D = 90$  мм,  $B = 20$  мм,  $r = 2$  мм.

Устанавливаем характер нагружения колец подшипника: внутреннее кольцо – местное нагружение, наружное кольцо – циркуляционное нагружение.

Для циркуляционно нагруженного наружного кольца посадку его в корпус выбираем по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности  $P_R$ .

$$P_R = \frac{R}{(B - 2 \cdot r)} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A$$

где  $R$  – радиальная нагрузка на опору, Н;

$K_n$  – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки, при нагрузке с сильными ударами  $K_n = 1,8$ ;

$F$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга, при полом вале и тонкостенном корпусе, для толстостенного корпуса

$F = 1$ ;

$F_A$  – коэффициент неравномерности распределенной нагрузки  $R$  между рядами роликов в двухрядных конических подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки  $A$  на опору, при отсутствии осевой нагрузки  $F = 1$ ;

$B$  – ширина подшипника, м;

$r$  – координата монтажной фаски кольца, м.

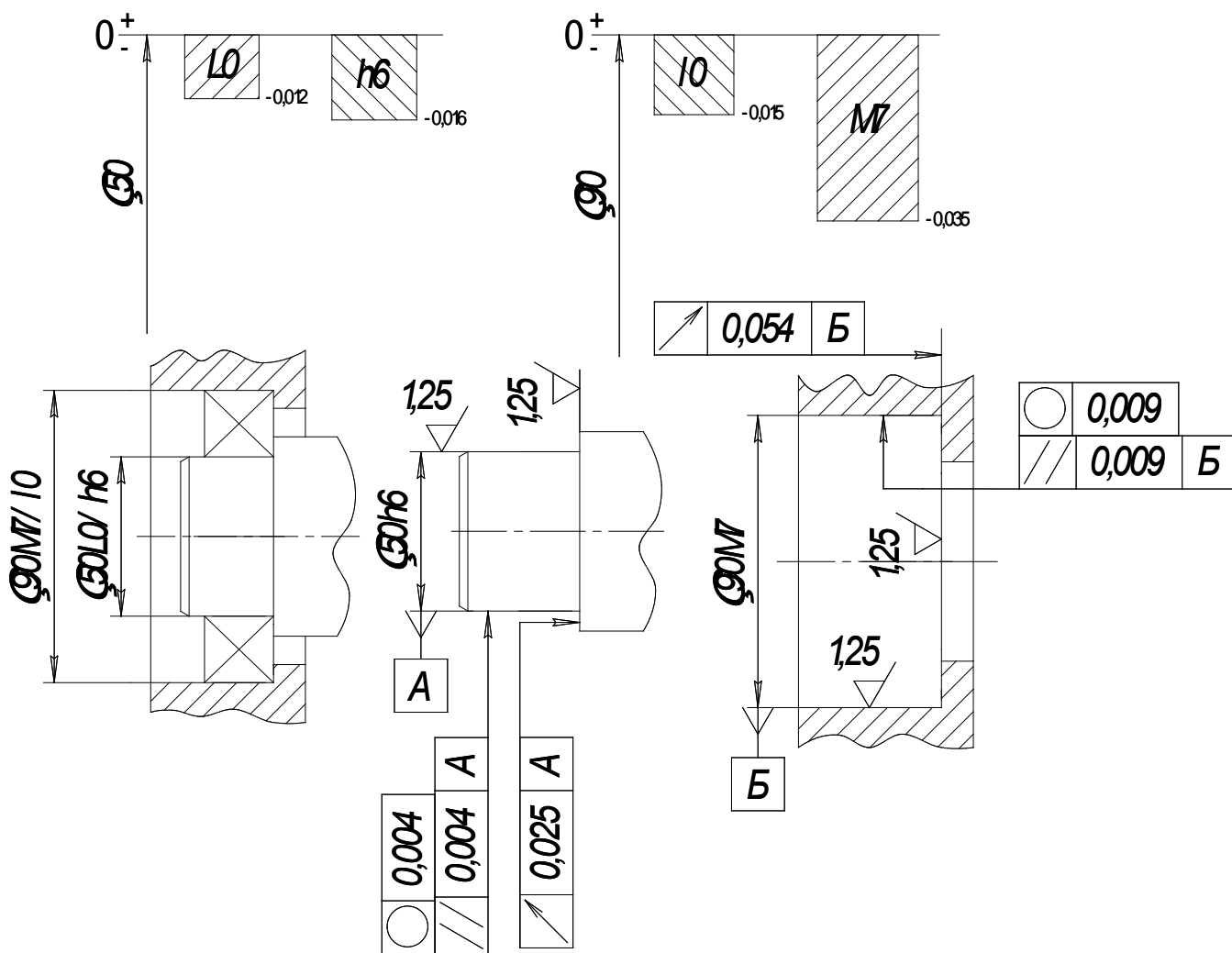
$$P_R = \frac{8000}{(0,02 - 2 \cdot 0,002)} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 900000 \text{ Н/м} = 900 \text{ кН/м.}$$

