

Электронный архив УГЛТУ

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФГБОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Н.К. Казанцева

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Учебное пособие

Электронное издание

Екатеринбург
2015

УДК 006.015.3
ББК (Ж/О)30ц
К 14

Рецензенты:

Кафедра метрологии, стандартизации и сертификации
Уральского федерального университета;

Трунина Т.А. – кандидат технических наук, старший научный
сотрудник УрО РАН

Казанцева Н.К.

К 14 **Допуски и посадки типовых соединений:** учебное пособие /
Н.К. Казанцева. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2015.
101 с. 4,26 Мб.
ISBN 978-594984516-5

Излагаются основные сведения по вопросам выбора и назначения допусков и посадок для гладких цилиндрических поверхностей, подшипников качения, зубчатых колес и передач. Информация представлена в свете новых ГОСТ 25346-2013 и ГОСТ 25347-2013, вступающих в действие с 1 июля 2015 года. Пособие содержит теоретические, методические и справочные материалы.

Предназначено для студентов очной и заочной форм обучения следующих направлений: 151000 Технологические машины и оборудование, 151900 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 190100 Наземные транспортно-технологические комплексы.

УДК 006.015.3
ББК (Ж/О)30ц

ISBN 978-594984516-5

© ФГБОУ ВПО «Уральский государственный
лесотехнический университет», 2015

© Казанцева Н.К., 2015

ВВЕДЕНИЕ

В каждом цивилизованном обществе повышение качества вновь выпускаемой продукции – главная задача производства.

Качество продукции – это совокупность свойств и показателей, определяющих пригодность изделий для удовлетворения определенных потребностей в соответствии с назначением изделия. Качество продукции зависит от технического уровня производства и связанных с ним отраслей и определяется большим числом факторов.

Для оценки качества машин, агрегатов и другой продукции необходима четкая система показателей и методов их определения.

Гарантией достижения качества продукции, а в конечном итоге, гарантией успешного использования любой продукции по назначению является обоснованное назначение точности размеров деталей, узлов и агрегатов, образующих готовую продукцию. Заданная точность на все составляющие узлы и детали сложного технического объекта обеспечивает взаимозаменяемость отдельных узлов и деталей, гарантирует техническое обслуживание объекта и в конечном итоге долговременную и безотказную эксплуатацию объекта, другими словами, обеспечивает «качество объекта».

Настоящее учебное пособие по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация» содержит теоретический материал по разделу «Взаимозаменяемость» и подготовлено для студентов 2-го курса 151000 «Технологические машины и оборудование» в соответствии с утвержденной программой учебной дисциплины и требованиями ФГОС.

Пособие содержит теоретический, методический и справочный материал по следующим темам:

- взаимозаменяемость гладких цилиндрических поверхностей;
- нормирование точности для подшипников качения;
- размерные цепи;
- определение допусков для зубчатых колес и передач.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Точность и взаимозаменяемость

Точность – это степень соответствия изготовленных изделий заранее установленным параметрам, задаваемым чертежом, техническими условиями и стандартами. Точность определяет такие показатели качества, как показатели назначения, показатели надежности, показатели технологичности и др. Нормирование точности изготовления обеспечивает взаимозаменяемость деталей, узлов и агрегатов.

Взаимозаменяемость – свойство деталей и сборочных единиц изделий, независимо изготовленных с заданной точностью, обеспечивать возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц – в изделия 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».

Принцип взаимозаменяемости - это комплекс научно-технических исходных положений, выполнение которых при конструировании, производстве и эксплуатации обеспечивает взаимозаменяемость деталей, сборочных единиц и изделий. Различают полную, неполную, внешнюю и внутреннюю взаимозаменяемость.

Полная взаимозаменяемость обеспечивается при выполнении геометрических, электрических и других параметров деталей с точностью, позволяющей производить сборку любых сопрягаемых деталей и составных частей без какой бы то ни было дополнительной их обработки, подбора и регулирования, и получать изделие требуемого качества.

Достоинства полной взаимозаменяемости следующие:

- упрощение процесса сборки (сборка сводится к простому соединению деталей рабочими преимущественно невысокой квалификации);
- возможность точно нормировать процесс сборки во времени и применять поточный метод сборки;
- создание условий для автоматизации процесса сборки;
- упрощение ремонта изделий.

Полную взаимозаменяемость экономически целесообразно применять для деталей, изготовленных с допусками не выше 6-го качества и состоящих из небольшого количества деталей.

Неполная взаимозаменяемость может осуществляться по отдельным геометрическим или другим параметрам, при этом допускается групповой подбор деталей (селективная сборка), применение компенсаторов, регулировка положений элементов, пригонка и другие дополнительные операции.

Внешняя взаимозаменяемость - это взаимозаменяемость покупных изделий и сборочных единиц по эксплуатационным показателям, а также по размерам и форме присоединительных поверхностей. Например, в подшипниках качения внешнюю взаимозаменяемость обеспечивают по диаметрам наружного и внутреннего колец подшипника.

Внутренняя взаимозаменяемость распространяется на детали, составляющие отдельные узлы или на составные части, входящие в изделие. Например, в подшипниках качения внутренней взаимозаменяемостью обладают тела качения, которые используются для разных типоразмеров подшипников.

В Российской Федерации настоящее время действуют основные нормы взаимозаменяемости (ОНВ), которые базируются на стандартах и рекомендациях международной организации по стандартизации (International Standard Organisation –ISO).

ОНВ включают системы допусков и посадок на гладкие цилиндрические поверхности, резьбы, зубчатые передачи, угловые и конусные детали, шлицевые, шпоночные и другие соединения.

При конструировании определяются линейные и угловые размеры детали, характеризующие ее величину, форму, жесткость и технологичность изготовления. На чертеже должны быть проставлены все размеры, необходимые для изготовления детали и ее контроля.

1.2. Основные понятия и определения

ГОСТ 25346-2013 (ISO 286 – 1:2010) «Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки» определяет основные термины в области взаимозаменяемости. Настоящий стандарт распространяется на гладкие элементы деталей, цилиндрические и ограниченные параллельными плоскостями, а также на образованные ими посадки. ГОСТ 25346-2013 устанавливает систему допусков ИСО на линейные размеры таких геометрических элементов, как цилиндр и две параллельные противоположащие плоскости. Стандарт также содержит термины и определения, относящиеся к системе допусков.

Размер – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения. По назначению различают размеры, определяющие величину или форму детали, сборочные, присоединительные, габаритные, технологические и другие. Для обеспечения взаимозаменяемости деталей и узлов наибольшее значение имеют размеры номинальные, действительные и предельные.

Номинальный размер (nominal size) – размер геометрического элемента идеальной формы, определяемый чертежом. Для отверстия номинальный размер обозначается D , для вала – d . Номинальный размер определяется исходя из функционального назначения детали или узла, он указывается на чертеже и служит началом отклонений.

Номинальный размер соединения – это размер, общий для деталей, составляющих соединение.

Действительный размер (actual size) – это размер, присоединенного полного элемента. Действительный размер получают путем измерений.

Предельные размеры (limits of size) – предельно допустимые размеры размерного элемента. Б'ольший из двух предельных размеров – *верхний предельный размер (upper limit of size; ULS; D_{\max}, d_{\max})*, меньший – *нижний предельный размер (lower limit of size; LLS; D_{\min}, d_{\min})*.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется *допуском размера (T_D, T_d)*.

$$T_D = D_{\max} - D_{\min}, \quad (1.1)$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min}. \quad (1.2)$$

Допуск является мерой точности размера. Допуск всегда положителен и отличен от нуля. Чем меньше допуск, тем выше требуемая точность детали, тем меньше допускается колебание действительных размеров детали. И, наоборот, низкая точность характеризуется большим допуском и большим колебанием действительных размеров детали. Допуск размера непосредственно влияет на трудоемкость изготовления и себестоимость этого изделия. Чем больше допуск, тем проще и дешевле изготовление детали, однако тем более трудоемким становится процесс сборки и эксплуатации и наоборот. Очевидно, что от величины допуска в значительной степени зависит выбор оборудования и средств контроля.

L

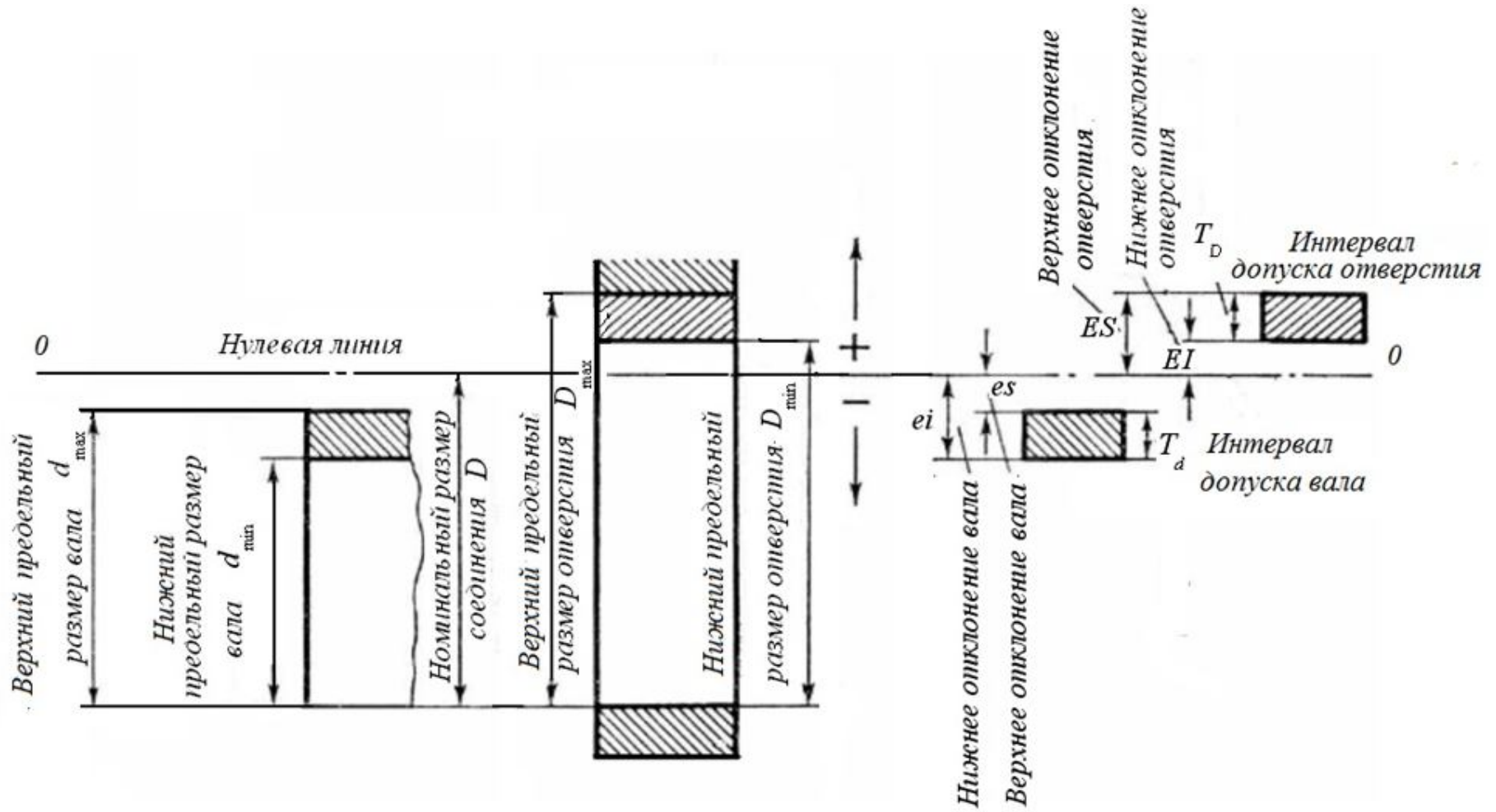


Рис. 1.1. Предельные размеры, предельные отклонения и допуски отверстия и вала

Отклонение (deviation) – разность между значением и опорным значением. Для отклонений размеров опорным значением является номинальный размер.

Предельное отклонение (limit deviation) – верхнее предельное отклонение или нижнее предельное отклонение от номинального размера. Предельные отклонения могут принимать любые значения: положительные, отрицательные или равные нулю.

Верхнее отклонение (upper limit deviation; ES, es) – алгебраическая разность между верхним предельным размером и номинальным размером:

$$ES = D_{\max} - D \quad \text{и} \quad es = d_{\max} - d .$$

Нижнее предельное отклонение (lower limit deviation; EI, ei) – алгебраическая разность между нижним предельным размером и номинальным размером:

$$EI = D_{\min} - D \quad \text{и} \quad ei = d_{\min} - d .$$

Основное отклонение (fundamental deviation) – предельное отклонение, определяющее расположение интервала допуска относительно номинального размера.

Пределы допуска (tolerance limits) – установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границы допустимых значений.

Интервал допуска (tolerance interval) – совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы.

Для упрощения допуски графически изображают в виде схемы расположения интервалов допусков (рис. 1.2)

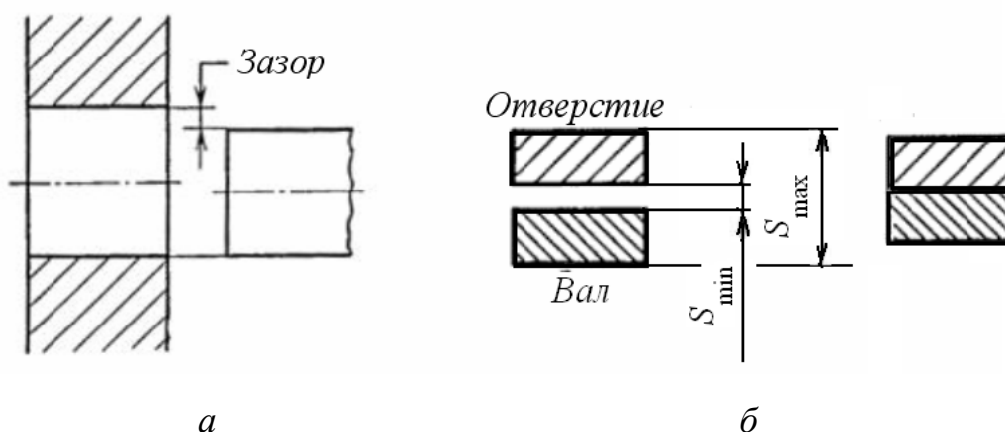


Рис. 1.2. Посадка с зазором: *а* – общий вид соединения; *б* – схема расположения интервалов допусков

По номинальному размеру и отклонениям можно определить соответствующие предельные размеры:

$$D_{\max} = D + ES, \quad (1.3)$$

$$D_{\min} = D + EI, \quad (1.4)$$

$$d_{\max} = d + es, \quad (1.5)$$

$$d_{\min} = d + ei. \quad (1.6)$$

1.3. Соединения и посадки

Соединение – две или несколько подвижно или неподвижно сопрягаемых деталей. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называют сопрягаемыми. Остальные поверхности называют *несопрягаемыми или свободными*.

По форме различают следующие сопрягаемые поверхности:

- гладкие цилиндрические;
- гладкие конические;
- плоские (шпоночные);
- резьбовые;
- зубчатые цилиндрические;
- зубчатые конические;
- сферические.

По степени свободы взаимного перемещения сопрягаемых поверхностей различают соединения:

- *неподвижные неразъемные* (сварка, клепка, натяг);
- *неподвижные разъемные* (соединения, в которых перемещение одной детали относительно другой осуществляется только при регулировке или разборке узла);
- *подвижные* (в которых одна деталь перемещается относительно другой в определенных направлениях).

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

Посадка – характер соединения двух деталей (вала и отверстия), определяемый разностью их размеров до сборки. Тип посадки определяется величиной и взаимным расположением полей допусков сопрягаемых поверхностей отверстия и вала.

Вал (охватываемая поверхность) – термин, условно принимаемый для обозначений наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

Отверстие (охватывающая поверхность) – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала различают три группы посадок:

- посадки с зазором;
- посадки с натягом;
- переходные посадки.

Зазор (clearance) – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала:

$$S = D - d \quad \cap \quad D > d.$$

Посадка с зазором (clearance fit) – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. нижний предельный размер отверстия больше верхнего предельного размера вала или равен ему. Посадка с зазором характеризуется максимальным и минимальным зазорами:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei, \quad (1.7)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es. \quad (1.8)$$

При графическом изображении посадки с зазором интервал допуска отверстия расположен над интервалом допуска вала (рис. 1.2).

Натяг (interference) – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия:

$$N = d - D \quad \cap \quad d > D.$$

Посадка с натягом (interference fit) – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. верхний предельный размер отверстия меньше нижнего предельного размера вала или равен ему. Посадка с натягом характеризуется максимальным и минимальным натягами:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI. \quad (1.9)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES. \quad (1.10)$$

При графическом изображении посадки с натягом интервал допуска отверстия расположен ниже интервала допуска вала (рис. 1.3).

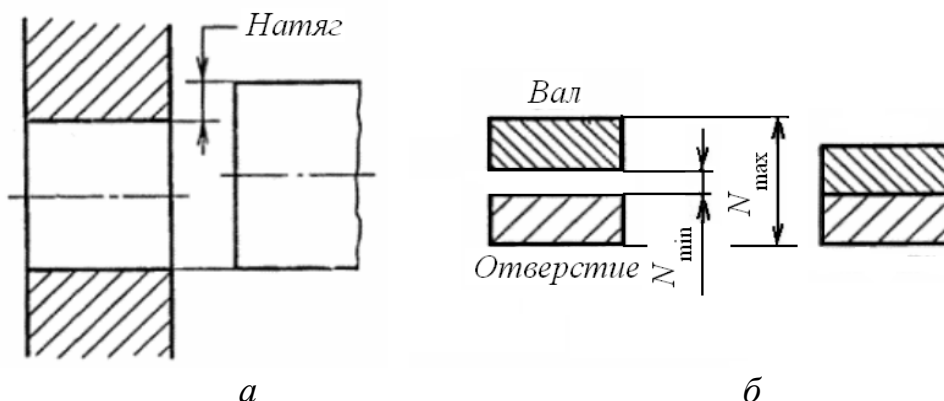


Рис. 1.3. Посадка с натягом: *а* – общий вид; *б* – схема расположения интервалов допусков

Переходная посадка (transition fit) – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении. Переходная посадка характеризуется максимальным зазором и максимальным натягом, формулы (1.7) и (1.9). При графическом изображении переходной посадки интервалы допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рис. 1.4).

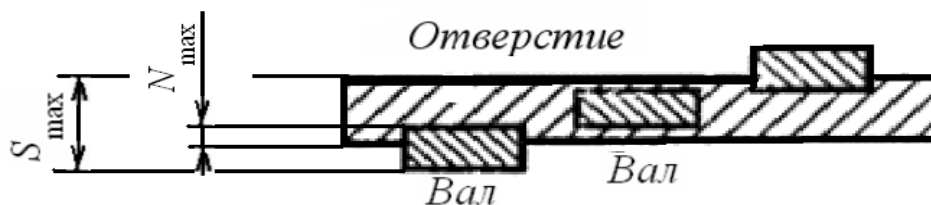


Рис. 1.4. Схема расположения интервалов допусков переходных посадок

Все типы посадок также характеризуются допуском посадки.

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

$$TS = S_{\max} - S_{\min}; \quad TN = N_{\max} - N_{\min}.$$

В переходных посадках допуск посадки – сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора:

$$TSN = S_{\max} + N_{\max}.$$

Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия и вала:

$$TS(NS) = T_D + T_d.$$

2. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

2.1. Квалитет

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

Для обеспечения *точности размеров* в России действует система допусков и посадок на линейные размеры.

Система представляет собой совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для того, чтобы выбрать для практики необходимое и достаточное количество вариантов допусков и посадок типовых соединений. Такая система повышает качество изделий, облегчает их конструирование, взаимозаменяемость и создает возможность стандартизации режущих инструментов.

Различают две равноценные системы образования посадок – система вала и система отверстия.

Посадка в системе отверстия (hole-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (нижнее предельное отклонение) отверстия равно нулю. В этом случае требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных допусков валов с допуском основного отверстия, у которого нижний предельный размер совпадает с номинальным (рис. 2.1, а).

Посадка в системе вала (shaft-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (верхнее предельное отклонение) вала равно нулю. Требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных допусков отверстий с допуском основного вала, а у основного вала верхний предельный размер совпадает с номинальным (рис. 2.1, б).

Для нормирования требуемых уровней точности установлены квалитеты изготовления деталей и изделий.

Квалитет (standard tolerance grade) – группа допусков на линейные размеры, характеризующаяся общим обозначением. Каждый квалитет соответствует одному уровню точности для любых номинальных размеров.

Число квалитетов определяется потребностью промышленности, функциональными и технологическими факторами. Квалитет определяет величину допуска на изготовление, а, следовательно, и соответствующие методы и средства обработки деталей.