По справочной таблице находим, что рассчитанному значению интенсивности радиальной нагрузки соответствует поле отверстия корпуса  $\varnothing 90 M7_{(-0,035)}$ .

Для местно нагруженного внутреннего кольца посадку его на вал выбираем по рекомендациям, приводимым в справочной таблице, принимаем поле вала  $\varnothing 50 h6_{(-0,016)}$ .

По справочной таблице определяем отклонения диаметров внутреннего и наружного колец подшипников качения:  $\varnothing 50 L0(-0,012)$ ,  $\varnothing 90 I0(-0,015)$ .

Строим схемы полей допусков для сопряжения колец подшипника с валом и корпусом и выполняем эскизы деталей и соединений в сборе с простановкой размеров предельных отклонений, отклонений формы и шероховатостей поверхности.



## 12.5 Выбор посадок для шпоночного соединения

Выбрать посадку для шпоночного соединения при следующих исходных данных: диаметр вала  $d = 40$  мм, призматическая шпонка, назначение соединения – массовое производство.

### Решение.

При заданных условиях принимаем призматическую шпонку исполнения 1, нормальное соединение шпонки с пазами по ширине (ЕСДП).

Размеры, поля допусков и посадки шпоночного соединения с призматической шпонкой определяем по стандарту ГОСТ 23360-78. Результаты заносим в таблицу 1.

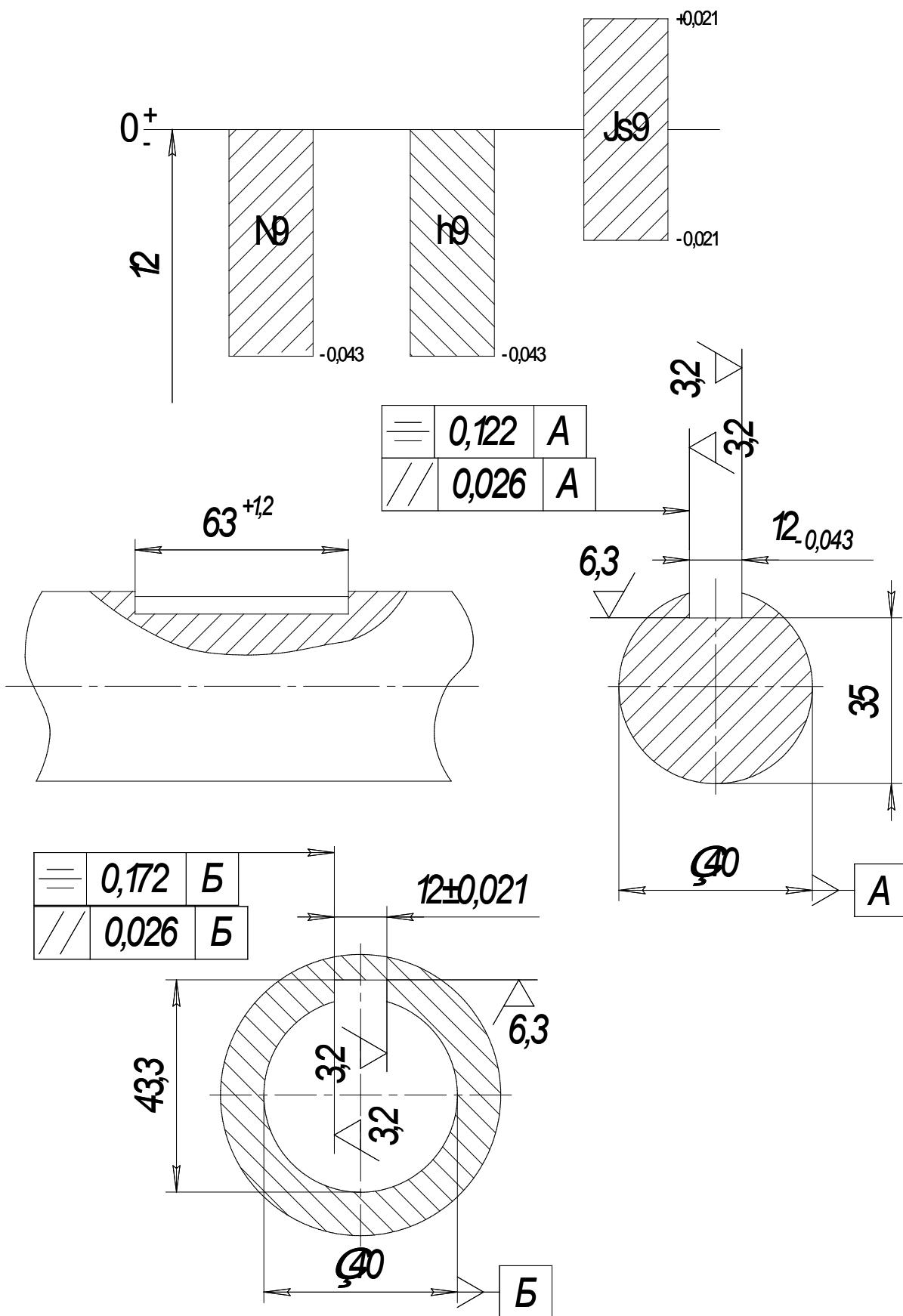
Таблица 1 – Размеры, поля допусков и посадки шпоночного соединения

Наименование элементов шпоночного соединения	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск, мм
			ES(es)	EI(ei)	max	min	
Ширина шпонки	12	h9	0,000	-0,043	12,000	11,957	0,043
Высота шпонки	8	h11	0,000	-0,090	8,000	7,910	0,090
Длина шпонки	63	h14	0,000	-0,740	60,000	59,260	0,740
Ширина паза вала	12	N9	0,000	-0,043	12,000	11,957	0,043
Глубина паза вала	5	H12	+0,120	0,000	5,120	5,000	0,120
Длина паза вала	63	H15	+1,200	0,000	64,200	63,000	1,200
Ширина паза втулки	12	Js9	+0,021	-0,021	12,021	11,979	0,042
Глубина паза втулки	3,3	H12	+0,120	0,000	3,420	3,300	0,120
Диаметр шпонки (для сегментных)	-	-	-	-	-	-	-

Принимаем – Шпонка 12×8×63 ГОСТ 23360-78.

Строим схему полей допусков и выполняем эскизы деталей с постановкой размеров.





## 12.6 Выбор посадок для шлицевого соединения

Выбрать посадку для шлицевого соединения при следующих исходных данных: прямобочное шлицевое соединение с размерами 8×46×54, характер соединения – подвижное.

### Решение.

Принимаем центрирование по внутреннему диаметру  $d$ .