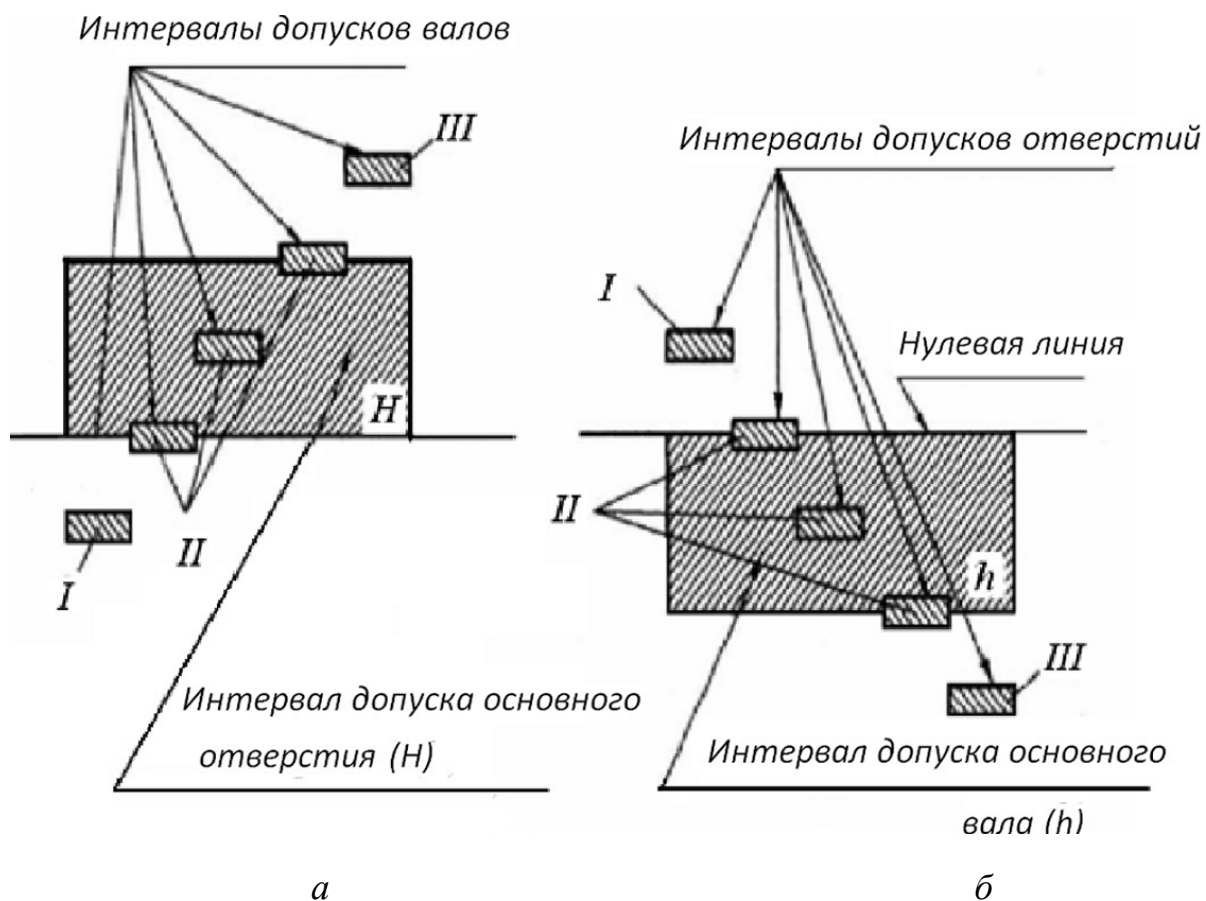
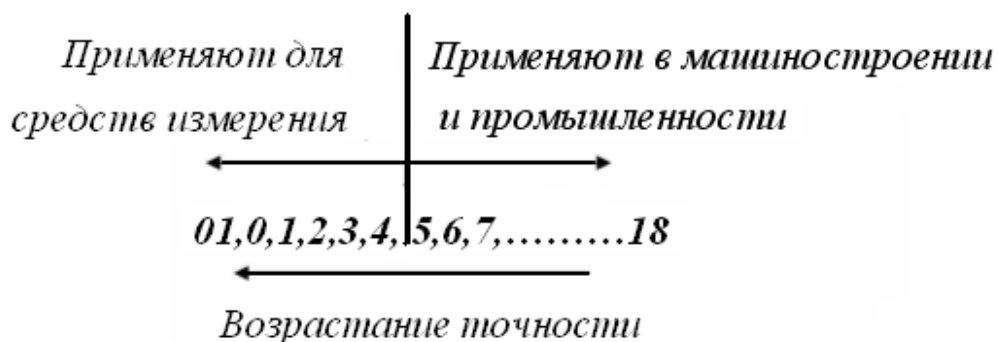


Рис. 2.1. Схема расположения полей допусков посадок в системе вала и в системе отверстия: *a* – система отверстия; *б* – система вала; *I* – поля допусков посадок с зазором; *II* – поля допусков переходных посадок; *III* – поля допусков посадок с натягом

ГОСТ 25346-2013 устанавливает 20 квалитетов, которые обозначаются арабскими цифрами:



Допуски по квалитетам обозначаются сочетанием прописных букв ИТ (*International Tolerance*) с порядковым номером квалитета, например: ИТ12, ИТ6.

Величина допуска в пределах одного квалитета зависит только от величины номинального размера и рассчитывается для квалитетов 5 – 18 по формуле:

$$T = ai, \quad (2.1)$$

где a – число единиц допуска, определяемое квалитетом;

i – единица допуска, являющаяся функцией номинального размера.

Для размеров до 500 мм единица допуска определяется по формуле:

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

где D – среднее геометрическое границ интервала, куда попадает номинальный размер соединения.

Для размеров свыше 500 до 10000 мм:

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

Для квалитетов точнее 5-го допуски определяются по другим формулам:

$$IT01 = 0,3 + 0,008D,$$

$$IT0 = 0,5 + 0,012D,$$

$$IT1 = 0,8 + 0,020D,$$

$$IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5},$$

$$IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3},$$

$$IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}.$$

Число единиц допуска от квалитета к квалитету изменяется по геометрической прогрессии со знаменателем $\approx 1,6$. В табл. 2.1 приведены значения числа единиц допуска a для квалитетов 5-18.

Стандарты, определяющие общие положения, численные значения и рекомендуемые посадки для гладких цилиндрических поверхностей, приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.1

Значение числа единиц допуска a для квалитетов 5-18

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

Стандарты, описывающие систему допусков и посадок для гладких цилиндрических поверхностей

Обозначение документа	Название документа
ГОСТ 25346-2013 (ISO286-1:2010)	Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки
ГОСТ 25347-2013 (ISO286-2:2010)	Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов

Характеристикой расположения поля допуска является знак и числовое значение *основного отклонения* двух предельных отклонений размера (верхнего или нижнего), который находится ближе к нулевой линии (рис. 2.2).

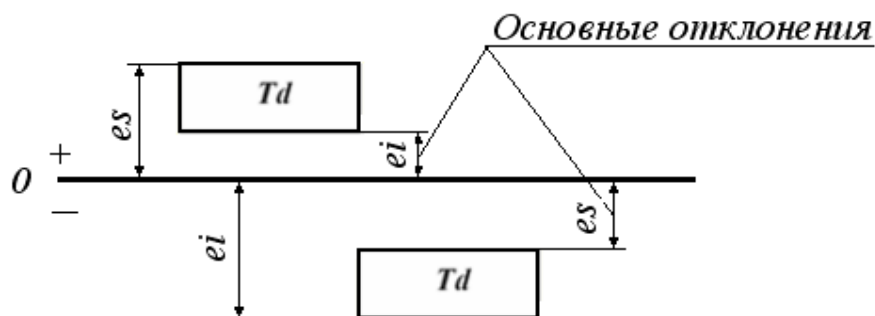


Рис. 2.2. Примеры основных отклонений вала

Для всех полей допусков, расположенных выше нулевой линии, основное отклонение – нижнее, а для всех полей допусков, расположенных ниже нулевой линии, – верхнее.

2.2. Система допусков на линейные размеры

Для обеспечения равных возможностей образования посадок с зазором, с натягом и переходных в системе предусмотрены одинаковые наборы основных отклонений валов и отверстий, схематически представленные на рис. 2.3.

Каждому из основных отклонений соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которой должен начинаться

интервал допуска. На приведенной схеме показаны только начала интервалов допусков, так как окончание интервала допуска зависит от конкретного номинального размера и качества.

Каждое расположение основного отклонения обозначается латинской буквой, буквенные обозначения приняты в алфавитном порядке.

Класс допуска (tolerance class) - сочетание основного отклонения и качества. Примеры класса допуска, которые обозначаются сочетанием буквы (букв) основного отклонения и порядкового номера качества: *g6, t5, H7, H11*.

Обозначение класса допуска указывается после номинального размера элемента: $\emptyset 40 g6, \emptyset 100H7$.

В обоснованных случаях допускается обозначать поле допуска с основным отклонением «H» символом «+IT», с основным отклонением «h» - символом «-IT», с отклонениями «js» или «Js» - символом «±IT/2». Например: +IT14, -IT14, ± $\frac{IT14}{2}$.

Посадка обозначается дробью, в числителе которой указывается обозначение класса допуска отверстия, а в знаменателе – обозначение класса допуска вала, например, $\frac{H7}{g6}$. Обозначение посадки указывается

после номинального размера посадки, например: $\emptyset 40 \frac{H7}{g6}$.

Основные отклонения, обозначаемые буквами A до H (a до h,) соответствуют посадкам с гарантированным зазором, например:

$\emptyset 40 \frac{H7}{g6}$ – посадка с зазором в системе отверстия или $\emptyset 40 \frac{A7}{h6}$ – посадка с зазором в системе вала.

Буквами Js (js) обозначается симметричное расположение поля допуска относительно нулевой линии. Буквами Js, J, K, M, N (js, j, k, m, n) обозначаются переходные посадки: $\emptyset 40 \frac{K7}{h6}$ – переходная посадка в сис-

теме вала или $\emptyset 40 \frac{H6}{m5}$ – переходная посадка в системе отверстия.

Основные отклонения, обозначаемые буквами, начиная с P, R и до Z (p,r...z), соответствуют посадкам с гарантированным натягом, например:

$\emptyset 40 \frac{H7}{s6}$ – посадка с натягом в системе отверстия или $\emptyset 40 \frac{R7}{h6}$ – посадка с натягом в системе вала.

Основные отклонения отверстий, как правило, равны по числовому значению и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначаемым той же буквой.

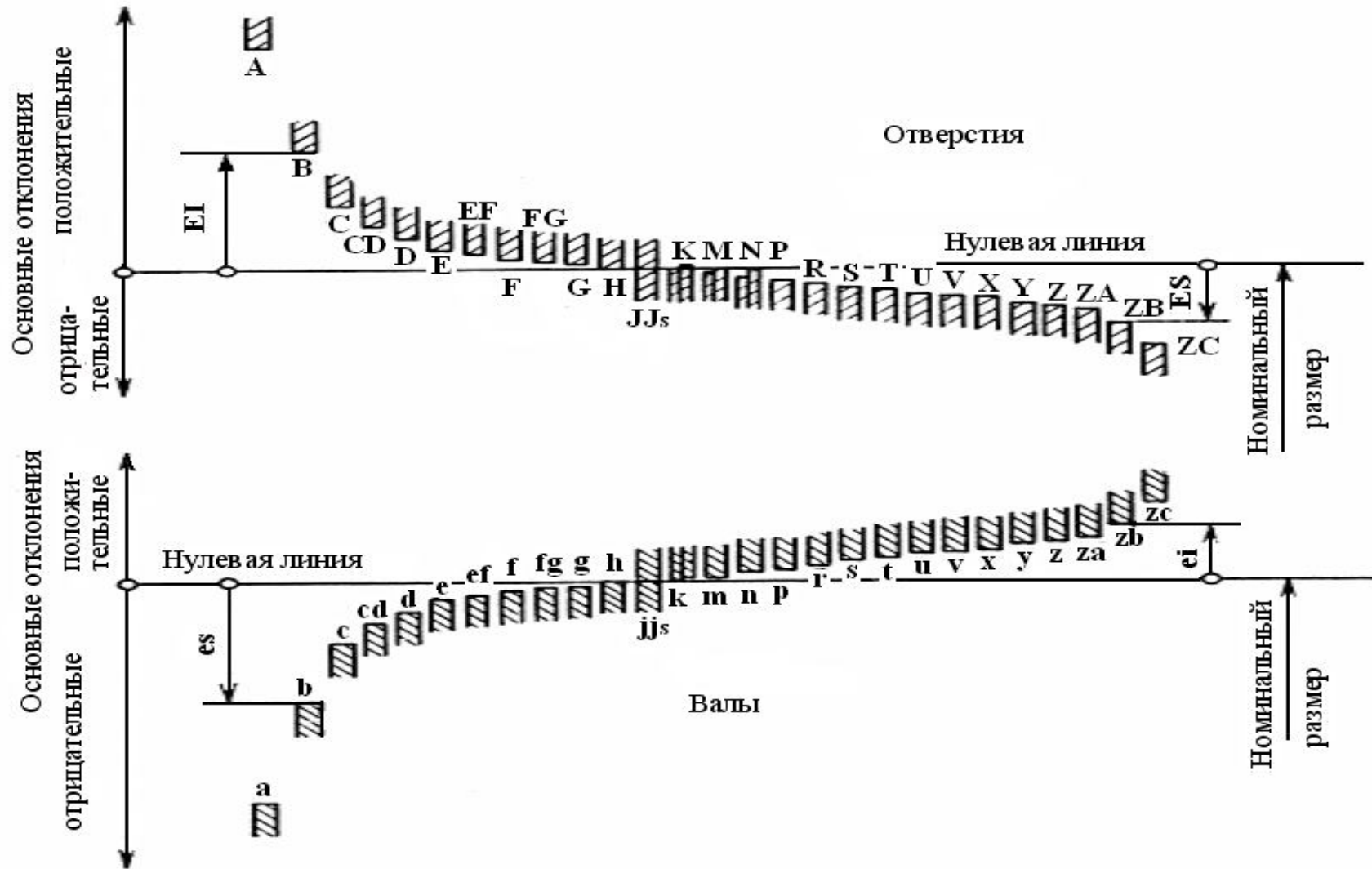


Рис. 2.3. Система допусков на линейные размеры (ГОСТ 25346-2013)

Примеры обозначения предельных отклонений валов, отверстий и соединений приведены на рис. 2.4.

Сочетание любых основных отклонений с любым качеством дает свыше 1000 полей допусков для валов и отверстий. Поэтому применение данной системы происходит на базе отбора ограниченного числа полей допусков, в 90 % случаев используются так называемые «рекомендуемые» и «предпочтительные посадки».

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.

Кроме рекомендуемых посадок, допускается применение других посадок, образованных разрешенными полями допусков валов и отверстий в соответствии с ГОСТ 25347-2013, так называемых, комбинированных (посадок, которые не относятся ни к системе вала, ни к системе отверстия, например: $\frac{F8}{p6}$).

Допуски и отклонения, установленные стандартами, относятся к деталям, размеры которых определены при *нормальной температуре*, которая во всех странах принята равной +20 °С (ГОСТ 9249-59). Это температура рабочих помещений машиностроительных и приборостроительных заводов. При этом необходимо, чтобы температуры детали и измерительного средства были одинаковы, иначе в процессе измерения возникает погрешность.

Иногда погрешность измерения из-за отклонения t° и разности коэффициентов линейного расширения материалов детали и измерительного средства может быть учтена (приблизительно) поправкой:

$$\Delta l \approx l(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2);$$

где l – измеряемая величина,

α_1, α_2 – коэффициенты линейного расширения материалов детали и измерительного средства,

$$\Delta t_1 = t_1 - 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = t_2 - 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

t_1 – температура детали;

t_2 – температура измерительного средства.

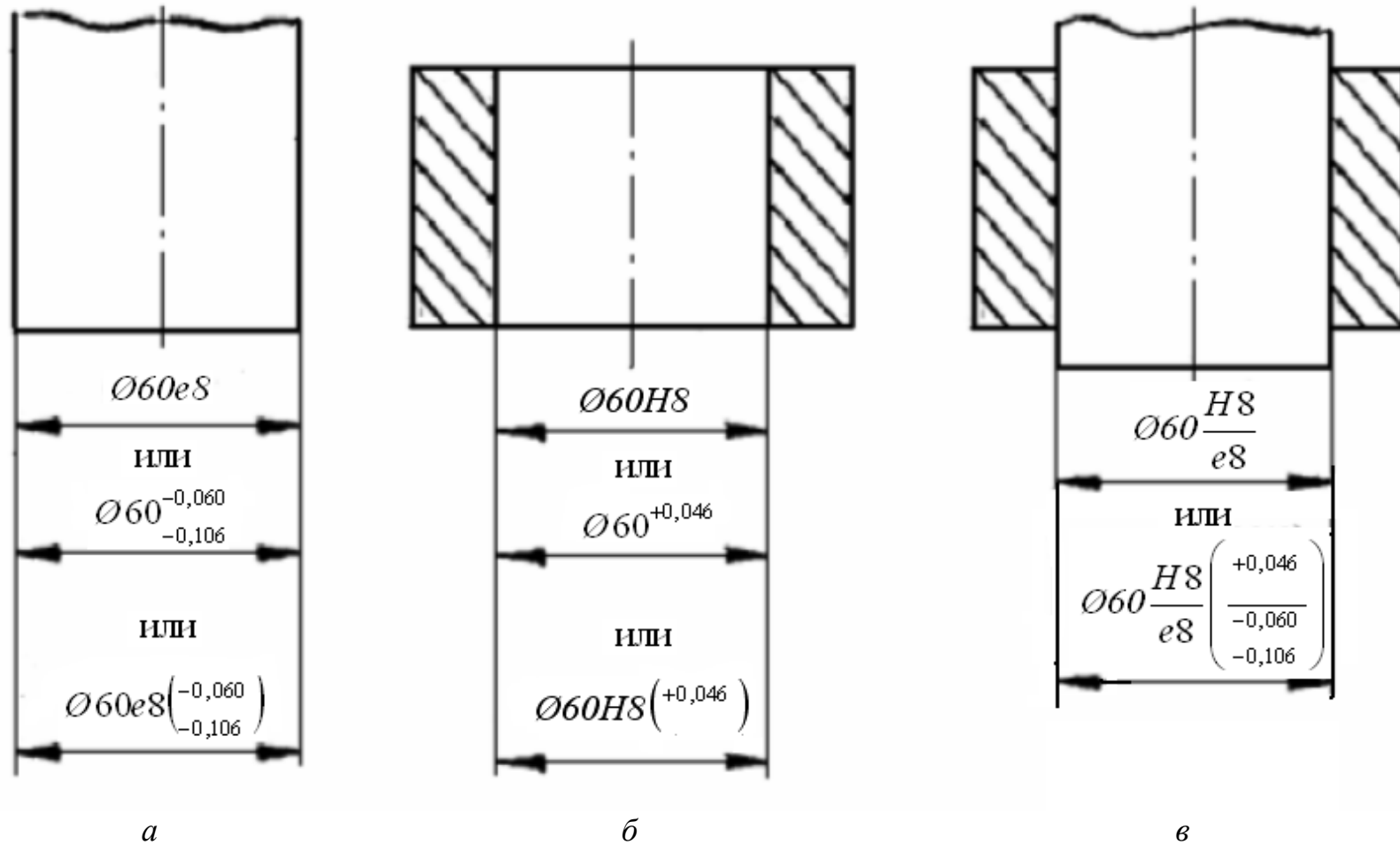


Рис. 2.4. Примеры обозначения посадочных размеров и предельных отклонений:
a - для валов; *б* - для отверстий; *в* - для соединений

3. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

3.1. Методы выбора посадок

При конструировании машин и механизмов очень важно выбрать обоснованные допуски сопрягаемых размеров, так как это во многом определяет, с одной стороны, качество и долговечность работы соединения, а с другой стороны, стоимость изготовления деталей и возможную производительность такого производства.

Известны три метода выбора допусков и посадок.

1. *Метод прецедентов (аналогов)* – при конструировании изделия или узла используют посадку из ранее разработанных конструкций подобного типа при условии, что имеются сведения о положительных результатах работы таких конструкций.

2. *Метод подобия* – применяются справочные рекомендации, разработанные в соответствии с классификацией конструкций.

3. *Расчетный метод* – выбор посадок на основе предварительных расчетов, это наиболее обоснованный и наиболее трудоемкий метод.

3.2. Расчет посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для получения неподвижных соединений без дополнительного крепления деталей. Иногда для повышения надежности соединения используются шпонки или штифты.

Неподвижность деталей при этих посадках достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действия деформаций. При прочих равных условиях возникающие напряжения пропорциональны натягу. В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей. Однако в ряде посадок с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединении деталей, изготовленных из легких сплавов, возникают упруго-пластические деформации или пластические деформации.

При расчетном методе наиболее полно учитываются все факторы, определяющие качество соединения. При одном и том же натяге прочность соединения зависит от материала и размеров деталей, шероховатости сопрягаемых соединений, способа соединения и только на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений в соединении возможно обеспечить прочность соединения.

Рассмотрим общий случай расчета посадок с натягом, когда соединение состоит из полого вала и втулки (рис. 3.1).

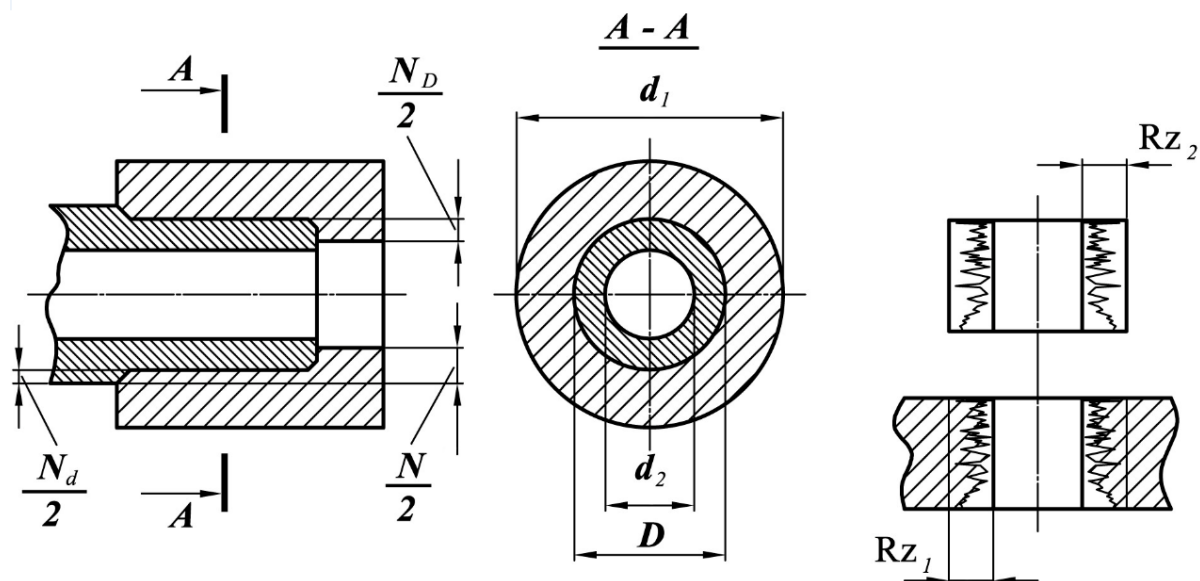


Рис. 3.1. Эскизы к расчету посадок с натягом

Теоретическим началом рассмотрения соединений с натягом считается задача Ламе', названная по имени французского учёного, работавшего в 20-х годах XIX века в Петербургской академии наук.

Из задачи Ламе для определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах известны зависимости:

$$\frac{N_D}{D} = p \frac{C_1}{E_1}; \quad \frac{N_d}{D} = p \frac{C_2}{E_2}.$$

Сложив почленно эти два равенства и произведя простое преобразование, получаем:

$$N = pD \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \quad (3.1)$$

где N – расчетный натяг в соединении;

p – давление на поверхности контакта вала и втулки;

D – номинальный диаметр сопрягаемых деталей;

E_1 и E_2 – модули упругости материала соединяемых втулки и вала соответственно;

C_1 и C_2 – коэффициенты жесткости соединяемых втулки и вала соответственно.

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2} + \mu_1, \quad (3.2)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^2} - \mu_2, \quad (3.3)$$

Здесь D , d_1 и d_2 – диаметры, указанные на рис. 3.1.

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона для материала втулки и вала соответственно.

Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить прочность соединения, т.е. исключить смещения сопрягаемых деталей под действием внешней нагрузки и обеспечить целостность формы деталей.

Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг $[N_{\min}]$, необходимый для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия, определяется максимально допустимый натяг $[N_{\max}]$.

Порядок расчета посадок с натягом

1. Определим требуемое минимальное удельное давление $[p_{\min}]$ на контактных поверхностях, способное передать заданную нагрузку.

1.1. При действии осевой нагрузки P_{oc}

$$P_{oc} = \pi D l [p_{\min}] f,$$

где l – длина сопряжения;
 f – коэффициент трения

Требуемое минимальное удельное давление составит:

$$[p_{\min}] = \frac{P_{oc}}{\pi D l f}.$$

1.2. При действии крутящего момента

$$M = \pi D l [p_{\min}] f \frac{D}{2},$$

требуемое минимальное удельное давление составит:

$$[p_{\min}] = \frac{2M}{\pi D^2 l f}. \quad (3.4)$$

1.3. При одновременном действии осевого усилия и крутящего момента расчет ведется по равнодействующей T :

$$T = \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_{oc}^2}.$$

В этом случае требуемое минимальное удельное давление определяется по формуле;

$$[p_{\min}] = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P_{oc}^2}}{\pi D l f}.$$

2. Определим необходимую величину минимального расчетного натяга (3.1):

$$N_{\min} = [p_{\min}] D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_1}{E_2} \right).$$

3. Определим минимальный допустимый натяг $[N_{\min}]$:

$$[N_{\min}] = N_{\min} + 1,2 (Rz_1 + Rz_2);$$

где Rz_1, Rz_2 – шероховатость поверхности втулки и вала соответственно.

4. По величине $[N_{\min}]$, используя ГОСТ 25347-2013, выбираем посадку по критерию:

$$N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}].$$

5. Проверим выбранную посадку по условию прочности, для этого необходимо определить максимальное удельное давление, возникающее при максимальном натяге посадки, а затем определить напряжения на поверхностях втулки и вала.

$$p_{\max} = \frac{N_{\max\text{мабл}} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)}{D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}; \quad (3.5)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} [p_{\max}]; \quad (3.6)$$

$$\sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2} [p_{\max}]; \quad (3.7)$$

где σ_1 и σ_2 – напряжения, возникающие на сопрягаемых поверхностях втулки и вала.

6. Проверяем на прочность выбранную посадку:

$$\sigma_1 \leq [\sigma_T] \cap \sigma_2 \leq [\sigma_T], \quad (3.8)$$

где $[\sigma_T]$ – предел текучести материалов втулки и вала.

4. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Подшипники качения – распространенные стандартные сборочные единицы, обладающие полной внешней взаимозаменяемостью и неполной внутренней взаимозаменяемостью (рис. 4.1).



Рис. 4.1. Общий вид подшипника качения

ГОСТ 25256-82 устанавливает применяемые в науке и технике термины и определения основных понятий в области допусков на подшипники качения, их детали и отдельные элементы, которые обязательны для применения в документации всех видов научно-технической, учебной и справочной литературы.

Полная взаимозаменяемость подшипника качения осуществляется по присоединительным размерам (рис. 4.2):

- d – диаметр внутреннего кольца подшипника;
- D – диаметр наружного кольца подшипника;
- B – ширина кольца подшипника.

ГОСТ 520-2011 устанавливает общие технические требования на подшипники качения: допуски на основные размеры (за исключением размеров фасок), точность вращения подшипников, правила приемки, методы контроля, маркировку, упаковку, транспортирование, хранение, указания по применению и эксплуатации, гарантии изготовителя.

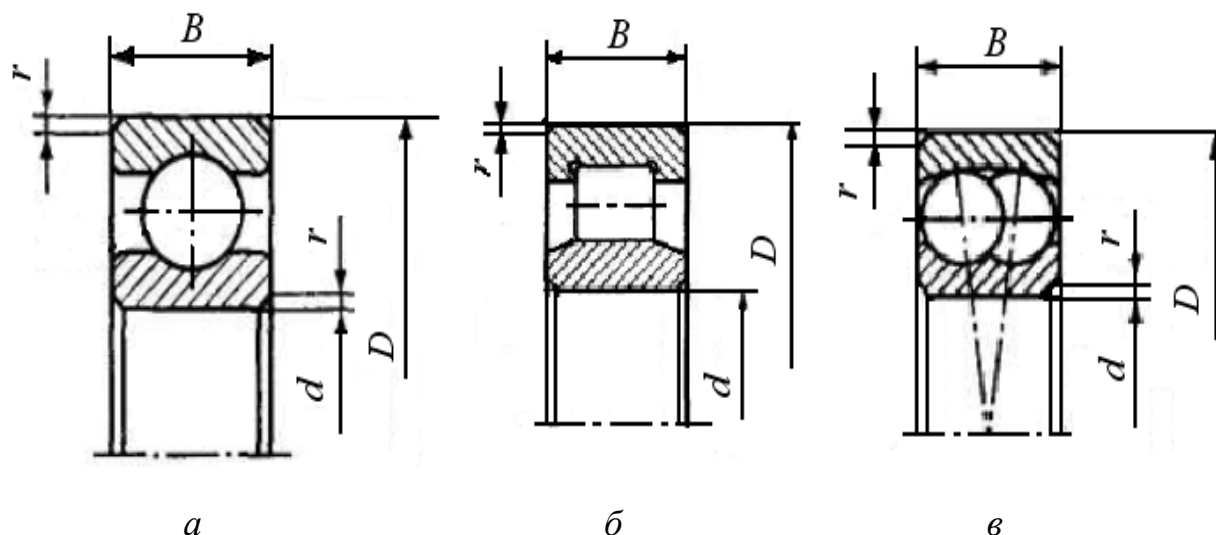


Рис. 4.2. Присоединительные размеры подшипника *a* – подшипник шариковый радиальный; *б* – подшипник роликовый радиальный; *в* – подшипник радиальный сферический двухрядный

Качество подшипников качения определяется:

- точностью присоединительных размеров: d, D, B ;
- точностью формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипника;
- точностью формы и размеров тел качения, их шероховатостью в одном подшипнике;
- точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением дорожек качения и торцов колец.

ГОСТ 520-2011 в зависимости от допустимых предельных отклонений размеров и допусков формы, взаимного положения поверхностей подшипников, точности вращения устанавливает классы точности для различных видов подшипников, указанные в порядке повышения точности:

- нормальный, 6, 5, 4, Т, 2 - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;
- нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников;
- нормальный, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Соответствие классов точности шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников классам точности других стран приведено в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Соответствие классов точности шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников
(Извлечения из ГОСТ 520-2011)

Класс точности по стандарту				
ГОСТ 520-11	ISO 492	DIN 620 (Германия)	AFBMA Стандарт 20 (США)	JISB B1514 (Япония)
Нормальный	Нормальный	P0	ABEC-1 RBEC-1	0
6	6	P6	ABEC-3 RBEC-3	6
5	5	P5	ABEC-5 RBEC-5	5
4	4	P4	ABEC-7	4
T	-	-	-	-
2	2	P2	ABEC-9	2

В подшипнике качения оба кольца применяют в качестве основных деталей системы допусков. Поле допуска внутреннего диаметра отверстия и наружного диаметра подшипника расположено вниз от нулевой линии. Основное отклонение для подшипников качения обозначается буквами *L, l* (обозначение происходит от немецкого слова *der Lager* – подшипник).

В сочетании буквы *L или l* с цифрой класса точности подшипника получают обозначение для полей допусков присоединительных размеров наружного и внутреннего кольца подшипника (рис. 4.3).

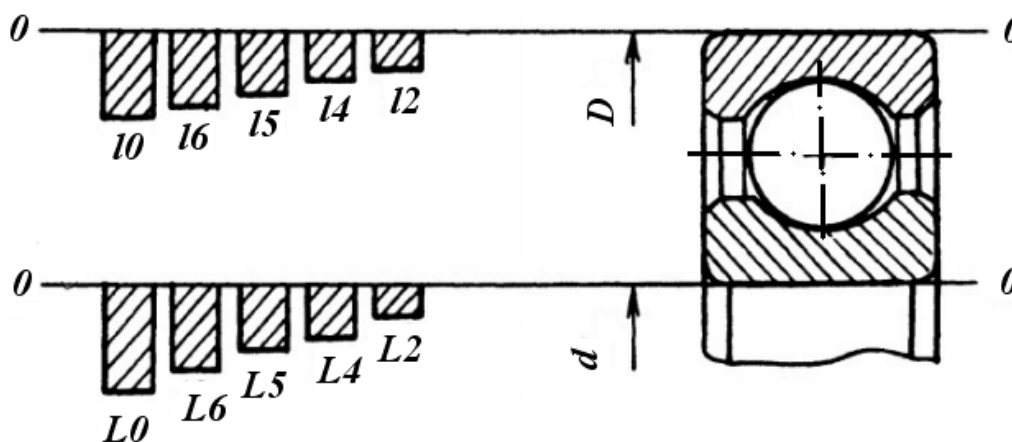


Рис. 4.3. Схема расположения полей допусков наружного и внутреннего колец подшипника качения

В большинстве узлов машин применяют подшипники «нормального» класса точности, которые обозначаются $L0$ или $l0$. Подшипники более высокого класса точности применяют при больших частотах вращения.

Численные значения предельных отклонений размеров колец подшипников приведены в ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки». Эскиз узла соединения с подшипником качения представлен на рис. 4.4.

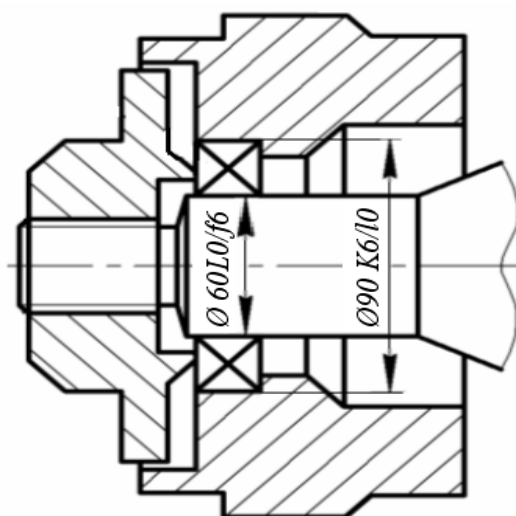


Рис. 4.4. Эскиз узла с подшипниками качения

4.2. Выбор посадок для подшипников качения

Посадку для подшипника качения выбирают в зависимости:

- от типа и размера подшипника;
- от режима работы (условий его эксплуатации, величины и характера действующих на него нагрузок);
- от вида нагружения колец.

Различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

Местное нагружение кольца – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

На рис. 4.5 представлены случаи местного нагружения колец подшипника: кольцо не вращается относительно действующей на нее нагрузки (рис. 4.5).

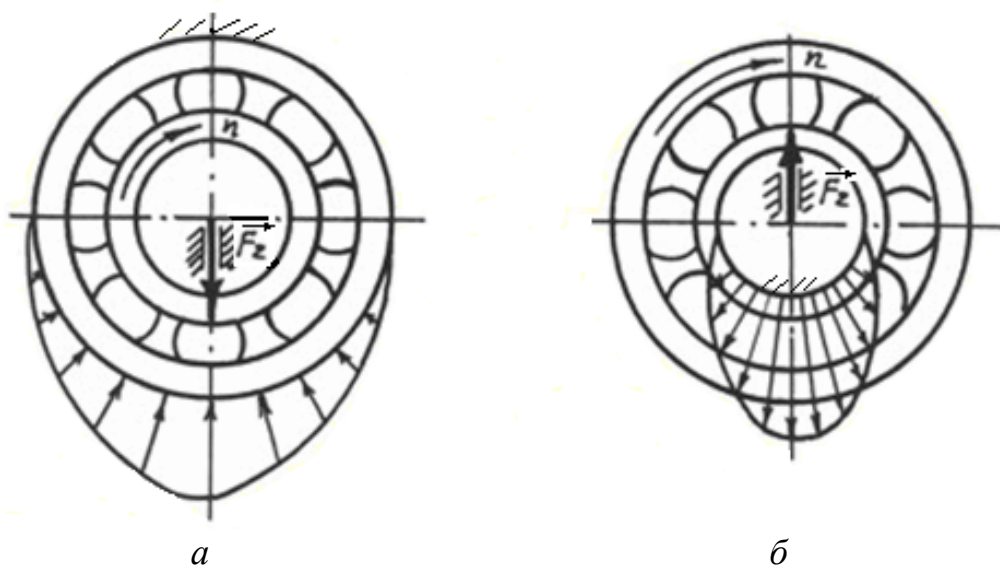


Рис. 4.5. Случаи местного нагружения колец подшипника:
a – местное нагружение наружного кольца; *б* – местное нагружение внутреннего кольца; \vec{F}_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник;
n – частота вращения подшипника

Кольца подшипника, подвергающиеся местному нагружению, устанавливают с гарантированным зазором или по переходной посадке с минимальным натягом, чтобы кольцо в процессе работы имело возможность иногда проворачиваться и происходило перераспределение нагрузки, что снизит износ подшипника.

Циркуляционное нагружение кольца – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей дорожке качения, а, следовательно, и по всей посадочной поверхности вала или корпуса.

На рис. 4.6 представлены случаи циркуляционного нагружения колец, показана эпюра нормальных напряжений на посадочной поверхности корпуса, перемещающаяся по мере вращения нагрузки \vec{F}_r с частотой вращения *n*.

Колебательное нагружение кольца – такой вид нагружения, при котором подвижное кольцо подшипника подвергается одновременному воздействию радиальных нагрузок; постоянной по направлению

\vec{F}_r и вращающейся \vec{F}_c , меньшей или равной \vec{F}_r . Их равнодействующая совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления \vec{F}_r . Равнодействующая периодически воспринимается последовательно через тела качения зоной нагружения кольца и передается соответствующим ограниченным участкам посадочной поверхности.

Примеры колебательного нагружения колец подшипника представлены на рис. 4.7.

Колебательное нагружение возникает, например, на неподвижном наружном кольце, когда на него воздействует через вал постоянная нагрузка \vec{F}_r , а внутреннее кольцо вращается совместно с приложенной к нему нагрузкой \vec{F}_c , причем $|\vec{F}_r| \geq |\vec{F}_c|$.

Система условных обозначений шариковых и роликовых подшипников установлена ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений». Порядок расположения знаков основного условного обозначения подшипников приведен на рис. 4.8.

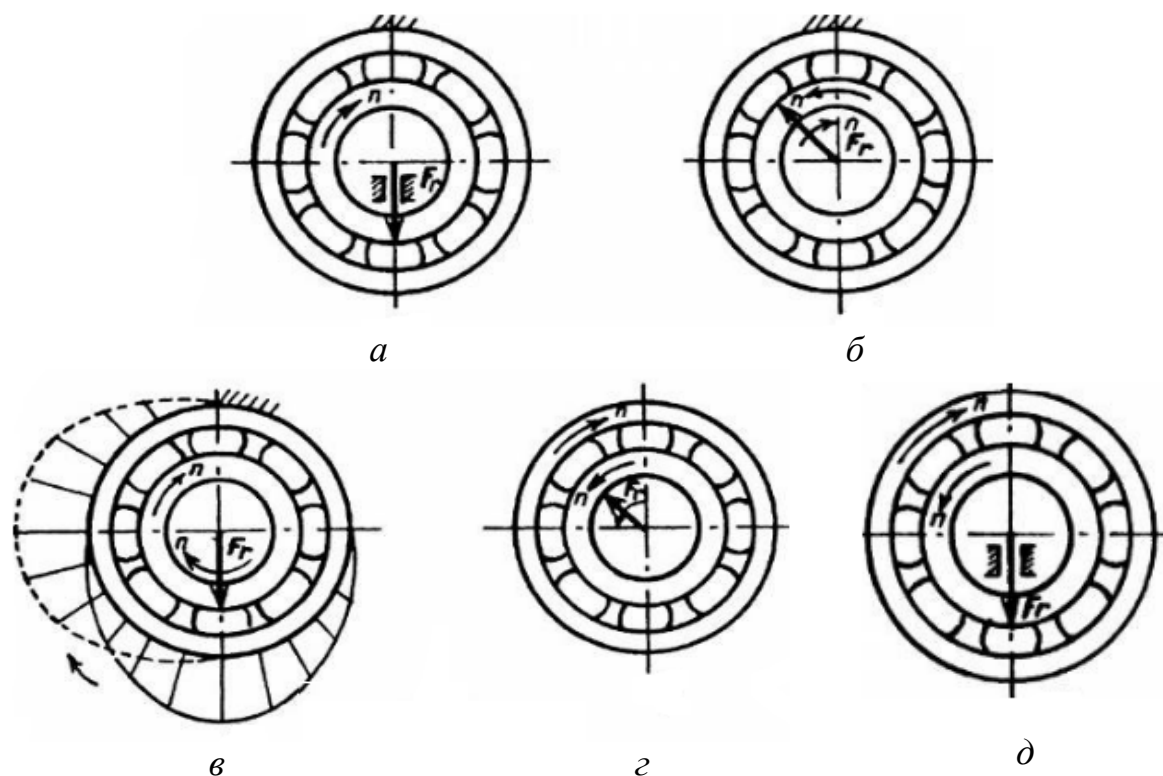


Рис. 4.6. Случаи циркуляционного нагружения колец: а, б – циркуляционное нагружение внутреннего кольца; в, г – циркуляционное нагружение наружного кольца; д – циркуляционное нагружение обоих колец подшипника

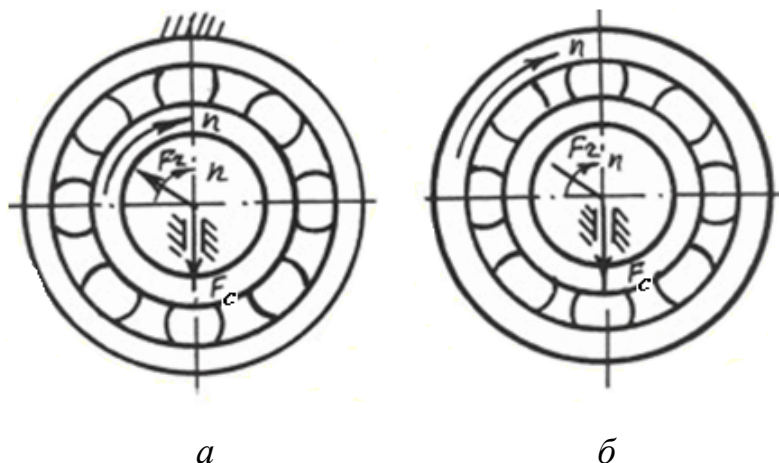


Рис. 4.7. Примеры колебательного нагружения колец:
a – колебательное нагружение наружного кольца и циркуляционное нагружение внутреннего кольца; *б* – колебательное нагружение внутреннего кольца и циркуляционное нагружение наружного кольца

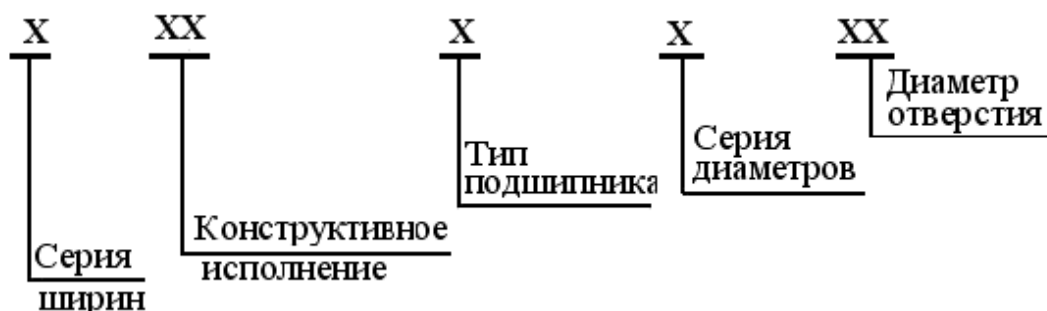


Рис. 4.8. Схема условного обозначения подшипника

Кольца с циркуляционным видом нагружения должны иметь неподвижную посадку, которая назначается в зависимости от величины и интенсивности нагрузки на посадочной поверхности кольца. Интенсивность нагрузки P_r определяется следующим образом:

$$P_r = \frac{F_r}{b} k_1 k_2 k_3, \quad (4.1)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, кН;

$$b = B - 2r,$$

b – рабочая ширина посадочного места, м;

r – радиус закругления (см. рис. 4.2);

k_1 – динамический коэффициент посадки (при легком и нормальном режиме работы, $k_1 = 1,0$; при тяжелом режиме работы $k_1 = 1,8$);

k_2 – коэффициент, учитывающий ослабление натяга (при полом вале или тонкостенном корпусе $k_2 > 1$, при сплошном вале и толстостенном корпусе $k_2 = 1$);

k_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r в многорядных подшипниках (для радиальных и радиально-упорных однорядных подшипников $k_3 = 1$).