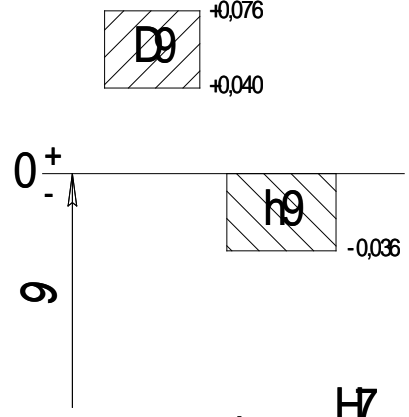
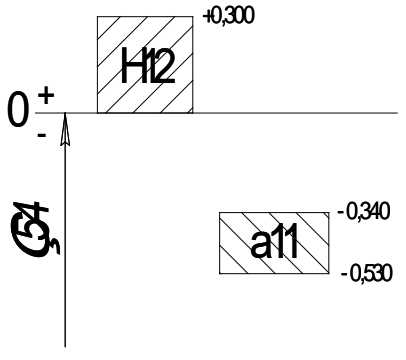
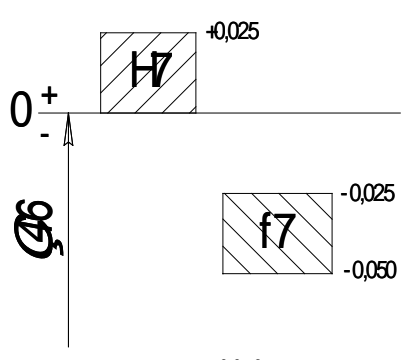
Размеры, поля допусков и посадки шлицевого соединения с прямобочным профилем шлицев определяем по стандарту ГОСТ 1139-80, и результаты заносим в таблицу 1.

Таблица 1 – Размеры, поля допусков и посадки шлицевого соединения.

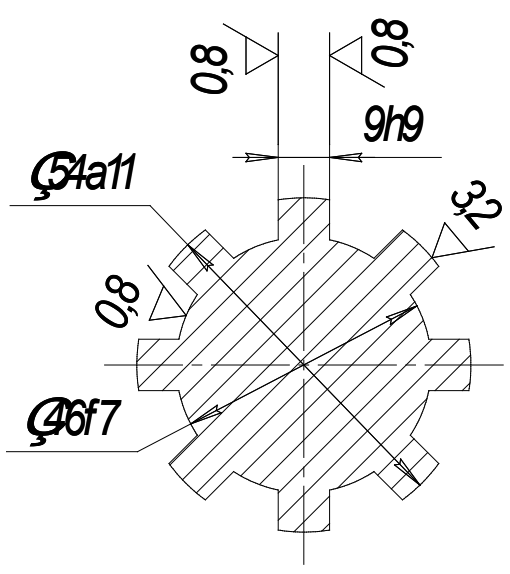
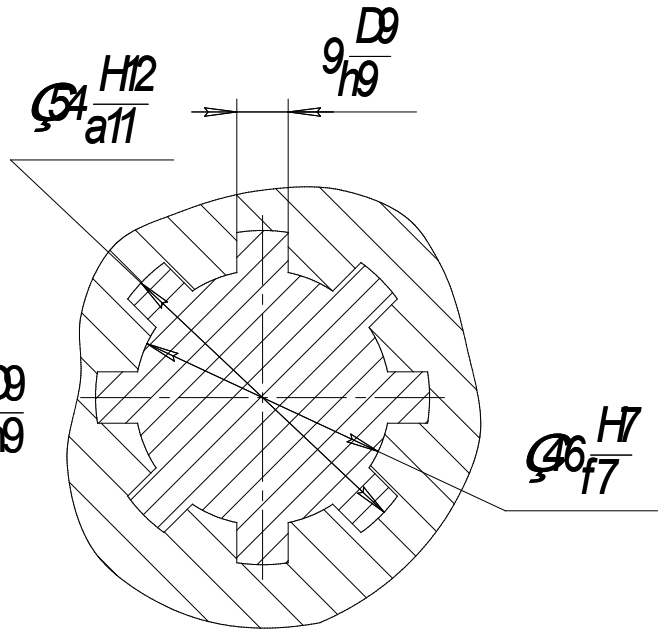
Наименование элементов шлицевого соединения	Номинальный размер, мм	Поле допуска	Предельные отклонения, мм		Предельные размеры, мм		Допуск, мм
			ES(es)	EI(ei)	max	min	
<b>1. Центрирующие элементы:</b>							
отверстие	46	H7	+0,025	0	46,025	46,000	0,025
вал	46	f7	-0,025	-0,050	45,975	45,950	0,025
<b>2. Нецентрирующие элементы:</b>							
отверстие	54	H12	+0,300	0	54,300	54,000	0,300
вал	54	a11	-0,340	-0,530	53,660	53,470	0,190
ширина впадины отверстия	9	D9	+0,076	+0,040	9,076	9,040	0,036
ширина шлица вала	9	h9	0,000	-0,036	9,000	8,964	0,036

$$\text{Шлицевое соединение } d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 54 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{D9}{h9}.$$