«Перевернутое» расположение поля допуска у внутреннего кольца подшипника (см. рис.4.3) позволяет использовать для неподвижного соединения подшипника с валом обычные переходные посадки js, k, m, n , получая при этом в соединении гарантированный натяг.

5. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

5.1. Применение зубчатых передач

Зубчатая передача состоит из пары находящихся в зацеплении зубчатых колес или зубчатого колеса и рейки. В первом случае она служит для передачи вращательного движения от одного вала к другому, во втором – для превращения вращательного движения в поступательное.

Различают несколько видов зубчатых передач: цилиндрические, конические и зубчато-винтовые.

Цилиндрические зубчатые передачи – это передачи с параллельным расположением осей. Существует несколько разновидностей цилиндрических зубчатых передач: прямозубые внешнего и внутреннего зацепления, косозубые, шевронные и реечные (рис. 5.1).

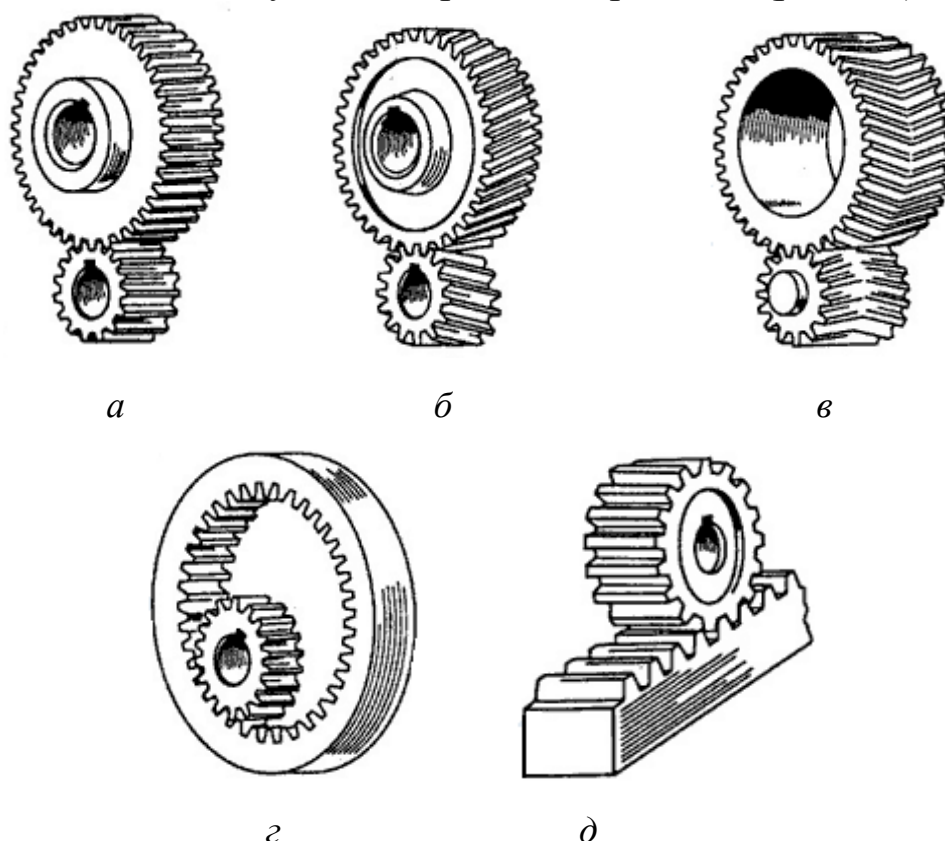


Рис. 5.1. Цилиндрические зубчатые передачи:

a – прямозубая внешнего зацепления; *б* – косозубая внешнего зацепления;
в – шевронная внешнего зацепления; *г* – прямозубая внутреннего зацепления;
д – реечная

Конические зубчатые передачи – передачи при пересекающихся осях. Разновидности: прямозубые и с круговым зубом (рис. 5.2).

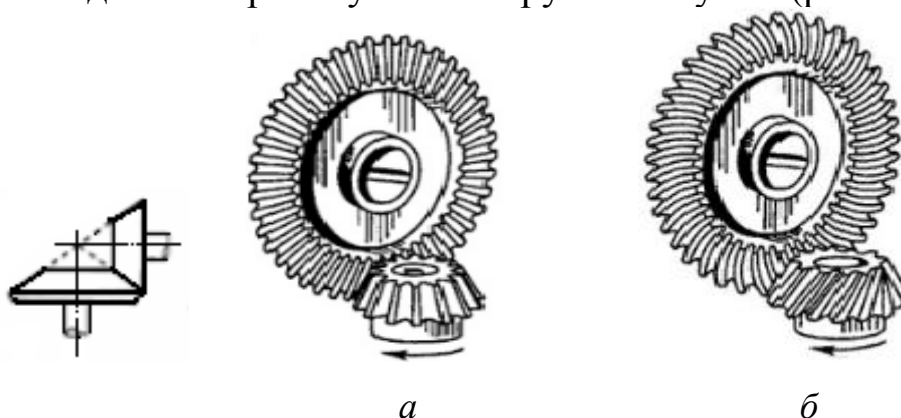


Рис. 5.2. Конические зубчатые передачи:
а – прямозубая; *б* – с круговым зубом

Зубчато-винтовые передачи – это передачи с перекрещивающимися осями, здесь различают винтовые и червячные передачи (рис. 5.3).

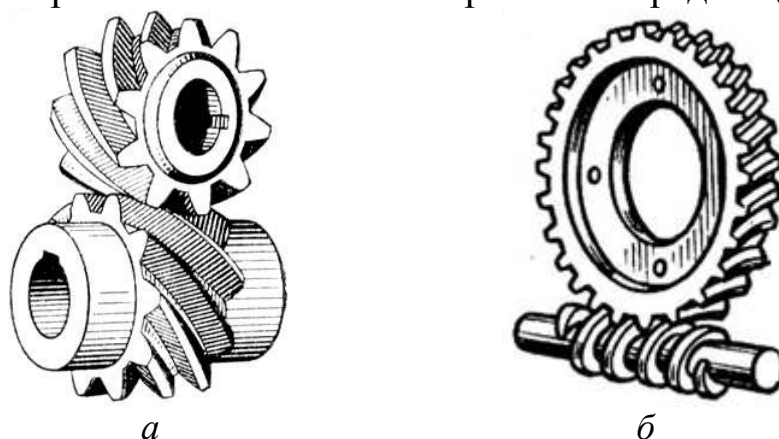


Рис. 5.3. Зубчато-винтовые передачи:
а – винтовая зубчатая передача; *б* – червячная зубчатая передача

Зубчатые передачи широко применяют как в машинах, так и в приборах. По эксплуатационному назначению их можно разделить на четыре основные группы: отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

К *отсчетным* относятся зубчатые передачи измерительных приборов, делительных механизмов металлорежущих станков и делительных машин и т.п. В большинстве случаев колеса этих передач имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и скоростях. Основным эксплуатационным показателем отсчетных передач является высокая кинематическая точность, т.е. точная согласованность углов поворота ведущего и ведомого колес зубчатой передачи.

Скоростными являются, например, зубчатые передачи турбинных редукторов, в которых окружная скорость достигает 60 м/с при сравнительно большой мощности. Основной эксплуатационный показатель таких передач – это плавность работы, т.е. отсутствие циклических погрешностей, многократно повторяющихся за оборот колеса. Отсутствие циклических погрешностей характеризуется плавностью работы.

С ростом скорости вращения требования к плавности работы повышаются. Передача должна работать бесшумно и без вибраций, что может быть достигнуто при минимальных погрешностях формы и взаимного расположения зубьев. Колеса таких передач обычно имеют модули средней величины.

К силовым относятся зубчатые передачи, которые передают значительные крутящие моменты и работают при малом числе оборотов, например, зубчатые передачи подъемно-транспортных механизмов, шестеренных клеток прокатных станов. Колеса для таких передач изготавливаются с большим модулем. Основное требование к силовым передачам – обеспечение наибольшего пятна контакта зубьев.

К передачам общего назначения относятся зубчатые передачи машин и приборов, к которым не предъявляются повышенные требования к кинематической точности, плавности работы или контакту зубьев.

Элементы прямозубого цилиндрического зубчатого колеса следующие (рис. 5.4).

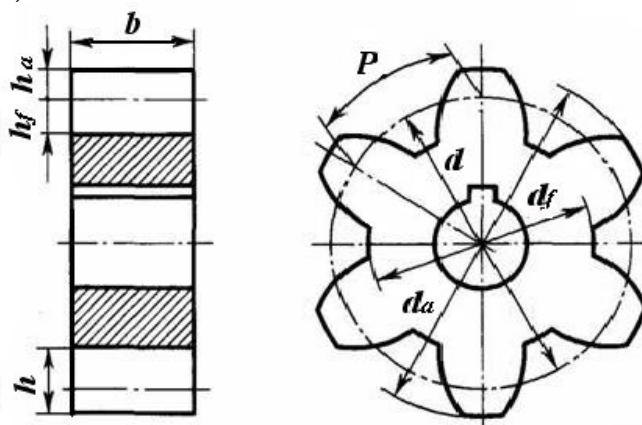


Рис. 5.4. Основные элементы цилиндрического прямозубого зубчатого колеса

- d – делительный диаметр;
- d_a – диаметр вершин;
- d_f – диаметр впадин;
- P – окружной шаг зацепления – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса;

- h – высота зуба – расстояние между окружностями вершин и впадин;
- h_a – высота головки зуба – расстояние между окружностями делительной и вершин зубьев;
- h_f – высота ножки зуба – расстояние между окружностями делительной и впадин .

Модуль m представляет собой длину, приходящуюся по делительному диаметру на один зуб колеса. Для этого нужно произвольную окружность колеса, например d , разделить на z частей, каждая из которых называется окружным шагом P . Другими словами, модулем зацепления называется линейная величина, в π раз меньшая окружного шага, или отношение шага по любой концентрической окружности зубчатого колеса к π :

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{d}{z}.$$

5.2. Система допусков для цилиндрических зубчатых колес и передач

Очевидно, что требования точности к зубчатым передачам определяются служебным назначением этих передач. Для цилиндрических зубчатых колес и передач требования по точности изготовления устанавливает ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски».

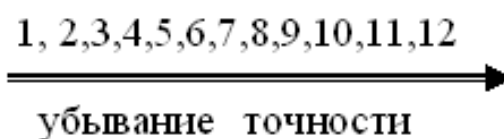
При назначении допусков на зубчатые колеса и передачи преследуются следующие цели:

- обеспечение кинематической точности, т.е. согласованности углов поворотов ведущего и ведомого колес передачи;
- обеспечение плавности работы, т.е. ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся при вращении колеса;
- обеспечение контакта зубьев, т.е. такого прилегания зубьев по длине и высоте, при котором нагрузка от одного зуба к другому передается по контактными линиям, максимально используется вся активная поверхность зуба;
- обеспечение бокового зазора для устранения заклинивания зубьев при работе.

В зависимости от условий эксплуатации к зубчатым колесам предъявляются различные требования как по величине, так и по характеру допускаемых погрешностей. Так, кинематическая точность

является основным требованием для делительных и отсчетных передач. Плавность работы – основное требование для высокоскоростных передач. Полнота контакта имеет наибольшее значение для тяжело нагруженных тихоходных передач. Величина бокового зазора и колебание этой величины наиболее важны для реверсивных, отсчетных, съемных и других передач.

ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» устанавливает двенадцать степеней точности зубчатых колес и передач, которые обозначаются арабскими цифрами:



В настоящее время допуски для степени точности 1 и 2 не установлены.

Для каждой степени точности зубчатых колес и передач устанавливаются:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта зубьев.

Допускается комбинирование разных степеней точности у одного зубчатого колеса для норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев. *При комбинировании норм разных степеней точности необходимо соблюдать следующие ограничения.* Нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности:

$(нормы\ кинемат.\ точн.\ -2) \leq нормы\ плавн. \leq (нормы\ кинем.\ точн.\ +1)$ $нормы\ контакта \leq нормы\ плавн. \leq (нормы\ контакта\ +1)$

Для обоснованного назначения степени точности зубчатых колес используют один из уже известных нам методов:

- расчетный (аналитический);
- метод прецедентов (опытный);
- метод аналогов (метод подобия).

В табл. 5.1 представлены обобщенные рекомендации по назначению степеней точности для различных машин и агрегатов.

Таблица 5.1

Обобщенные данные по выбору степени точности зубчатых колес

Область применения	Степень точности
Измерительные колеса	3-5
Редукторы турбин	3-6
Авиационные двигатели	4-7
Металлорежущие станки	4-8
Железнодорожный подвижной состав	6-7
Легковые автомобили	5-8
Грузовые автомобили	6-9
Тракторы	6-10
Редукторы общего назначения	6-9
Шестерни прокатных станков	6-10
Крановые механизмы	7-10
Сельскохозяйственные машины	8-12

Помимо степени точности для зубчатых колес и передач ГОСТ 1643-81 устанавливает различные виды сопряжений зубьев в передаче. За основу деления по видам сопряжения принят гарантированный боковой зазор $\gamma_{n\min}$ (рис. 5.5).

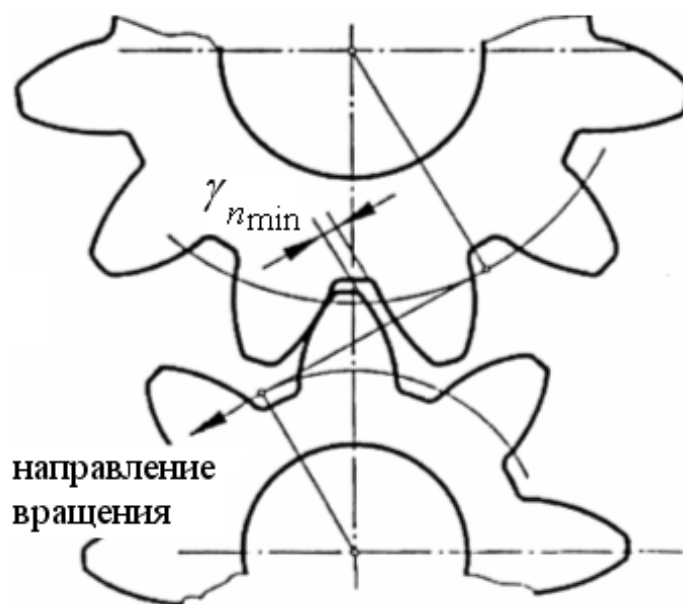


Рис. 5.5. Минимальный гарантированный боковой зазор

В зависимости от величины $\gamma_{n\min}$ установлено 6 видов сопряжений (рис. 5.6):

- *A* – с увеличенным боковым зазором;
- *B* – с нормальным боковым зазором;
- *C* – с уменьшенным боковым зазором;
- *D* – с малым боковым зазором;
- *E* – с весьма малым боковым зазором;
- *H* – с нулевым боковым зазором.

ГОСТ 1643-81 устанавливает восемь видов допусков на боковой зазор T_{γ_n} :

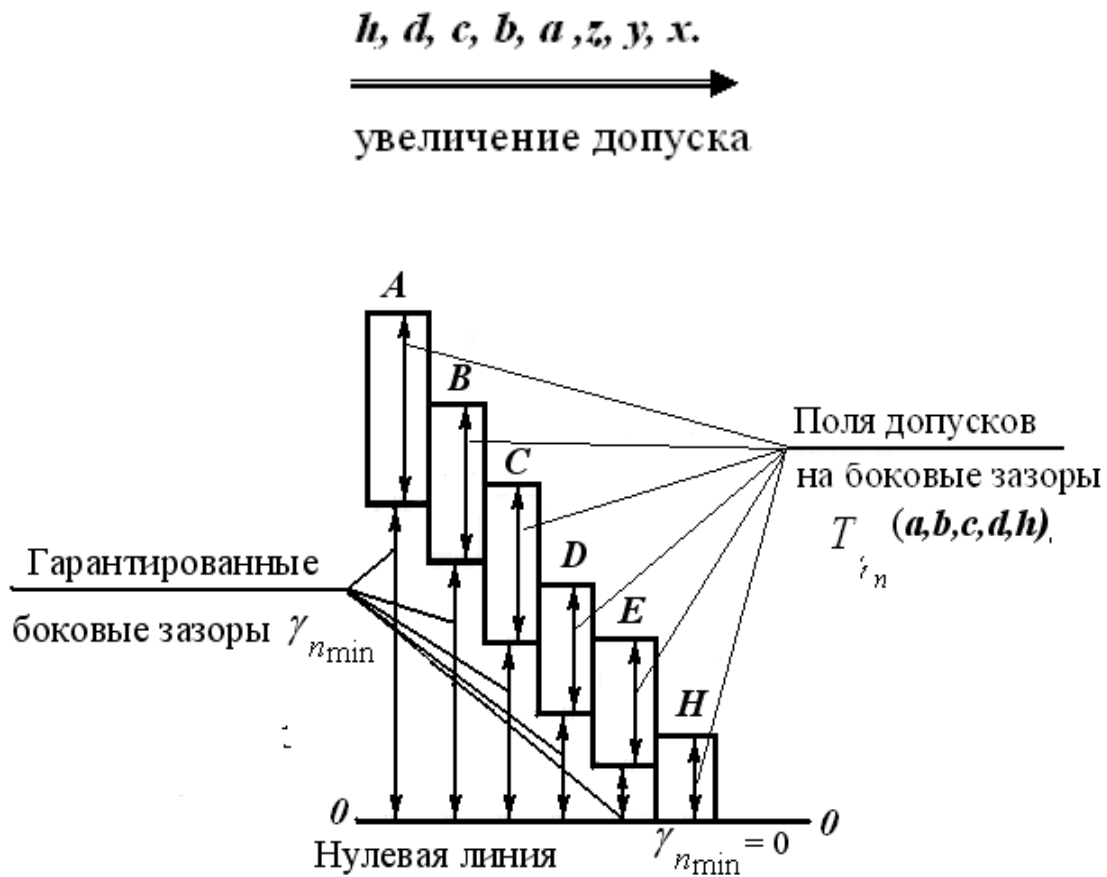


Рис. 5.6. Виды сопряжений зубчатых колес

При отсутствии специальных требований соответствие между видом сопряжения и видом допуска приведено в табл. 5.2.

Рекомендуемое соответствие классов точности и видов сопряжений приведено в табл. 5.2, однако это соответствие допустимо изменять или использовать дополнительные увеличенные виды допусков на боковой зазор: *z, y, x*.

Таблица 5.2

Рекомендуемое соответствие различных характеристик точности зубчатых колес

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Вид допуска	Класс отклонений межосевых расстояний
<i>A</i>	3-12	<i>a</i>	VI
<i>B</i>	3-11	<i>b</i>	V
<i>C</i>	3-9	<i>c</i>	IV
<i>D</i>	3-8	<i>d</i>	III
<i>E</i>	3-7	<i>h</i>	II
<i>H</i>	3-7	<i>h</i>	II

Наряду с видами сопряжения и допусками на виды сопряжения для цилиндрических зубчатых передач установлено шесть классов отклонений межосевых расстояний:

VI, V, IV, III, II, I

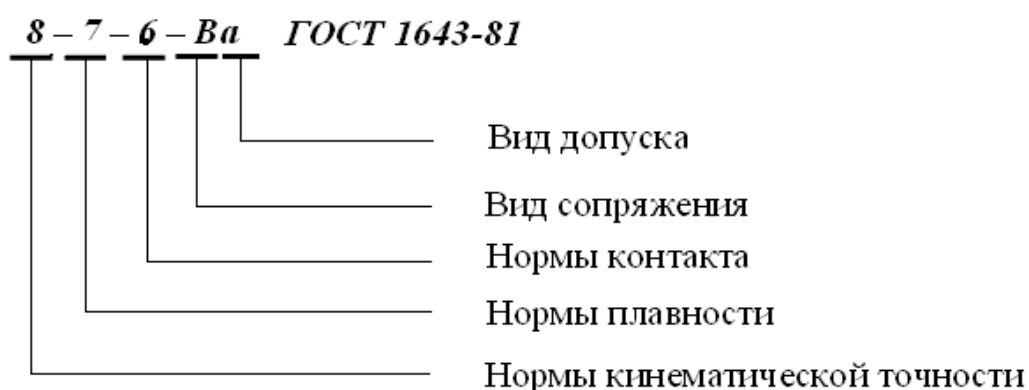


увеличение точности

Нормальное соответствие между видом сопряжения и классом отклонений межосевых расстояний приведено в табл. 5.2.

Таким образом, точность при изготовлении зубчатых колес и передач задается степенью точности по различным нормам точности, требования к боковому зазору – видом сопряжения, а требования по межосевому расстоянию – классом отклонений межосевых расстояний.

Пример условного обозначения точности цилиндрической передачи:



При единой степени точности по всем видам норм точности условное обозначение выглядит следующим образом:

7 – C ГОСТ 1643-81,

в этом случае рекомендуемый вид допуска – *c*, класс отклонений межосевых расстояний – IV (см. табл. 5.2).

5.3. Перечень показателей для контроля точности зубчатых колес

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

- F'_{io} – кинематическая погрешность передачи;
- F'_i – кинематическая погрешность колеса;
- F_P – накопленная погрешность шага по зубчатому колесу;
- F_{Pk} – накопленная погрешность k шагов;
- F_{Vw} – колебание длины общей нормали;
- F_r – радиальное биение зубчатого венца;
- F_C – погрешность обката;
- F''_i – колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса.

Плавность работы передачи определяется параметрами, погрешности которых многократно (циклически) проявляются за оборот зубчатого колеса. К нормам плавности относятся следующие показатели:

- f_{zk} – циклическая погрешность зубчатого колеса;
- f_{zko} – циклическая погрешность зубчатой передачи;
- f_{pb} – отклонение шага зацепления;
- f_{pt} – отклонение шага;
- f'_i – местная кинематическая погрешность;
- f_f – погрешность профиля зуба;
- f''_i – колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе;
- f_{ZZO} – циклическая погрешность зубчатой частоты в передачах.

Для повышения износостойкости и долговечности зубчатых передач необходимо, чтобы полнота контакта сопряжений 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 полноты контакта нормируются следующие показатели:

- *пятно* – суммарное пятно контакта;
- F_{Pxn} – отклонение осевых шагов по нормали;
- F_k – погрешность формы и расположения контактных линий;
- F_β – погрешность направления зуба;
- f_x – отклонение от параллельности осей;
- f_y – перекося осей;
- f_a – отклонение межосевого расстояния.

Для устранения возможного заклинивания при нагреве передачи, обеспечения условий протекания смазочного материала зубчатые передачи должны иметь боковой зазор γ_n (см. рис. 5.5). Показатели, определяющие гарантированный боковой зазор в зубчатой передаче следующие:

- E_{Hs} и E_{Hi} – верхнее и нижнее отклонения смещения исходного контура, T_H – допуск на смещение исходного контура;
- E_{Wms} и E_{Wmi} – верхнее и нижнее отклонения средней длины общей нормали, T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали;
- E_{Cs} и E_{Ci} – верхнее и нижнее отклонения толщины зуба, T_C – допуск на толщину зуба;
- $E_{a's}$ и $E_{a'i}$ – верхнее и нижнее отклонения измерительного межосевого расстояния.

Боковой зазор, необходимый для компенсации температурных деформаций и размещения мазки, определяют по формуле:

$$\gamma_{n \min} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha ;$$

где V – толщина смазочного слоя;

a_w – межосевое расстояние;

α_1 и α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения материалов колес и корпуса;

Δt_1 и Δt_2 – отклонения температуры колеса и корпуса от нормальной:

$$\Delta t_1 = t_1 - 20^\circ C, \quad \Delta t_2 = t_2 - 20^\circ C;$$

α – угол профиля исходного контура зубьев.

6. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

6.1. Основные термины и определения, классификация размерных цепей

Качество и трудоемкость изготовления машин и механизмов в значительной мере зависит от правильного назначения допусков на размеры деталей, входящих в различные сборочные соединения.

При конструировании механизмов, машин, приборов и других изделий, проектировании технологических процессов, выборе средств и методов измерений возникает необходимость в проведении размерного анализа. С помощью такого анализа достигается правильное соотношение взаимосвязанных размеров и определяются допуски. Подобные 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 (рис. 6.1).

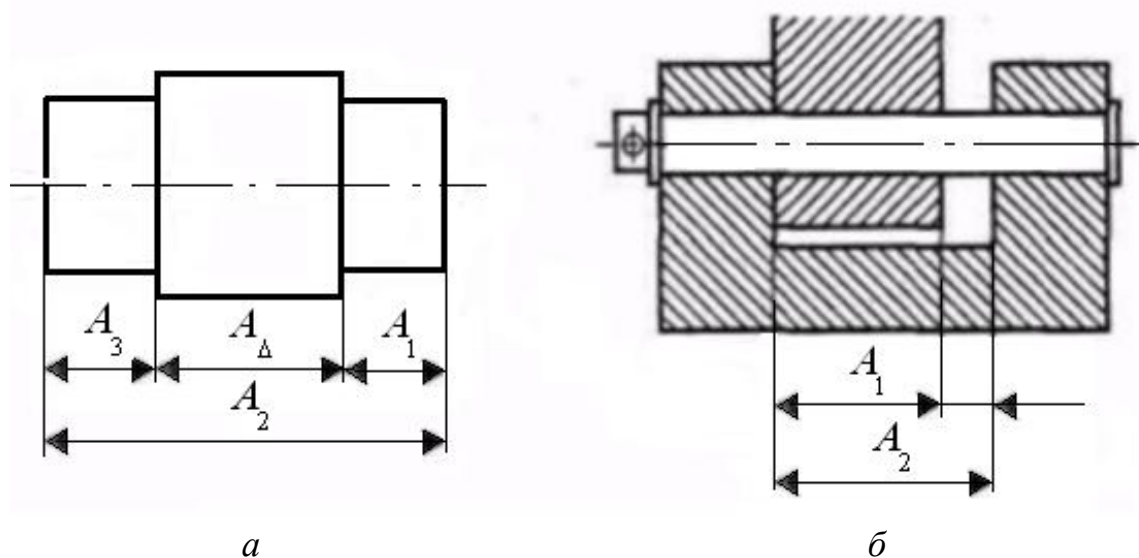


Рис. 6.1. Размерные цепи:

a – поддетальная размерная цепь; *б* – сборочная размерная цепь

Размеры, образующие цепь, называют *звеньями*. В зависимости от расположения звеньев, области применения, места в изделии различают конструкторские, технологические и другие размерные цепи. Классификация размерных цепей приведена в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Классификация размерных цепей

Классификационный признак	Название размерной цепи	Назначение, характеристика
Область применения	Конструкторская	Обеспечивает точность при конструировании изделия
	Технологическая	Обеспечивает точность при изготовлении изделий
	Измерительная	Обеспечивает 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, входящих в сборочную единицу
Расположение звеньев	Линейная	Звенья цепи являются линейными размерами, которые расположены на параллельных прямых
	Угловая	Звенья цепи представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в линейных величинах или в градусах
	Плоская	Звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких произвольных плоскостях
	Пространственная	Звенья цепи расположены произвольно в пространстве
Характер взаимных связей	Параллельно связанные	Размерные цепи (две или более), имеющие хотя бы одно общее звено
	Независимые	Размерные цепи, которые не имеют общих звеньев

Каждая размерная цепь состоит из составляющих звеньев и одного замыкающего звена. Все звенья в размерной цепи обозначаются буквами латинского алфавита, например: А, В, С, К, L...

Замыкающим (исходным) называется звено, определяющее точность размеров и качество детали (изделия) в целом. При проектном расчете размерной цепи замыкающее звено представляет собой результат выполнения всех остальных звеньев в цепи. Это, как правило, самое малоточное звено в цепи, замыкающее звено обозначается буквой латинского алфавита со значком Δ , например, A_{Δ} .

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

Составляющие звенья размерной цепи разделяются на две группы: увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающие звенья – это такие звенья, с увеличением которых увеличивается и замыкающее звено, увеличивающее звено обозначаются стрелкой \leftarrow .

Уменьшающие звенья - это такие звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается, уменьшающее звено обозначается стрелкой \rightarrow .

Размерная цепь условно изображается в виде безмасштабной схемы, где проставляются стрелками увеличивающие и уменьшающие звенья. На рис. 6.2 представлены схемы размерных цепей вала и узла конструкции представленных на рис. 6.1.

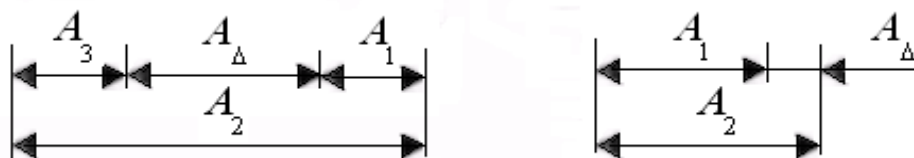


Рис. 6.2. Схемы размерных цепей вала и узла конструкции

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: прямую и обратную.

□ *Прямая задача.* По заданному номинальному размеру и допуску замыкающего 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.

Расчет размерных цепей производится несколькими методами.

- *Метод max & min*, при котором учитываются только сочетания таких составляющих звеньев, когда все увеличивающие звенья имеют наибольшие предельные размеры, а уменьшающие звенья – наименьшие предельные размеры или наоборот. Данный метод еще называют методом полной взаимозаменяемости, применяется при расчетах размерных цепей для единичного, индивидуального или мелкосерийного производства.

- *Теоретико-вероятностный метод*, при котором учитываются законы распределения размеров деталей внутри партии и случайный характер их сочетания на сборке при серийном, крупносерийном или массовом производстве. Существенным преимуществом этого метода расчета является возможное расширение полей допусков составляющих звеньев.

6.2. Решение прямой задачи методом max & min

Расчет размерных цепей начинают с выявления по чертежу общего вида изделия звеньев размерной цепи и составления схемы, на которых условно в виде отрезков любой длины изображаются звенья размерной цепи в последовательности их расположения. При этом даже если номинальный размер какого-либо звена равен нулю, все равно оно изображается на схеме в виде отрезка произвольной длины.

По схеме размерной цепи выявляется замыкающее звено и типы составляющих звеньев (увеличивающие они или уменьшающие).

Далее составляются исходные уравнения, выражающие зависимость номинального размера, допуска и предельных отклонений составляющих звеньев.

Основное уравнение теории размерных цепей имеет вид:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^{n+m} \xi_j A_j,$$

где n – число увеличивающих звеньев в размерной цепи;

m – число уменьшающих звеньев в размерной цепи;

j – номер составляющего звена;

ξ_j – передаточное отношение j -го звена, характеризует расположение составляющих звеньев размерной цепи по величине и направлению. Для линейных размерных цепей передаточное отношение составляет для увеличивающих звеньев «+1», а для уменьшающих – «- 1».

Таким образом, основное уравнение для линейных размерных цепей выглядит следующим образом:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{A_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{A_i}. \quad (6.1)$$

Уравнение отклонений:

$$Es_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{Es_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{Ei_i}; \quad (6.2)$$

$$Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{Ei_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{Es_i}. \quad (6.3)$$

Предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es_{\Delta}; \quad (6.4)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei_{\Delta}. \quad (6.5)$$

Допуск замыкающего звена:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+m} T_i, \quad (6.6)$$

где T_i - допуск i -го составляющего звена.

При способе одного качества принимают допущение, что все составляющие звенья выполнены с точностью одного качества, допуски этих звеньев принадлежат одному качеству и зависят только от номинального размера. Нам известно (см формулу (2.1)):

$$T = ai,$$

где a – число единиц допуска, определяемое качеством;

i – множитель в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска.

$$T_{\Delta} = a_{cp} \sum_{i=1}^{n+m} i_i ;$$

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{n+m} i_i}. \quad (6.7)$$

При наличии стандартных звеньев в цепи:

$$T_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+m-c} T_i + \sum_{j=1}^c T_j ;$$

где c – число стандартных звеньев (звеньев с известными допусками) в размерной цепи.

В этом случае квалитет можно определить по величине:

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta} - \sum_{i=1}^c T_i}{\sum_{j=1}^{n+m-c} i_j}. \quad (6.8)$$

По найденному значению a_{cp} определяется квалитет, а следовательно, и допуски всех составляющих звеньев. Далее остается найти только предельные отклонения.

Предельные отклонения составляющих звеньев зависят от внешнего вида и характера звеньев.

- Для звена типа h (вал): $Es_i = 0$; $Ei_i = -T_i$.
- Для звена типа H (отверстие): $Es_i = T_i$; $Ei_i = 0$.
- Для остальных звеньев (ни вал и ни отверстие):

$$Es_i = +\frac{T_i}{2}; \quad Ei_i = -\frac{T_i}{2}.$$

6.3. Решение прямой задачи теоретико-вероятностным методом

При расчете размерных цепей теоретико-вероятностным методом основное уравнение для линейных размерных цепей, уравнение отклонений, предельные размеры замыкающего звена такие же, как при методе \max & \min (см. формулы 6.1) – (6.5):

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{A_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{A_i}.$$

$$Es_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{Es_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{Ei_i};$$

$$Ei_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{Ei_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{Es_i}.$$

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + Es_{\Delta};$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + Ei_{\Delta}.$$

Используя предельные теоремы теории вероятностей допуск замыкающего звена определяют путем квадратичного суммирования допусков составляющих звеньев с учетом закона распределения размеров составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \xi_i^2 \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (6.9)$$

где ξ_i - передаточное отношение i -го звена, характеризует расположение составляющих звеньев размерной цепи по величине и направлению. Для линейных размерных цепей передаточное отношение составляет для увеличивающих звеньев «+1», а для уменьшающих – «- 1»;

t – коэффициент риска, зависящий от процента риска, наличия бракованных деталей в партии;

T_i – допуск i -го звена;

λ_i – коэффициент относительного рассеяния каждого из составляющих размеров, принимается в соответствии с выбранным законом рассеяния.

В теории размерных цепей наиболее часто применяются следующие основные законы рассеяния размеров.

- нормальный закон (закон Гаусса);
- закон равномерного распределения;
- закон треугольного распределения (закон Симпсона).

Нормальный закон распределения (часто называемый законом Гаусса) играет исключительно важную роль в теории вероятностей и занимает среди других законов распределения особое положение. Это – наиболее часто встречающийся на практике закон распределения. Главная особенность, выделяющая нормальный закон среди других, состоит в том, что он является предельным, к которому приближаются другие законы распределения при весьма часто встречающихся типичных условиях. Закон Гаусса характеризует рассеяние линейных и угловых размеров деталей при обработке на настроенных станках и при соблюдении на производстве определенных условий: стабильности работы оборудования, приспособлений, несущественном износе инструмента.

Нормальный закон распределения характеризуется плотностью вероятности вида:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}.$$

Кривая распределения по нормальному закону имеет симметричный холмообразный вид (рис. 6.3):

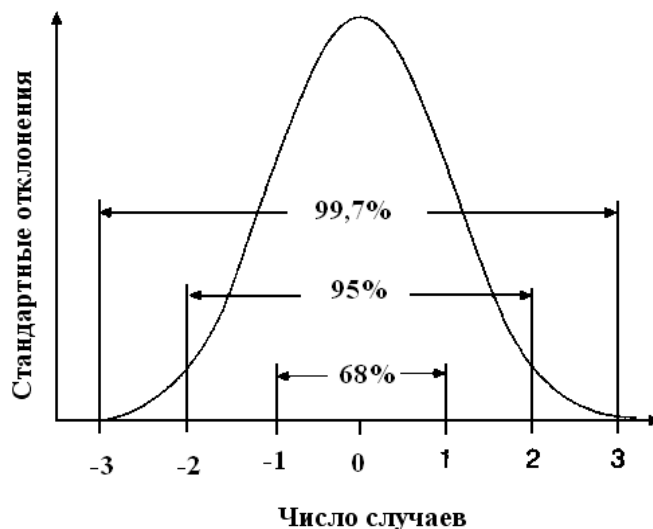


Рис. 6.3. Кривая распределения по нормальному закону

Закон равномерного распределения. Рассеяние размеров детали может быть приблизительно описано законом равной вероятности, если среди причин, вызывающих производственные погрешности, одна является резко доминирующей и равномерно изменяющейся во времени (например, влияние равномерного значительного износа инструмента или нагрева). Случайная величина X называется равномерно распределенной на отрезке $[a, b]$, если ее плотность распределения вероятностей имеет вид:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{1}{b-a} & x \in [a, b] \\ 0 & x \notin [a, b] \end{cases}$$

График плотности распределения вероятностей равномерно распределенной случайной величины представлен на рис. 6.4.

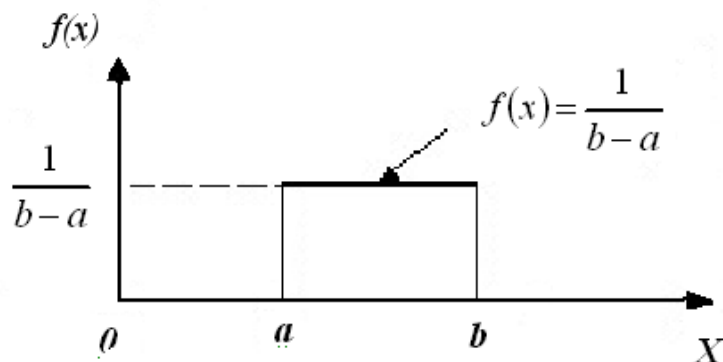


Рис. 6.4. График равномерной плотности распределения

Закон треугольного распределения (закон Симпсона). Такое рассеяние размеров может возникать при сочетании двух случайных независимых величин, распределение которых подчиняется закону равномерного распределения.

Плотность вероятности треугольного закона распределения имеет вид:

$$f(x) = \frac{2}{b-a} \left[1 - \frac{|a+b-2x|}{b-a} \right] x \in [a, b]; \quad f(x) = 0 x \notin [a, b].$$

График плотности вероятности закона треугольного распределения представлен на рис. 6.5.

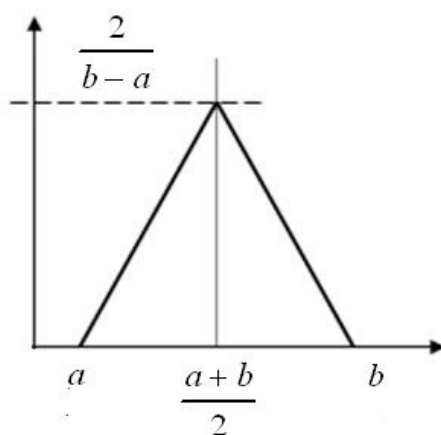


Рис. 6.5. График плотности вероятности закона треугольного распределения

В зависимости от выбранного закона рассеяния размеров коэффициент относительного рассеяния λ принимает следующие значения:

для закона нормального распределения $\lambda^2 = \frac{1}{9}$;

для закона равной вероятности $\lambda^2 = \frac{1}{3}$;

для закона треугольного распределения $\lambda^2 = \frac{1}{6}$.

Для линейных размерных цепей допуск замыкающего звена выражается следующим образом (см. формулу (6.7)):

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda_i^2 T_i^2} \quad (6.10)$$

При способе одного качества число единиц допуска составляет:

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda^2 i^2}} \quad (6.11)$$

При наличии в размерной цепи c звеньев, допуски на которые известны, число единиц допуска определяется следующим образом:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{T_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^c \lambda_j^2 T_j^2}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m-c} \lambda_i^2 i^2}} \quad (6.12)$$

Предельные отклонения для составляющих звеньев определяются аналогично методу *max & min*.

7. ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

7.1. Определение типа посадки

Исходные данные: $\text{Ø } 30 \frac{H9}{f9}$.

Определим предельные отклонения, размеры и допуски, зазоры или натяги для заданной посадки гладких цилиндрических поверхностей.

Выполним схему расположения интервалов допусков заданной посадки с указанием максимальных и минимальных зазоров или натягов, эскиз узла и эскизы деталей с указанием предельных размеров.

1. Определим предельные отклонения, размеры и допуски для гладких цилиндрических поверхностей.

Предельные отклонения в соответствии с ГОСТ 25347-2013:

Отверстие $\text{Ø}30 H9$

Вал $\text{Ø}30 f9$

$ES = +52$ мкм

$es = -20$ мкм

$EI = 0$

$ei = -72$ мкм.

Предельные размеры (см. формулы (1.3) – (1.6).

Отверстия

$$D_{\max} = D + ES; \quad D_{\max} = 30 + 0,052 = 30,052 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI; \quad D_{\min} = 30 + 0 = 30 \text{ мм}.$$

Вала

$$d_{\max} = d + es; \quad d_{\max} = 30 + (-0,020) = 29,980 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei; \quad d_{\min} = 30 + (-0,072) = 29,928 \text{ мм}.$$

Допуски (см. формулы (1.1) и (1.2).

Отверстия

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = D + ES - (D + EI) = ES - EI = 52 - 0 = 52 \text{ мкм};$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = d + es - (d + ei) = es - ei = (-20) - (-72) = 52 \text{ мкм}.$$

Зазоры (см. формулы (1.7) и (1.8)

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = D + ES - (d + ei) = Es - ei = 52 - (-72) = 124 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = D + EI - (d + es) = EI - es = 0 - (-20) = 20 \text{ мкм}.$$

2. Выполним схему расположения интервалов допусков заданных посадок с указанием максимальных и минимальных зазоров и натягов, эскиз узла и эскизы деталей с указанием предельных размеров.

Схема расположения интервалов допусков заданной посадки $\text{Ø}30 \frac{H9}{f9}$ представлена на рис. 7.1.

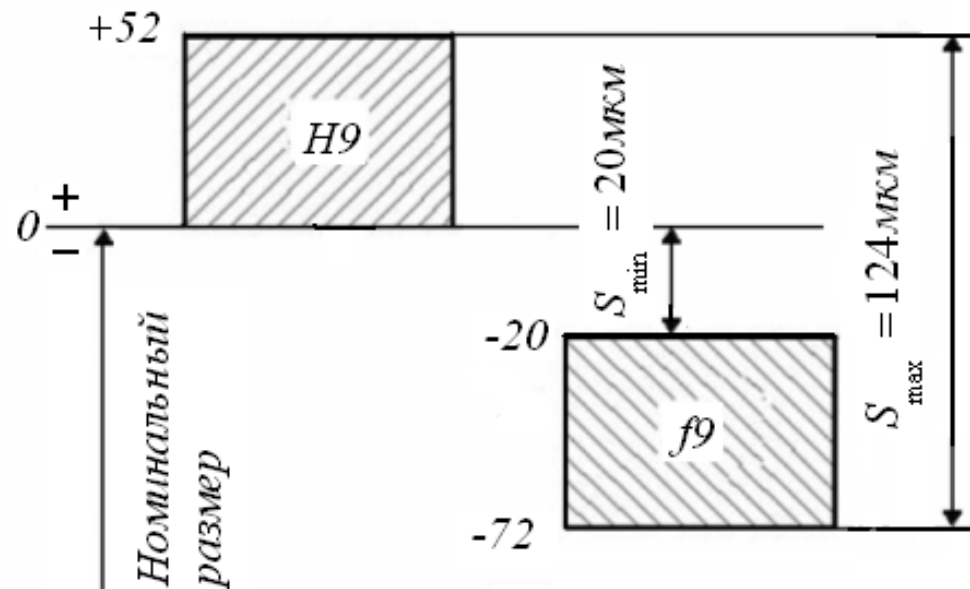


Рис. 7.1. Схема расположения интервалов допусков

Эскизы узла и посадочных поверхностей деталей представлены на рис. 7.2.