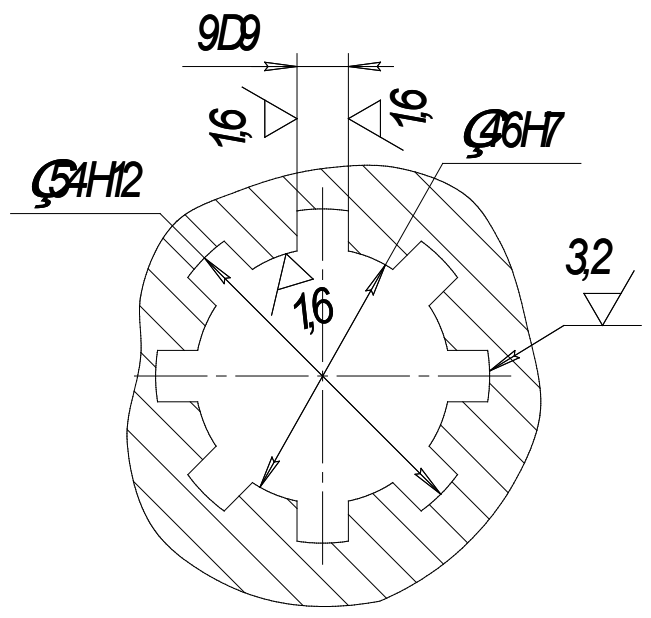
Строим схему полей допусков и выполняем эскизы деталей с постановкой размеров.



$d-8 \cdot 46 \frac{H7}{f7} \cdot 54 \frac{H12}{a11} \cdot 9 \frac{D9}{h9}$



$d-8 \cdot 46 f7 \cdot 54 a11 \cdot 9 h9$



$d-8 \cdot 46 H7 \cdot 54 H12 \cdot 9 D9$

## Список литературы

1. Анухин В.И. Допуски и посадки [Текст]: учеб. пособие / В.И. Анухин. – 3-е изд. – СПб.: Питер, 2013. – 220 с.
2. Асанов В.Б. Нормирование точности и технические измерения. Проектирование калибров [Текст] / В.Б. Асанов. – Новосибирск: Изд-во Новосибирского государственного технического университета, 2014. – 183 с.
3. Афанасьев А.А. Взаимозаменяемость [Текст]: учебник / А.А. Афанасьев, А.А. Погонин. – М.: Академия, 2013. – 352 с.
4. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учебник / А.А. Афанасьев, А.А. Погонин. – М.: ИНФРА-М, 2018. – 427 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/10.12737/textbook\\_5a57059aaba317.28249851](http://www.dx.doi.org/10.12737/textbook_5a57059aaba317.28249851).
5. Димов Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация: Учебник. – СПб.: Питер, 2013. – 464 с.
6. Допуски и посадки [Текст]: справочник: Ч. 1 / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.Н. Брагинский. – СПб.: Политехника, 2014. – 530 с.
7. Зайцев Г.Н. Нормирование точности геометрических параметров машин [Текст]: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Г.Н. Зайцев, С.А. Любомудров, В.К. Федюкин; под ред. В.К. Федюкина. – М.: Академия, 2013. – 368 с.
8. Звездаков В.П. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения деталей машин в примерах и задачах [Текст]: учеб. пособие / В.П. Звездаков; Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2013. – 528 с.
9. Клименков С.С. Нормирование точности и технические измерения в машиностроении [Текст]: учебник / С.С. Клименков. – М.: НИЦ ИНФРА-М. – URL: <http://www.yagello.ru/catalog.php?cid=84&bid=15138> 2016. – 247 с.
10. Марков Н.Н. Нормирование точности в машиностроении [Текст]: учебник / Н.Н. Марков, В.В. Осипов, М.Б. Шабалина; под ред. Ю.М. Соломенцева. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк.: Академия, 2017. – 335 с.
11. Мерзликина, Н. В. Взаимозаменяемость и нормирование точности [Электронный ресурс]: учеб. пособие / Н. В. Мерзликина, В. С. Секацкий, В. А. Титов. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2016. – 192 с. – ISBN 978-5-7638-2051-5. – Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/441916>.
12. Метрология, взаимозаменяемость и стандартизация: учеб. пособие по выполнению курсовой работы. Компьютерная версия [Текст] / Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева; под ред. к.т.н. В.Н. Выбойщика. – 2-е изд., перераб. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2015 – 110 с.

13. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений / А.И. Аристов, Л.И. Карпов, В.М. Приходько, Т.М. Раковщик. – 2-е изд., испр. – М.: Академия, 2017. – 384 с.
14. Метрология, стандартизация и сертификация. Основы взаимозаменяемости: учеб. пособие / В.Д. Мочалов, А.А. Погонин, А.А. Афанасьев. – 2-е изд., стереотип. – М. : ИНФРА-М, 2018. – 264 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/10.12737/textbook\\_5a40aec22da5b7.51406662](http://www.dx.doi.org/10.12737/textbook_5a40aec22da5b7.51406662).
15. Метрология, стандартизация и сертификация: нормирование точности: учебник / С.А. Любомудров, А.А. Смирнов, С.Б. Тарасов. – М.: ИНФРА-М, 2017. – 206 с. – (Высшее образование: Бакалавриат).
16. Метрология, стандартизация и сертификация: нормирование точности: Учебник / С.А. Любомудров, А.А. Смирнов, С.Б. Тарасов. – М.: НИЦ Инфра-М, 2014. – 206 с.: 60x90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). (переплет) ISBN 978-5-16-005246-5.
17. Метрология, стандартизация, сертификация: Учебник / В.И. Колчков. – М.: Форум: НИЦ ИНФРА-М, 2013. – 432 с.: 70x100 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). (переплет) ISBN 978-5-91134-784-0.
18. Муханин Л.Г. Основы взаимозаменяемости: Тесты и задачи [Текст]: учеб. пособие / Л.Г. Муханин, Ю.В. Федоров. – СПб.: НИУ ИТМО, 2015. – 120 с.
19. Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учеб. пособие / А.Д. Никифоров, Ю.Ф. Назаров, А.Н. Ковшов. – М.: МГОУ, 2013. – 510 с.
20. Нормирование геометрических характеристик изделий: современный подход: учеб. пособие / И.Е. Парфеньева, С.А. Зайцев, О.Ф. Вячеславова. – М.: ИНФРА-М, 2018. – 270 с. – (Высшее образование: Бакалавриат). – [www.dx.doi.org/10.12737/textbook\\_5a2e5d7ddaef83.76920958](http://www.dx.doi.org/10.12737/textbook_5a2e5d7ddaef83.76920958).
21. Палей М.А. Допуски и посадки [Текст]: справочник: в 2 ч. / М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 8-е изд., перераб. и доп. – Ч. 2. – СПб.: Политехника, 2013. – 608 с.
22. Радкевич Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учебник для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – М.: Высш. шк., 2014 – 767 с.
23. Ранев Г.Г. Методы и средства измерений [Текст]: учебник для вузов / Г.Г. Ранев, А.П. Тарасенко. – М.: Академия, 2013. – 336 с.
24. Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Агропромиздат, 2013. – 367 с.
25. Соломахо В.Л. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения [Текст] / В.Л. Соломахо, Б.В. Цитович. – Мн.: Дизайн ПРО, 2014. – 296 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Общие принципы взаимозаменяемости .....	4
1.1 Краткие сведения из истории взаимозаменяемости.....	4
1.2 Основные понятия и определения .....	6
1.3 Размеры, предельные отклонения и допуски.....	8
1.4 Соединения и посадки.....	12
2 Взаимозаменяемость гладких цилиндрических деталей .....	16
2.1 Общие положения .....	16
2.2 Обозначение полей допусков, предельных отклонений и посадок на чертежах.....	20
2.2 Рекомендации по применению посадок .....	21
3 Шероховатость и волнистость поверхности .....	24
3.1 Основные положения .....	24
3.2 Обозначение шероховатости на чертежах .....	27
3.3 Волнистость поверхности.....	29
3.4 Влияние волнистости и шероховатости на надежность и долговечность машин .....	31
4 Точность обработки при изготовлении и восстановлении деталей машин .....	33
4.1 Виды погрешностей и причины возникновения.....	33
4.2 Точность формы и расположения .....	36
4.2.1 Общие термины и определения.....	36
4.2.2 Отклонения и допуски формы.....	38
4.2.3 Отклонения и допуски расположения .....	40
4.2.4 Суммарные отклонения и допуски формы и расположения поверхностей .....	42
4.2.5 Зависимый и независимый допуск формы и расположения.....	44
4.2.6 Обозначение на чертежах допусков формы и расположения.....	45
2.4.7 Неуказанные допуски формы и расположения.....	46
5 Система допусков и посадок для подшипников качения .....	52
5.1 Общие положения .....	52
5.2 Допуски подшипников качения .....	53
5.3 Выбор посадок подшипников качения .....	54
5.4 Условные обозначения подшипников .....	58
6 Допуски на угловые размеры. Взаимозаменяемость конических соединений.....	60
6.1 Допуски угловых размеров.....	60
6.2 Система допусков и посадок для конических соединений.....	61
7 Взаимозаменяемость резьбовых соединений.....	65
7.1 Классификация резьб .....	65
7.2 Основные параметры метрической крепежной резьбы .....	65
7.3 Общие принципы взаимозаменяемости цилиндрических резьб .....	67
7.4 Допуски и посадки резьб с зазором .....	71
7.5 Допуски резьб с натягом и с переходными посадками.....	74
7.6 Стандартные резьбы общего и специального назначения.....	76
8 Допуски зубчатых и червячных передач.....	78
8.1 Система допусков для цилиндрических зубчатых передач.....	78
8.1.1 Кинематическая точность передачи .....	79
8.1.2 Плавность работы передачи .....	82
8.1.3 Контакт зубьев в передаче.....	87
8.1.5 Обозначение точности колес и передач .....	94
8.1.6 Выбор степени точности и контролируемых параметров зубчатых передач .....	95
8.2 Допуски зубчатых конических и гипоидных передач .....	96
8.3 Допуски червячных цилиндрических передач .....	97
9 Взаимозаменяемость шпоночных соединений .....	99
10 Взаимозаменяемость шлицевых соединений.....	104
10.1 Допуски и посадки соединений с прямобочным профилем зубьев .....	105
10.2 Допуски и посадки шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев .....	107