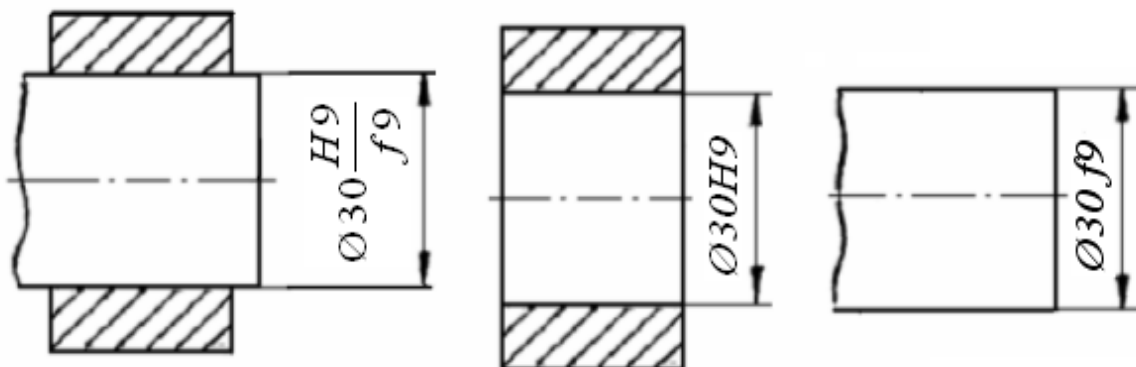


Рис. 7.2. Эскизы узла и посадочных поверхностей деталей

7.2. Расчет точности неподвижных соединений

Исходные данные:

$$D = 50 \text{ мм}; d_1 = 100 \text{ мм}; d_2 = 0; l = 50 \text{ мм}; M = 500 \text{ Н/м};$$

$$Rz_1 = 6,3 \text{ мкм}; Rz_2 = 10 \text{ мкм};$$

$$f = 0,1; E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; [\sigma_T] = 370 \text{ МПа};$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,3.$$

Материал втулки и вала – сталь 50;

Коэффициент трения $f=0,1$;

Модуль упругости материала втулки и вала $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;

Предел текучести материала $[\sigma_T] = 370 \text{ МПа}$;

Коэффициент Пуассона $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

Вал не имеет отверстия, $d_2 = 0$.

1. Определим требуемое минимальное удельное давление на контактных поверхностях, способное передать заданную нагрузку по заданному значению крутящего момента M (3.4):

$$[p_{\min}] = \frac{2M}{\pi D^2 l f} = \frac{2500}{3,14 (100 \cdot 10^{-3})^2 (50 \cdot 10^{-3}) 0,1} = 6,37 \text{ МПа}.$$

2. Определим необходимую величину минимального расчетного натяга (3.1):

$$N_{\min} = p_{\min} D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 6,37 (50 \cdot 10^{-3}) \left(\frac{1,97 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right) =$$

$$= 4 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 4 \text{ мкм};$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1} \right)^2} + \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{50}{100} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2} + 0,3 = 1,97;$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D}\right)^2} - \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{0}{50}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{50}\right)^2} - 0,3 = 0,7.$$

3. Определим минимальный допустимый натяг $[N_{\min}]$:

$$[N_{\min}] = N_{\min} + 1,2(Rz_1 + Rz_2) = 4 + 1,2(6,3 + 10) \cong 24 \text{ мкм};$$

4. Выбираем посадку с натягом, используя ГОСТ 25347-2013, посадку по критерию:

$$N_{\min \text{ табл}} \geq [N_{\min}].$$

В табл. 7.1. приведены рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм.

Таблица 7.1

Рекомендуемые посадки с натягом в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм (Извлечения из ГОСТ 25347-2013)

Поле допуска основного отверстия	Основные отклонения валов						
	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>
	Посадки						
<i>H6</i>	$\frac{H6}{p5}$						
<i>H7</i>	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u6}$		$\frac{H7}{x6}$
<i>H8</i>			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u7}$		

Выбор посадок осуществляют методом простого перебора посадок по нашему критерию, причем, в первую очередь проверяются предпочтительные посадки, которые указаны в рамках, табл. 7.1. Предпочтительные посадки используют практически в 90 % случаев назначения посадок с натягом.

Рассмотрим посадку $\text{Ø}50 \frac{H7}{p6}$. Предельные отклонения отверстия и вала указаны в ГОСТ 25347-2013.

Отверстие $\text{Ø}50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$.

Вал $\text{Ø}50p6$, $es = +42$ мкм, $ei = +26$ мкм.

$$N_{\min \text{табл}} = d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = ei - ES = 26 - 25 = 1 \text{ мкм.}$$

Данная посадка не подходит, так как неравенство $N_{\min \text{табл}} \geq [N_{\min}]$ не выполняется: $1 \geq 24$.

Рассмотрим посадку $\text{Ø}50 \frac{H7}{s6}$:

отверстие $\text{Ø}50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$.

вал $\text{Ø}50s6$, $es = +59$ мкм, $ei = +43$ мкм.

$$N_{\min \text{табл}} = d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = ei - ES = 43 - 25 = 18 \text{ мкм.}$$

Данная посадка не подходит, так как неравенство $N_{\min \text{табл}} \geq [N_{\min}]$ не выполняется: $18 \geq 24$.

Все предпочтительные посадки не подходят для передачи заданного крутящего момента. Далее рассмотрим рекомендуемые посадки, причем, чем правее посадка находится в табл. 7.1, тем больше ее минимальный натяг.

Рассмотрим посадку $\text{Ø}50 \frac{H7}{t6}$:

отверстие $\text{Ø}50H7$, $ES = +25$ мкм, $EI = 0$.

вал $\text{Ø}50t6$, $es = +70$ мкм, $ei = +54$ мкм.

$$N_{\min \text{табл}} = d_{\min} - D_{\max} = d + ei - (D + ES) = ei - ES = 54 - 25 = 29 \text{ мкм.}$$

Данная посадка подходит, так как неравенство $N_{\min \text{табл}} \geq [N_{\min}]$ выполняется: $29 \geq 24$.

Схема расположения интервалов допусков представлена на рис. 7.3.

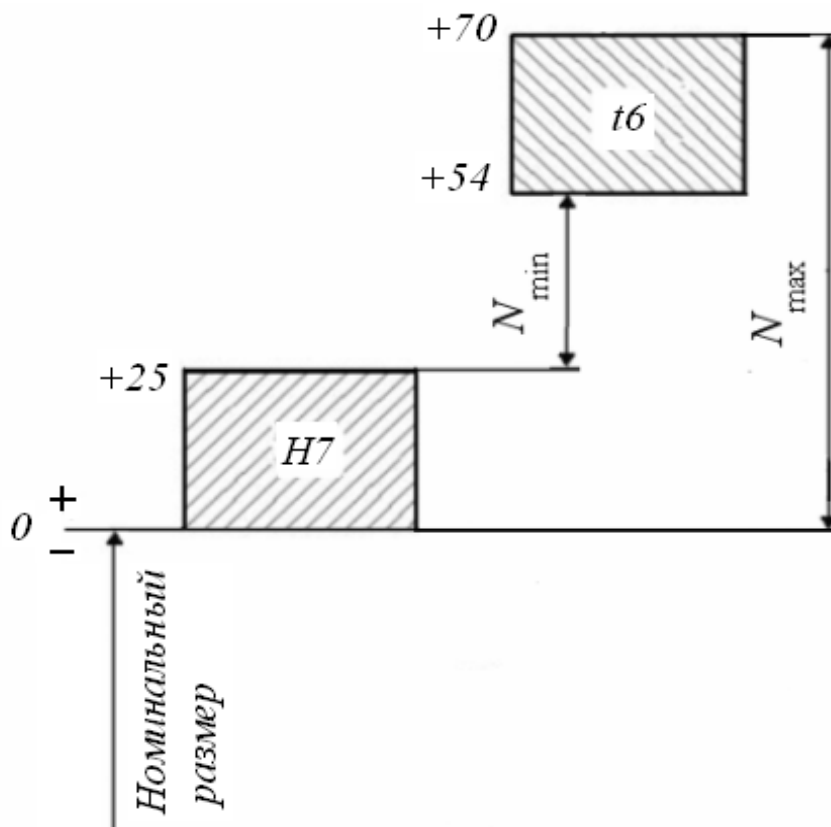


Рис. 7.3. Схема расположения интервалов допусков для посадки $\text{Ø}50 \frac{H7}{t6}$

5. Проверим выбранную посадку по условию прочности, для этого определим максимальное удельное давление, возникающее при максимальном натяге посадки, а затем определим напряжения на поверхностях втулки и вала (3.5) – (3.7).

$$p_{\max} = \frac{N_{\max \text{ табл}} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)}{D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{70 - 1,2(6,3 + 10)}{(50 \cdot 10^3) \left(\frac{1,97 + 0,7}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 37,45 \text{ МПа};$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_1} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_1} \right)^2} p_{\max} = \frac{1 + \left(\frac{50}{100} \right)^2}{1 - \left(\frac{50}{100} \right)^2} 37,45 = 83,22 \text{ МПа};$$

$$\sigma_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{21}}{D}\right)^2} p_{\max} = \frac{1 + \left(\frac{0}{50}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{50}\right)^2} 37,45 = 37,45 \text{ МПа} .$$

6. Проведем проверку на прочность выбранной посадки (3.8):

$$\sigma_1 \leq [\sigma_T] \quad \cap \quad \sigma_2 \leq [\sigma_T],$$

где $[\sigma_T]$ – предел текучести материалов втулки и вала.

$$83,22 \leq 370; \quad \cap \quad 37,45 \leq 370.$$

Данная посадка удовлетворяет условиям прочности.

7.3. Выбор посадки для подшипника качения

Исходные данные:

узел, где установлен подшипник качения – ролики ленточных транспортеров;

обозначение подшипника - 212;

радиальная нагрузка – 2800 Н;

режим работы – нормальный;

рекомендуемый класс точности подшипника – 0,6.

1. Определим основные размеры подшипника по заданному обозначению.

Основные размеры подшипника приведены в ГОСТ 8338-75 «Подшипники шариковые радиальные. Основные размеры».

В табл. 7.2. приведены извлечения из ГОСТ 8338-75, а на рис. 7.4. обозначения основных размеров подшипника.

Таблица 7.2

Подшипники шариковые радиальные однорядные.
Основные размеры. (Извлечения из ГОСТ 8338-75)

Обозначение подшипника	Основные размеры, мм				Масса, кг
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	
<i>l</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
205	25	52	15	1,5	0,129
206	30	62	16	1,5	0,200
207	35	72	17	2,0	0,284
208	40	80	18	2,0	0,349
209	45	85	19	2,0	0,404

Окончание табл. 7.2

<i>l</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
210	50	90	20	2,0	0,460
211	55	100	21	2,5	0,597
212	60	110	22	2,5	0,771
213	65	120	23	2,5	0,997
214	70	125	24	2,5	1,072
305	25	62	17	2,0	0,230
306	30	72	19	2,0	0,331
307	35	80	21	2,5	0,447
308	40	90	23	2,5	0,625
309	45	100	25	2,5	0,828
310	50	110	27	3,0	1,062
311	55	120	29	3,0	1,375
312	60	130	31	3,5	1,717
405	25	80	21	2,5	0,530
406	30	90	23	2,5	0,725
407	35	100	25	2,5	0,954
408	40	110	27	3,0	1,227
409	45	120	29	3,0	1,540
410	50	130	31	3,5	1,89
411	55	140	33	3,5	2,290
412	60	150	35	3,5	2,760
415	75	190	45	4,0	5,74
416	80	200	48	4,0	6,72

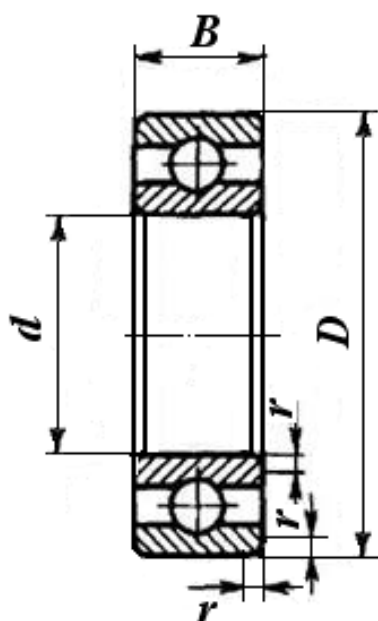


Рис. 7.4. Основные размеры подшипника шарикового радиального однорядного

Для подшипника 212 в соответствии с ГОСТ 8338-75 основные размеры следующие:

$$d = 60 \text{ мм}, D = 110 \text{ мм}, B = 22 \text{ мм}, r = 2,5 \text{ мм}.$$

2. Определим вид нагружения колец подшипников.

В нашей задаче рассматривается узел – ролики ленточных транспортеров, следовательно, наружное кольцо вращается, а внутреннее – неподвижно.

При радиальной нагрузке кольцо подшипника может испытывать местное или циркуляционное нагружение.

Местное нагружение кольца – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Циркуляционное нагружение кольца – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей дорожке качения, а следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

Для роликов ленточных транспортеров картина следующая: наружное кольцо подшипника вращается при воздействии радиальной нагрузки, равной $2800H$, следовательно, оно *испытывает циркуляционное нагружение*; внутреннее кольцо подшипника неподвижно при воздействии радиальной нагрузки, равной $2800H$, следовательно, оно *испытывает местное нагружение*.

3. Определим рекомендуемые посадки для наружного и внутреннего колец подшипника.

Рекомендуемые посадки приведены в ГОСТ 3325-85, «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».

Используя данные, приведенные в ГОСТ 3325-85, выбираем рекомендуемые посадки для роликов ленточных транспортеров.

3.1. Посадка в корпус: наружное кольцо $\text{Ø}110 \frac{K7}{16}$ - циркуляционное нагружение, режим работы легких.

3.2. Посадка на вал: внутреннее кольцо $\text{Ø}60 \frac{L6}{g6}$ - местное нагружение, режим работы нормальный.

4. Уточним величину максимальной радиальной нагрузки для выбранной посадки.

В табл. 7.3. приведены допустимые значения интенсивности нагрузки.

Таблица 7.3

Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R
на посадочных поверхностях валов и корпусов
для циркуляционно-нагруженного кольца

Номинальный размер отверстия внутреннего кольца d , мм	Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R , кН/м			
	Поля допусков для валов			
	<i>js6</i>	<i>k6</i>	<i>m6</i>	<i>n6</i>
св.18 до 80	До 300	300-1350	1350-1600	1600-3000
св. 80 до 180	До 550	550-2000	2000-2500	2500-4000
св. 180 до 360	До 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
св. 360 до 630	До 900	900-3400	3400-4500	4500-8000
Номинальный размер наружной поверхности наружного кольца D , мм	Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R , кН/м			
	Поля допусков для корпусов			
	<i>K7</i>	<i>M7</i>	<i>N7</i>	<i>P7</i>
св.50 до 180	До 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
св. 180 до 360	До 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
св. 360 до 630	До 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
св.630 до 1600	До 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

Для роликов ленточных транспортеров для наружного кольца $\varnothing 110$ и поля допуска корпуса *K7* допустимое значение интенсивности нагрузки составляет $P_R = 800 \text{ кН} / \text{м}$.

Определим интенсивность нагрузки для нашего случая (4.1):

$$P_R = \frac{F_r}{b} k_1 k_2 k_3 = \frac{2800 \cdot 10^{-3}}{(22 - 2 \cdot 2,5) 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 165 \text{ кН} / \text{м},$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, 2800 Н или $2800 \cdot 10^{-3}$ кН;

b – рабочая ширина посадочного места, $B - 2 \cdot r = (22 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}$ м;

k_1 – динамический коэффициент посадки при нормальном режиме работы, $k_1 = 1,0$;

k_2 – коэффициент, учитывающий ослабление натяга при полом вале и толстостенном корпусе $k_2 = 1$;

k_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки F_r в многорядных подшипниках, (для радиальных однорядных подшипников $k_3 = 1$).

Выбранная посадка $\varnothing 110 \frac{K7}{l6}$ по интенсивности нагрузки на посадочную поверхность обеспечит заданную радиальную нагрузку $F_r = 2800 \text{ Н}$, так как $165 \leq 800$, где 800 кН – максимально допускаемое значение интенсивности нагрузки для поля допуска корпуса $K7$.

5. Определим численные значения предельных отклонений сопрягаемых деталей при посадке на вал $\varnothing 60 \frac{L6}{g6}$ и при посадке в корпус $\varnothing 110 \frac{K7}{l6}$. Построим схемы полей допусков для данных посадок.

Численные значения предельных отклонений сопрягаемых деталей находим, используя ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Допуски».

Посадка на вал $\varnothing 60 \frac{L6}{g6}$, класс точности 6 (ГОСТ 3325-85).

$\varnothing 60 g6$, $es = -10 \text{ мкм}$, $ei = -29 \text{ мкм}$.

$\varnothing 60 L6$, $ES = 0$, $EI = -12 \text{ мкм}$.

На рис. 7.5 представлена схема расположения интервалов допусков при посадке подшипника на вал.

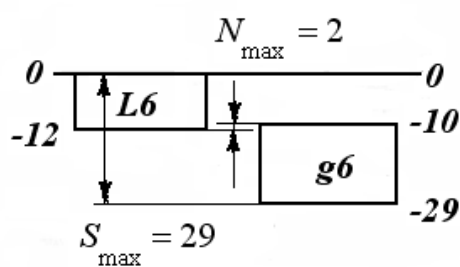


Рис. 7.5. Схема расположения интервалов допусков при посадке на вал $\varnothing 60 \frac{L6}{g6}$

Посадка $\frac{L6}{g6}$ – это переходная посадка с большей вероятностью зазора, в которой $S_{\max} = 29 \text{ мкм}$ и $N_{\max} = 2 \text{ мкм}$.

Посадка в корпус $\varnothing 110 \frac{K7}{l6}$, класс точности 6 (ГОСТ 3325-85).

$\varnothing 110 K7$, $ES = +10 \text{ мкм}$, $EI = -25 \text{ мкм}$.

$\varnothing 110 l6$, $es = 0$, $ei = -13 \text{ мкм}$.

На рис. 7.6. представлена схема расположения интервалов допусков при посадке подшипника в корпус.

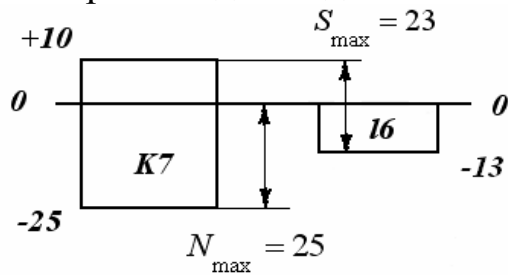


Рис. 7.6. Схема расположения интервалов допусков при посадке подшипника в корпус

Выбранная посадка $\frac{K7}{l6}$ – это переходная посадка с равной вероятностью получения натяга и зазора, в которой $S_{\max} = 23$ мкм и $N_{\max} = 25$ мкм.

6. Выполним эскизы сборочного узла с подшипниками качения и эскизы посадочных поверхностей вала и корпуса.

На рис. 7.7, а представлен эскиз посадки подшипника на вал, на рис. 7.7, б – эскиз посадки подшипника в корпус.

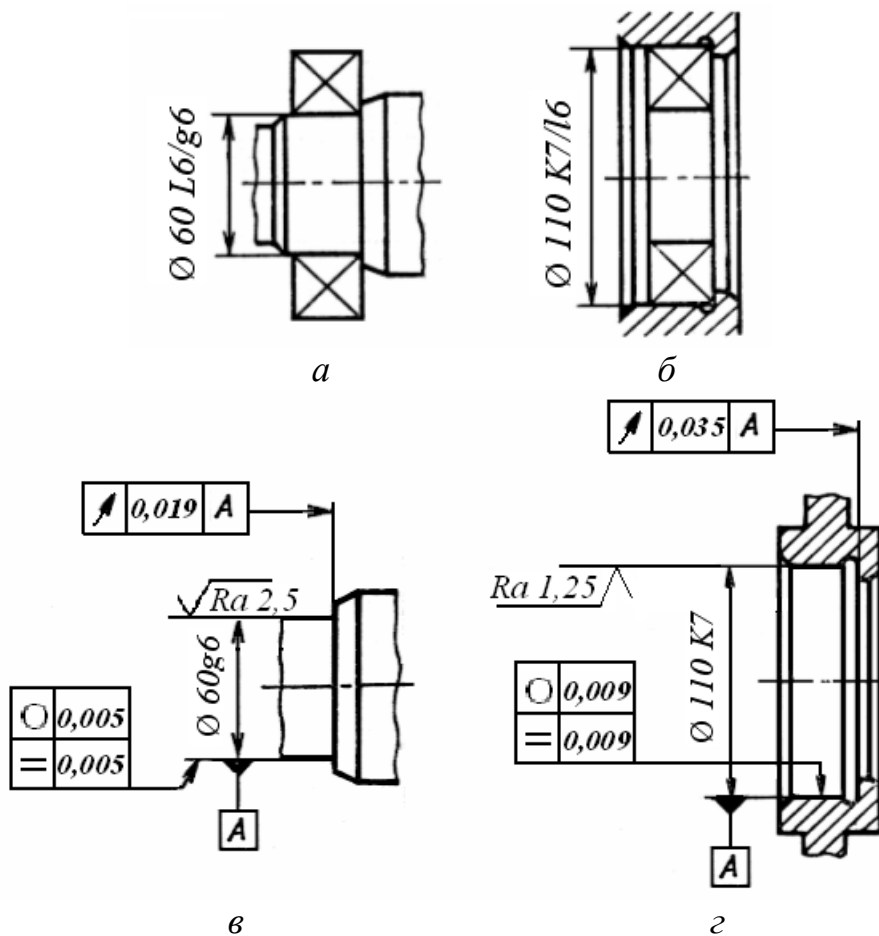


Рис. 7.7. Эскиз сборочного узла с подшипниками качения и посадочных поверхностей вала и отверстия:

а – посадка подшипника на вал; б – посадка подшипника в корпус;
в – посадочная поверхность вала; г – посадочная поверхность корпуса

На рис. 7.7, *в* представлена посадочная поверхность вала на котором указаны: допуск размера на посадочную поверхность вала – $g6$, допуски формы (отклонение от круглости – 5 мкм и отклонение профиля продольного сечения – 5 мкм), допуск на торцевое биение – 19 мкм , шероховатость поверхности – $Ra 2,5$. Численные значения этих допусков приведены в ГОСТ 3325-85.

На рис. 7.7, *г* представлен эскиз посадочной поверхности корпуса, в который устанавливается подшипник качения. На эскизе указаны: допуск на посадочную поверхность отверстия – $K7$, допуски формы (отклонение от круглости – 9 мкм , отклонение профиля продольного сечения – 9 мкм), допуск на торцевое биение – 35 мкм и шероховатость поверхности – $Ra1,25$. Численные значения этих допусков – приведены в ГОСТ 3325-85.

Извлечения из ГОСТ 3325-85 приведены в приложении 1.

7.4. Определение допусков для зубчатых колес

Исходные данные:

модуль $m = 2 \text{ мм}$;

число зубьев, $z_1 = 40$; $z_2 = 80$;

ширина зубчатого венца $B = 30 \text{ мм}$;

редуктор общего назначения;

окружная скорость $v = 6 \text{ м/мин.}$;

угол наклона зубьев $\beta = 19^\circ$;

температура зубчатого венца $t_1 = 70^\circ \text{ C}$;

температура корпуса $t_2 = 50^\circ \text{ C}$.

α_1 – коэффициент линейного расширения материала зубчатого колеса (легированная сталь) $\alpha_1 = 11,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{град}}$;

α_2 – коэффициент линейного расширения материала корпуса (чугун); $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{град}}$;

температура зубчатого колеса $t_1 = 75^\circ \text{ C}$;

температура корпуса $t_2 = 50^\circ \text{ C}$.

1. Определим основные параметры зубчатого колеса и зубчатой передачи.

Делительный диаметр зубчатого колеса:

$$d_1 = mz_1 = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние зубчатой передачи:

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{(40 + 80)2}{2 \cos 19^\circ} = 126,9 \text{ мм.}$$

Величина масляного слоя:

$$V = (10 \div 30)m = 15 \cdot 2 = 30 \text{ мкм.}$$

2. Определим точность зубчатого колеса по назначению механизма.

Известно три способа нормирования точности зубчатых колес:

- расчетный;
- опытный;
- табличный.

В нашем случае воспользуемся именно табличным методом (см. табл. 5.1).

При выборе степени точности надо помнить, что степень точности содержит три вида норм: кинематической точности, плавности и контакта. Степень точности по всем трем нормам может быть одинаковой или нет. При комбинировании различных норм точности нормы плавности работы зубчатых колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности; нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным, чем нормы плавности работы зубчатых колес и передач, а также на одну степень грубее норм плавности. Для редуктора общего назначения наибольшее значение имеют нормы контакта. С учетом вышеуказанного назначаем степень точности: 8 – 7 – 6.

8 – степень точности по нормам кинематической точности;

7 – степень точности по нормам плавности;

6 – степень точности по нормам контакта.

3. Определим величину минимального бокового зазора зубчатой передачи

$$\begin{aligned} \gamma_{n \min} &= V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha = \\ &= 30 + 126,9 \cdot 10^3 [1,5 \cdot 10^{-6} \cdot (70 - 20) - 10,5 \cdot 10^{-6} (50 - 20)] 2 \sin 20^\circ = 52 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

4. Определим вид сопряжения зубчатого колеса.

Рекомендации по выбору вида сопряжения приведены в ГОСТ 1643-81. Используя стандартные нормы бокового зазора $[\gamma_{n \min}]$, определить вид сопряжения зубчатой передачи по критерию: $\gamma_{n \min} \leq [\gamma_{n \min}]$.

В нашем случае при межосевом расстоянии $a = 126,9$ мм вид сопряжения D , так как $52 \leq 68$.

5. Назначим комплекс контроля зубчатого колеса и определим численные значения показателей контроля.

Для полной оценки геометрических параметров зубчатых колес необходимо обеспечить их контроль по всем нормам точности (показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче). С этой целью разработаны и регламентированы стандартом так называемые контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам. Примеры контрольных комплексов приведены в табл. 7.4.

Выбор методов и комплексов контроля по всем нормам точности и виду сопряжений зависит от точности колес, их размеров, условий производства, назначения передачи, наличия средств измерения на предприятии и других факторов.

Каждый из контрольных комплексов устанавливает показатели, необходимые для контроля зубчатого колеса по всем назначенным нормам точности, причем все стандартные комплексы равноправны.

Учитывая рекомендации, приведенные в табл. 7.4, для нашего варианта целесообразно выбрать комплекс 3. Все показатели этого комплекса приведены в табл. 7.5.

6. Определим предельные значения геометрических параметров при контроле точности изготовления зубчатых колес.

Существует несколько разных геометрических параметров, которыми можно выразить толщину зуба и, следовательно, боковой зазор в передаче:

- толщина зуба по хорде S_C ;
- длина общей нормали W ;
- смещение исходного контура E_H и др.

Отклонение каждого размера задаётся двумя величинами: наименьшим отклонением (соответствует верхнему пределу поля допуска) и наибольшим.

Таблица 7.4

Комплексы контроля зубчатых колес

Виды норм	Показатели, нормируемые в комплексе контроля зубчатых колес*						
	1	2	3	4	5	6	7
Кинематической точности	F_i'	$F_{\beta} u F_{pk}^{**}$	F_r F_{Vw}	F_r F_C^{***}	F_i'' F_{Vw}	F_i'' F_C^{***}	F_r
Плавности	f_i'' или f_{zk}	f_{pb} и f_f или f_{pb} и f_{pt}		f_i''		f_{pb}	
Контакта	Суммарное пятно контакта или F_{β} или F_k						
Бокового зазора	$E_{HS} u T_H$ $E_{Wms} u T_{Wm}$ $E_{CS} u T_C$				$E_{a''s} u E_{a''i}$		$E_{H_s} u T_H$ $E_{Wms} u T_{Wm}$ $E_{C_s} u T_C$
<p>* Рекомендации по выбору комплексов:</p> <ul style="list-style-type: none"> • комплексы контроля 1 – 4 предназначены для зубчатых колес 3...8 степеней точности; • комплексы контроля 5 – 6 предназначены для зубчатых колес 5...12 степеней точности; • комплекс контроля 7 предназначен для зубчатых колес 9...12 степеней точности. <p>** F_{pk} для 3...6 степеней точности.</p> <p>*** F_C для 5...8 степеней точности.</p>							

Таблица 7.5

Численные значения показателей контроля зубчатого колеса

Виды норм точности	Степень точности	Вид показателя	Обозначение показателя и численное значение
Кинематической точности	8	Допуск на радиальное биение	$F_r = 45 \text{ мкм}$
		Допуск на колебание длины общей нормали	$F_{Vw} = 28 \text{ мкм}$
Плавности	7	Отклонение шага	$f_{pt} = \pm 16 \text{ мкм}$
		Отклонение шага зацепления	$f_{pb} = \pm 15 \text{ мкм}$
Контакта	6	Погрешность направления зуба	$F_{\beta} = 9 \text{ мкм}$

Виды норм точности	Степень точности	Вид показателя	Обозначение показателя и численное значение
Бокового зазора	Вид сопряжения D	Дополнительное смещение исходного контура	$E_{Hs} = -50 \text{ мкм}$ $T_H = 90 \text{ мкм}$ $E_{Hi} = -140 \text{ мкм}$
		Отклонение длины общей нормали	$E_{Wms} = (-35) + (-11) = -46 \text{ мкм}$ $T_{Wm} = 40 \text{ мкм}$ $E_{Wmi} = -86 \text{ мкм}$
		Отклонение толщины зуба	$E_{Cs} = -35 \text{ мкм}$ $T_C = 70 \text{ мкм}$ $E_{Ci} = -105 \text{ мкм}$

Для толщины зуба по хорде задаётся наименьшее отклонение толщины зуба E_{Cs} и допуск на толщину зуба T_C .

Для длины общей нормали задаётся наименьшее отклонение средней длины общей нормали E_{Wms} и допуск на среднюю длину общей нормали T_{Wm} . «Средняя» здесь означает, что при контроле оценивается среднее арифметическое значение нескольких измерений на разных зубьях колеса.

Для смещения исходного контура задаётся наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{Hs} и допуск на смещение исходного контура T_H . Численные значения этих показателей приведены в ГОСТ 1643-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски».

Рассмотрим эти варианты более подробно.

Толщина по хорде.

Измерение толщины зуба по хорде - самый распространённый на практике способ измерения. Сущность метода состоит в измерении длины хорды между левой и правой сторонами зуба, на заданной высоте (рис. 7.8, а).

Разумеется, толщину зуба можно измерять в бесконечном количестве мест по высоте зуба, но на практике в большинстве случаев используют измерение толщины зуба по постоянной хорде h_c . Для

измерения пользуются специальными приборами - штангензубомерами или индикаторными зубомерами (рис.7.8, б).

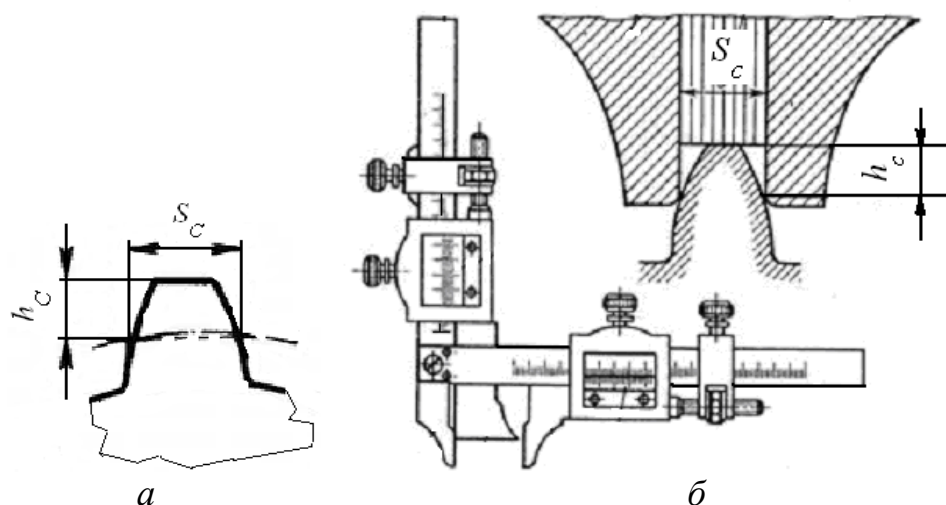


Рис. 7.8. Измерение толщины зуба зубчатого колеса по постоянной хорде:
 а – контролируемые параметры толщины зуба; б – измерение толщины зуба с помощью штангензубомера

Номинальные параметры толщины зуба определяются следующим образом:

$$S_c = 1,387 \cdot m = 1,387 \cdot 2 = 2,774 \text{ мм};$$

$$h_c = 0,748 \cdot m = 0,748 \cdot 2 = 1,5 \text{ мм}.$$

С учетом предельных отклонений на толщину зуба по постоянной хорде получаем данные для контроля зубчатого колеса:

$$S_c = 2,774 \begin{matrix} -0,035 \\ -0,105 \end{matrix} \text{ на высоте } h_c = 1,5 \text{ мм}.$$

Длина общей нормали (размер в обхвате)

Длина общей нормали - расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям (рис.7.9).

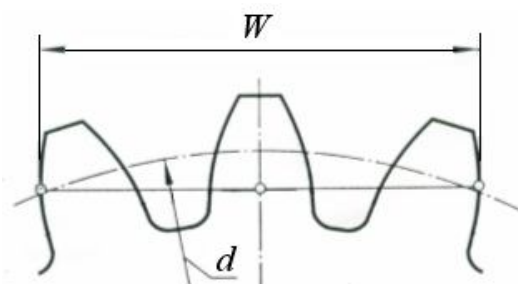


Рис. 7.9. Длина общей нормали зубчатого колеса

Колебание длины общей нормали W контролируют приборами, имеющими две параллельные измерительные поверхности и устройство для измерения расстояния между ними. Измерить длину общей нормали абсолютным методом можно микрометрическими зубомерами типа МЗ (рис.7.10, а) или нормалемером (рис.7.10, б).

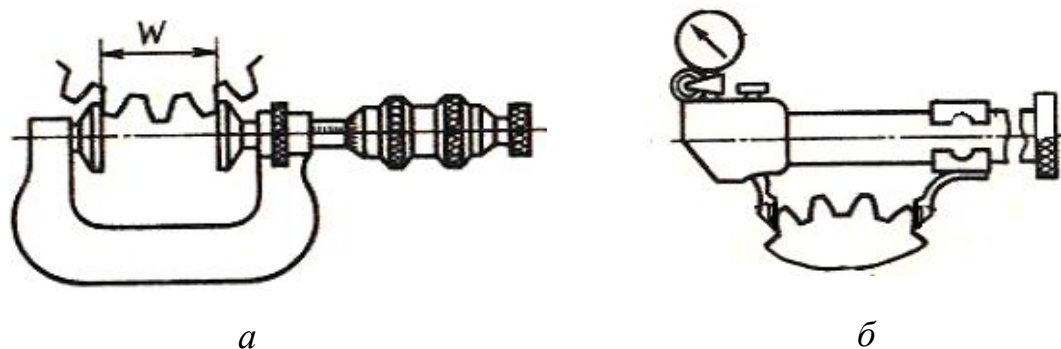


Рис. 7.10. Измерение длины общей нормали:
 а – микрометрическим зубомером типа МЗ; б – нормалемером типа БВ

Для прямозубых колес без смещения (коэффициент смещения $x=0$):

$$W = mW' ;$$

где m – модуль;

W' – длина общей нормали цилиндрических прямозубых колес при $m = 1\text{мм}$.

Значения W' в зависимости от числа зубьев колеса и числа зубьев, охватываемых при измерении, указаны в табл. 7.6.

Таблица 7.6

Значение длины общей нормали W' для прямозубых колес при $m = 1\text{мм}$, $\alpha=20^\circ$ и $x=0$

Число зубьев колеса, Z	Число зубьев в длине общей нормали, z_n	Длина общей нормали W'	Число зубьев колеса, Z	Число зубьев в длине общей нормали, z_n	Длина общей нормали W'
1	2	3	4	5	6
20	3	7,66043	27	3	7,75846
21	3	7,67443	28	4	10,72460
22	3	7,68844	29	4	10,73860
23	3	7,70244	30	4	10,75261
24	3	7,71645	31	4	10,76661
25	3	7,73045	32	4	10,78062
26	3	7,74446	33	4	10,79462

Окончание табл. 7.6

1	2	3	4	5	6
34	4	10,82264	67	8	23,07932
35	4	10,83664	68	8	23,09333
36	4	10, 83863	69	8	23,10733
37	5	13,80278	70	8	23,12134
38	5	13,81678	71	8	23,13534
39	5	13,83079	72	8	23,14935
40	5	13,84479	73	9	26,11548
41	5	13,85880	74	9	26,12949
42	5	13,87280	75	9	26,14349
43	5	13,88681	76	9	26,15750
44	5	13,90081	78	9	26,18551
45	5	13,91482	79	9	26,19951
46	6	16,88095	80	9	26,21352
47	6	16,89496	81	9	26,22752
48	6	16,90896	82	10	29,19366
49	6	16,92297	83	10	29,20766
50	6	16,93697	84	10	29,22167
51	6	16,95098	85	10	29,23500
52	6	16,96498	86	10	29,24968
53	6	16,97899	87	10	29,26368
54	6	16,99299	89	10	29,29169
55	7	19,95913	90	10	29,30570
56	7	19,97313	91	11	32,27183
57	7	19,98713	92	11	32,28584
58	7	20,00114	93	11	32,29984
59	7	20,01515	94	11	32,31385
60	7	20, 02916	95	11	32,32785
61	7	20, 04316	96	11	32,34186
62	7	20, 05716	97	11	32,35586
63	7	20,07117	98	11	32,36987
64	8	23,03730	99	11	32,38387
65	8	23,05131	100	12	35,35001
66	8	23,06531	101	12	35,36407

Длина общей нормали для косозубых колес

1. Первоначально определяют условное число зубьев:

$$z_y = zk_{\beta} = 40 \cdot 1,1732 = 46,928,$$

где Z - число зубьев зубчатого колеса, $z = 40$;

k_{β} - угловой коэффициент, который зависит от угла наклона зубьев (табл. 7.7), при $\beta = 19^{\circ}$ $k_{\beta} = 1,1732$.

Таблица 7.7

Угловой коэффициент для определения длины общей нормали
косозубых колес

Угол наклона зубьев β°	Коэф- фициент k_β	Угол наклона зубьев β°	Коэф- фициент k_β	Угол наклона зубьев β°	Коэф- фициент k_β
5	1,0110	13	1,0769	21	1,2161
6	1,0158	14	1,0899	22	1,2401
7	1,0216	15	1,1040	23	1,2658
8	1,0284	16	1,1193	24	1,2933
9	1,0361	17	1,1359	25	1,3228
10	1,0447	18	1,1539	26	1,3543
11	1,0544	19	1,1732	27	1,3880
12	1,0650	20	1,1938	28	1,4840

2. Затем определим длину общей нормали для условного числа
зубьев $z_y = 46,928$.

Первоначально определим длину общей нормали для целого
числа зубьев – 46, по табл. 7.6, получаем $W'_1 = 16,88095$.

Затем определим значение длины общей нормали, приходящееся
на дробные части условного числа зубьев z_y по табл. 7.8.

Таблица 7.8

Десятичные доли общей нормали, приходящиеся на дробные части
условного числа зубьев $z_y, 10^{-4} \text{ мм}$

Десятые доли z_y	Сотые доли z_y									
	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
0,0	0	1	3	4	6	7	8	10	11	13
0,1	14	16	17	18	20	21	22	24	25	27
0,2	20	29	31	32	34	35	36	38	39	41
0,3	42	43	45	46	48	49	51	52	53	55
0,4	56	57	59	60	61	63	64	66	67	69
0,5	70	71	73	74	76	77	79	80	81	83
0,6	84	85	87	88	89	91	92	94	95	97
0,7	98	99	101	102	104	105	106	108	109	111
0,8	112	114	115	116	118	119	120	122	123	124
0,9	126	127	129	130	132	133	135	136	137	139

При $z_y = 0,92$ $W_1'' = 0,0129$.

При $z_y = 0,0080$ $W_1''' = 0,000112$.

Таким образом, длина общей нормали косозубого колеса составит:

$$W = (W' + W'' + W''') m = (16,88095 + 0,0129 + 0,000112) 2 = 33,787924 \text{ мм} .$$

С учетом предельных отклонений (см. ГОСТ 1643-81) длина общей нормали косозубого зубчатого колеса составляет:

$$W = 33,788_{-0,086}^{-0,046} .$$

7. Выполним чертеж зубчатого колеса.

Чертежи зубчатых колес выполняются в соответствии с требованиями Единой Системы Конструкторской документации по ГОСТ 2.403-73.

На изображении зубчатого колеса должны быть указаны основные параметры колеса с предельными отклонениями, шероховатость поверхностей и данные для контроля (рис. 7.11).