11	Расчет допусков размеров, входящих в размерные цепи.....	111
11.1	Основные термины и определения, классификация размерных цепей .....	112
11.2.	Метод расчета размерных цепей, обеспечивающий полную взаимозаменяемость .....	115
11.3	Теоретико-вероятностный метод расчета размерных цепей .....	118
11.4	Метод групповой взаимозаменяемости при селективной сборке .....	121
11.5	Метод регулирования и пригонки.....	122
11.6.	Расчет плоских и пространственных размерных цепей.....	124
12	Примеры решения задач .....	126
12.1	Расчет посадки цилиндрического соединения.....	126
12.2	Расчет посадки с зазором.....	128
12.3	Расчет посадки с натягом.....	130
12.4	Выбор посадки для колец подшипника качения .....	133
12.5	Выбор посадок для шпоночного соединения.....	135
12.6	Выбор посадок для шлицевого соединения .....	137

*Учебное издание*

*Шушков Роман Анатольевич*

**ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ**

Учебное пособие

*Технический редактор Ю.И. Чикавинский*

*Корректор Г.Н. Елисеева*

Подписано в печать 01.06.2023 г.

Объем 10 усл. печ. л

Заказ № 231-Р

Формат 60/90 1/16

Тираж 35 экз

**ФГБОУ ВО Вологодская ГМХА  
160555 г. Вологда, с. Молочное, ул. Шмидта, 2**