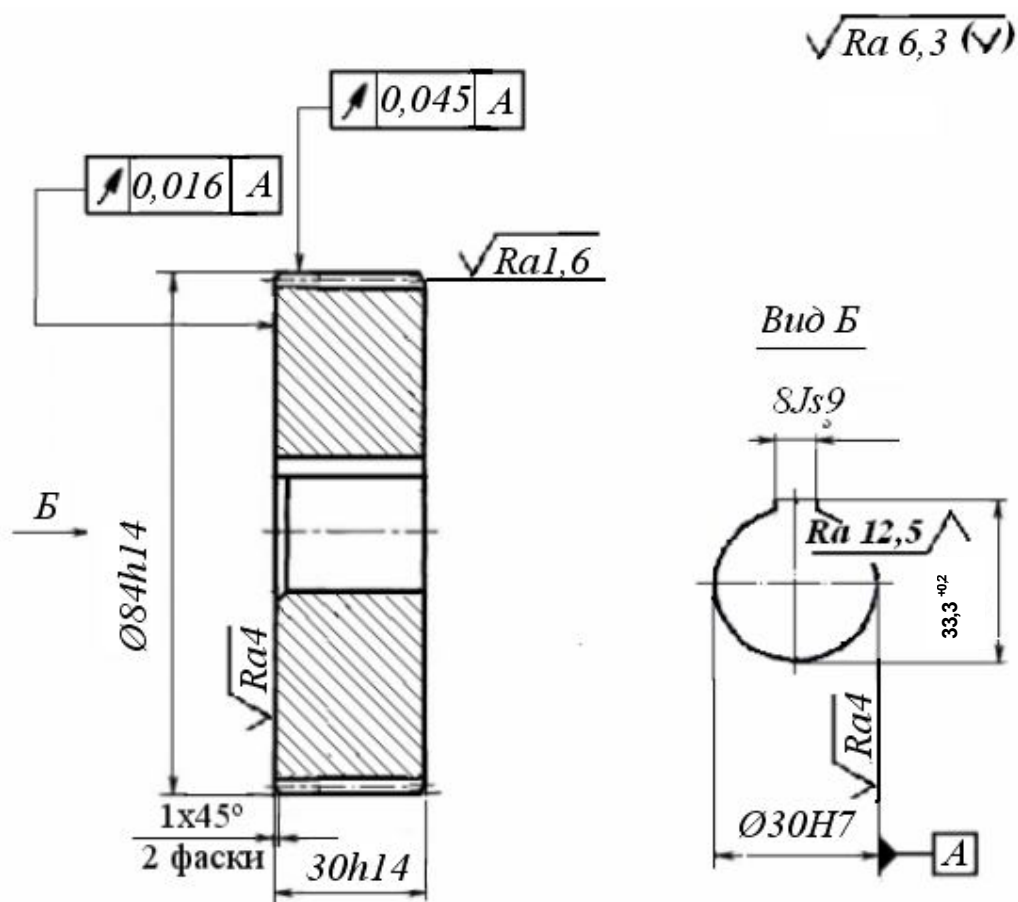


Рис. 7.11. Чертеж зубчатого колеса

Рекомендации по определению и назначению параметров точности зубчатого колеса:

- Диаметр вершин зубьев d_a . Для колес внешнего зацепления

$$d_a = d + 2m,$$

где d – делительный диаметр зубчатых колес,

m – модуль.

- Отклонение размера диаметра вершин d_a определяется точностью зубчатой передачи. Наиболее часто для данного размера назначают точность: $h11, h12, h13, h14$.

- Ширина зубчатого венца B . Отклонение размера B обычно назначают по полю допуска $h11, h12, h13, h14$.

- Размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев.

- Шероховатость поверхности зубьев см. табл. 7.9.

Таблица 7.9

Рекомендуемые параметры шероховатости для зубчатого колеса

Поверхность	Значение параметра R_a мкм, не более								
	Степень точности по нормам кинематической точности								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Профили зубьев	0,1000 0,20	0,20; 0,40		0,40;	0,40; 0,80	1,6	3,2	6,3	6,3
По диаметрам впадин	То же, что и для рабочих поверхностей по профилям зубьев								
По диаметрам выступов	3,2; 6,3; 12,5								

Обозначение шероховатости на чертежах устанавливает ГОСТ 2.309-73. Изменения в обозначении шероховатости, внесенные в ГОСТ 2.309-73, приведены в приложении.

- На чертеже, помимо радиального биения, также указывается торцевое биение базового торца (табл. 7.10). Для нашего зубчатого колеса, когда степень точности по нормам контакта составляет – 6, ширина зубчатого венца – 30 мм, делительный диаметр $d = 80$ мм, тогда допуск торцевого биения составляет:

$$20 \frac{80}{100} = 16 \text{ мкм.}$$

Таблица 7.10

Допуски на торцевое биение базового торца
цилиндрических зубчатых колес

Степень точности по нормам контакта	Ширина зубчатого венца B , мм					
	До 40	Св.40 до100	Св.100 до 160	Св.160 до 250	св.250 до 400	Св.400 до 630
	Значение допуска при $d=100$ мм, мкм					
4	12	6	4	3	2,2	1,7
5	16	8	5,1	4	2,9	2,2
6	20	10	6,4	5	3,8	2,8
7	24	12	8	6	4,5	3,4
8	40	20	12,8	10	7,1	5,5
9	64	32	20	16	1	9
10	100	50	32	25	19,2	14

Допуск на торцевое биение определяют умножением значения, взятого из таблицы, на величину $d/100$.
 В нашем случае $d = 80$ мм,
 степень точности по нормам контакта –6,
 ширина венца зубчатого колеса $B = 30$ мм.
 Тогда торцевое биение такого зубчатого колеса: $20 \frac{80}{100} = 16$ мкм .

• Отклонение размера отверстия зубчатого колеса выбирается в соответствии с рекомендуемой посадкой $H7$, $H8$, или $H9$.

Призматические шпонки дают возможность более точного центрирования сопрягаемых элементов (как в нашем случае клинообразный брусок для соединения вала с надетой на него деталью). Общий вид призматической шпонки и эскиз шпоночного соединения приведены на рис. 7.12.

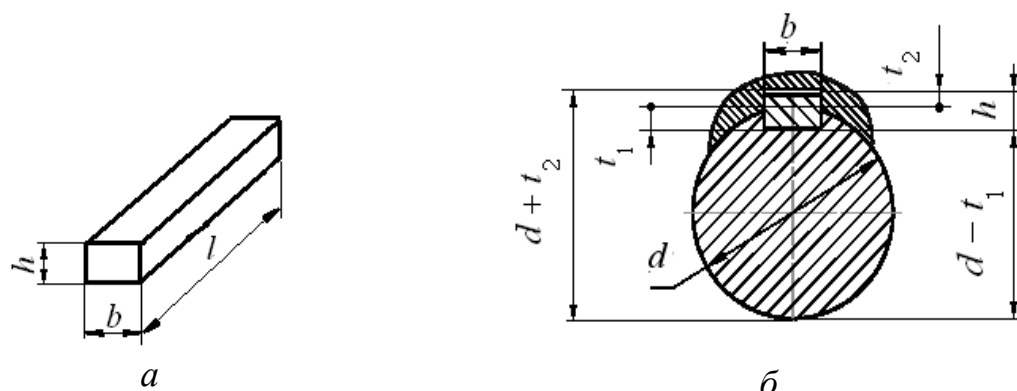


Рис. 7.12. Эскиз шпоночного соединения:
 a – общий вид шпонки: b – ширина шпонки; h – высота шпонки; l – длина шпонки;
 b – эскиз шпоночного соединения: d – диаметр вала, сопрягаемого с втулкой;
 t_1 – глубина паза на валу; t_2 – глубина паза во втулке

Размеры шпонки выбирают в зависимости от диаметра вала, используя ГОСТ 23360-78 (табл. 7.11).

Таблица 7.11

Основные размеры соединений с призматическими шпонками
(Извлечения из ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала D , мм		Размеры шпонки, мм			Глубина паза для шпонки, мм	
		Сечение $b \times h$	Длина l			
От	До			От	До	t_1 на валу
10	12	4 x 4	8	45	2,5	1,8
12	17	5 x 5	10	56	3,0	2,3
17	22	6 x 6	14	70	3,5	2,8
22	30	8 x 7	18	90	4,0	3,3
30	38	10 x 8	22	110	5,0	3,3
38	44	12 x 8	28	140	5,0	3,3
44	50	14 x 9	36	160	5,5	3,8
50	58	16 x 10	45	180	6,0	4,3
58	65	18 x 11	50	200	7,0	4,4
65	75	20 x 12	56	220	7,5	4,9
75	85	22 x 14	63	250	9,0	5,4
85	95	25 x 14	70	280	9,0	5,4
95	110	28 x 16	80	320	10,0	6,4
110	130	32 x 18	90	360	11,0	7,4
130	150	36 x 20	100	400	12,0	8,4

Отклонения размеров шпоночных пазов выбираются в зависимости от типа соединения:

- для единичного серийного производства - $Js9$;
- для серийного и массового производства - $D10, Js9$;
- для направляющих - $D10$.

Предельные отклонения глубины паза на валу и во втулке приведены в табл. 7.12.

Таблица 7.12

Предельные отклонения глубины паза на валу t_1 и во втулке t_2 соединения с призматическими шпонками

Отклонения	Высота шпонки, h , мм		
	от 2 до 6	св.6 до 18	св.18 до 50
Верхнее	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,3
Нижнее	0	0	0

Для нашего диаметра отверстия $D = 30$ мм, рекомендовано сечение шпонки 8x7 мм. Глубина паза во втулке $t_2 = 3,3$ мм. Предельные отклонения глубины паза: $3,3^{+0,2}$.

На чертеже зубчатого колеса обязательно помещается таблица параметров зубчатого колеса, состоящая из трех частей:

- основные данные (данные на изготовление);
- данные для контроля.
- справочные данные.

Размеры таблицы приведены в ГОСТ 2.403-73, (рис. 7.13).

	Модуль	m	
	Число зубьев	z	
	Нормальный исходный контур	—	
	Коэффициент смещения	x	
	Степень точности	—	
	Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев		
	Делительный диаметр	d	
	Прочие справочные данные		
		12	35
110			

Рис.7.13. Пример указания параметров зубчатого венца на чертеже прямозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром

В первой части таблицы для колеса должно быть приведено следующее:

- 1) модуль m ;
- 2) число зубьев z ;
- 3) нормальный исходный контур: для стандартного колеса ссылка на ГОСТ 13755-81, для нестандартного – ГОСТ 9587-81;
- 4) коэффициент смещения x ;
- 5) степень точности по ГОСТ 1643-81.

Во второй части таблицы приводятся размеры и отклонения для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов:

1) толщина зуба по постоянной хорде S_c и высота до постоянной хорды h_c ;

2) длина общей нормали W со своими предельными значениями.

В третьей части таблицы указываются:

1) делительный диаметр d ;

2) число зубьев сектора при необходимости и другие справочные параметры.

Пример заполнения таблицы на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса со стандартным исходным контуром приведен на рис. 7.14.

Модуль	m	2
Число зубьев	z	
Угол наклона		40
Направление линии зуба	—	правое
Нормальный исходный контур	—	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения	x	0
Степень точности	—	8-7-6-D
Данные для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев	W	$33,788_{-0,086}^{-0,046}$
Делительный диаметр	d	80
Прочие справочные данные		

Рис. 7.14. Таблица на чертеже косозубого цилиндрического зубчатого колеса

7.5. Нормирование точности с помощью расчета размерных цепей

Определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев конструктивного узла, приведенного на рис. 7.15.

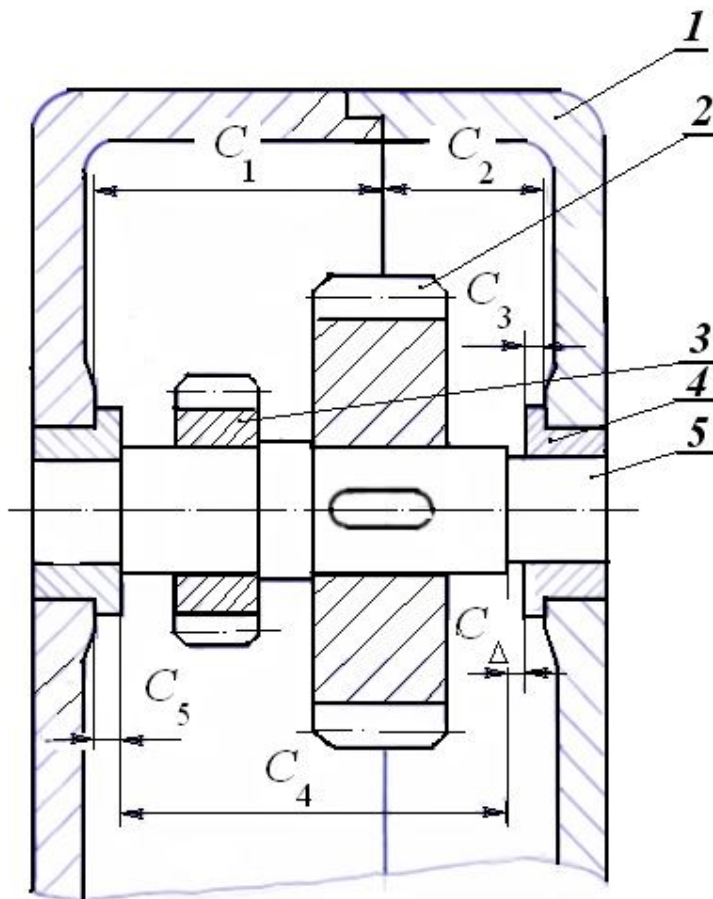


Рис. 7.15. Общий вид редуктора: 1 – корпус; 2, 3 – зубчатое колесо; 4 – подшипник скольжения; 5 – вал

Исходные данные:

$$C_{\Delta} = 1 \pm 0,2 \text{ мм}; C_1 = 101 \text{ мм}; C_2 = 50 \text{ мм}; C_3 = 5 \text{ мм}; C_5 = 5 \text{ мм}; C_4 = ?$$

7.5.1. Метод max & min

1. Выявим по сборочному чертежу узла (рис. 7.15) сборочную размерную цепь и изобразим ее в виде схемы (рис. 7.16), затем определим характер составляющих звеньев (увеличивающие или уменьшающие). Рассматриваемая размерная цепь – конструкторская, сборочная, линейная (см. табл. 6.1).

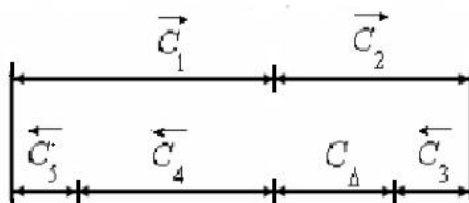


Рис. 7.16. Схема размерной цепи

2. Определим неизвестный номинальный размер составляющего звена C_4 , используя основное уравнение теории размерных цепей (см. 6.1).

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \overrightarrow{A_j} - \sum_{i=1}^m \overleftarrow{A_i};$$

где n – число увеличивающих звеньев в размерной цепи;

m – число уменьшающих звеньев в размерной цепи;

j – номер составляющего звена.

$$C_{\Delta} = C_1 + C_2 - (C_3 + C_4 + C_5);$$

$$C_4 = C_1 + C_2 - C_3 - C_5 - C_{\Delta};$$

$$C_4 = 101 + 50 - 5 - 1 - 5 = 140 \text{ мм}.$$

3. Определим неизвестные допуски составляющих звеньев.

При методе одного качества число единиц допуска a_{cp} определяется по формуле (6.7):

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{n+m} i_j};$$

Для нашей размерной цепи:

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{i_1 + i_2 + i_3 + i_4 + i_5} = \frac{400}{2,17 + 1,31 + 0,73 + 2,62 + 0,73} = 52,9,$$

где i – единица допуска, которая определяется величиной номинального размера звена. Значения i в зависимости от величины номинального размера приведены в табл. 7.13.

По найденному значению $a_{cp} = 52,9$ определяем качество с помощью ГОСТ 25346-89 (табл. 7.14.) и он составляет 10.

Таблица 7.13

Значения единицы поля допуска i для интервалов номинальных размеров

Интервалы номинальных размеров, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
Единица допуска i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54

Таблица 7.14

Число единиц допуска a для квалитетов с 5-го до 17-го

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

Зная квалитет и номинальный размер звена, можно определить допуски составляющих звеньев, используя ГОСТ 25346-89 (табл. 7.15).

Таблица 7.15

Значения допусков для различных значений номинальных размеров
(извлечения из ГОСТ 25346-2013)

Номинальный размер, мм	Квалитет									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Значение допуска, мкм									
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
Свыше 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
Свыше 6 до 10	6	9	15	22	36	55	90	150	220	360
Свыше 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
Свыше 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
Свыше 30 до 50	11	16	25	39	62	100	169	250	390	620
Свыше 50 до 90	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
Свыше 90 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
Свыше 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
Свыше 180 до 250	20	29	46	72	115	186	290	460	720	1150
Свыше 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
Свыше 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400

Полученные значения допусков квалитета 10 для составляющих звеньев рассматриваемой размерной цепи приведены в табл. 7.16.

Таблица 7.16

Значения допусков составляющих звеньев для 10-го квалитета

Номинальный размер составляющего звена, мм	$C_1 = 101$	$C_2 = 50$	$C_3 = 5$	$C_4 = 140$	$C_5 = 5$
Величина допуска для квалитета 10, мкм	$T_1 = 140$	$T_2 = 100$	$T_3 = 48$	$T_4 = 160$	$T_5 = 48$
Величина допуска для квалитета 9, мкм	$T_1 = 87$	$T_2 = 62$	$T_3 = 30$	$T_4 = 100$	$T_5 = 30$

Для подтверждения правильности выбранного качества необходимо выполнить проверку (6.6):

$$T_{\Delta} \geq \sum_{i=1}^{n+m} T_i;$$

$$T_{\Delta} \geq T_{C1} + T_{C2} + T_{C3} + T_{C4} + T_{C5};$$

$$400 \geq 140 + 100 + 48 + 160 + 48 = 496.$$

Данное неравенство не выполняется, следовательно, качество выбран неверно и необходимо уменьшить допуски составляющих звеньев. Необходимо выбрать более точный качество. Выбираем качество 9 и снова определяем допуски составляющих звеньев, затем проведем проверку. Величины допусков для 9 качества также приведены в табл. 7.16.

$$400 \geq 87 + 62 + 30 + 100 + 30 = 309;$$

$$400 \geq 309.$$

Данное неравенство выполняется, следовательно, качество выбран правильно, допуски на размеры составляющих звеньев определены.

4. Определим неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

Предельные отклонения зависят от внешнего вида и характера звена.

По характеру все звенья делят следующим образом:

- вал – охватываемая поверхность;
- отверстие – охватываемая поверхность;
- ни вал и ни отверстие.

Для звена типа «вал» предельные отклонения: $es = 0$; $ei = -T$.

Для звена типа «отверстие» предельные отклонения следующие: $ES = T$; $EI = 0$.

Для остальных звеньев третьего типа предельные отклонения симметричны: $Es = \frac{1}{2}T$; $Ei = -\frac{1}{2}T$.

С учетом изложенного предельные отклонения для размеров составляющих звеньев размерной цепи представлены в табл. 7.17.

Таблица 7.17

Предельные отклонения для размеров составляющих звеньев при решении прямой задачи методом *max & min*

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Характер составляющего звена	отверстие	отверстие	ни вал, ни отверстие	ни вал, ни отверстие	вал
Верхнее предельное отклонение, $ES_{мкм}$	87	62	-	+50	0
Нижнее предельное отклонение, $EI_{мкм}$	0	0	-	-50	-30
Координата середины поля допуска, ΔT_{C_i} , мкм	43,5	31	-	0	-15

Для компенсации сделанных допущений при расчете размерных цепей вводят компенсирующее звено – самое простое по конструкции, размер которого изменить проще всего, в нашем случае – это составляющее звено C_3 – втулка.

В процессе расчета размерных цепей важно сохранить следующее равенство середин полей допусков:

$$\Delta T_{C_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \Delta T_{C_i}^{\rightarrow} - \sum_{j=1}^m \Delta T_{C_j}^{\leftarrow},$$

где $\Delta T_{C_{\Delta}}$ - координата середины поля допуска замыкающего звена;

ΔT_{C_i} – координата середины поля допуска i -го составляющего звена.

Для нашей размерной цепи:

$$\Delta T_{C_{\Delta}} = \Delta T_{C_1} + \Delta T_{C_2} - (\Delta T_{C_3} + \Delta T_{C_4} + \Delta T_{C_5}).$$

Решаем это уравнение относительно звена C_3 и находим середину поля допуска компенсирующего звена:

$$\begin{aligned} \Delta T_{C_3} &= \Delta T_{C_1} + \Delta T_{C_2} - \Delta T_{C_4} - \Delta T_{C_5} - \Delta T_{C_{\Delta}}; \\ \Delta T_{C_3} &= 43,5 + 31 - 0 - (-15) - 0 = 89,5 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

Затем находим предельные отклонения для звена C_3 :

$$ES_{C_3} = \Delta TC_3 + \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$ES_{C_3} = 89,5 + \frac{1}{2}30 = 104,5 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_3} = \Delta TC_3 - \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$EI_{C_3} = 89,5 - \frac{1}{2}30 = 74,5 \text{ мкм}.$$

Конечный результат расчета размерной цепи методом *max & min* представлен в табл. 7.18.

Таблица 7.18

Номинальные размеры, допуски и предельные отклонения
всех составляющих звеньев
при решении прямой задачи методом *max & min*

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Номинальный размер, мм	101	50	5	140	5
Допуск, мкм	87	62	30	100	30
Верхнее предельное отклонение, ES мкм	+87	+62	+104,5	+50	0
Нижнее предельное отклонение, EI мкм	0	0	+74,5	-50	-30
Итоговое значение	$101^{+0,087}$	$50^{+0,062}$	$5^{+0,105}$ $+0,075$	$140 \pm 0,050$	$5_{-0,030}$

7.5.2. Теоретико-вероятностный метод

При расчете размерных цепей методом *max & min* предполагалось, что в процессе обработки или сборки возможно одновременное сочетание наибольших увеличивающих и наименьших уменьшающих размеров или обратное сочетание. Оба случая наихудшие в смысле

получения точности замыкающего звена, но они маловероятны, так как отклонения от 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 обеспечить изготовление деталей при практически ничтожном риске несоблюдения предельных значений замыкающего размера.

Допуски составляющих размеров цепи при заданном допуске замыкающего звена можно рассчитывать четырьмя способами: способом равных допусков, способом назначения допусков одного качества, способом пробных расчетов, способом равного влияния.

Рассмотрим решение прямой задачи теоретико-вероятностным методом и способом назначения допусков одного качества.

Последовательность выполнения расчета теоретико-вероятностным методом и методом \max & \min аналогичны и содержат несколько основных этапов:

- выявить по сборочному чертежу узла определенную размерную цепь и изобразить ее в виде схемы и определить характер составляющих звеньев;
- определить неизвестные номинальные размеры составляющих звеньев;
- определить неизвестные допуски составляющих звеньев;
- определить неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

При решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом выполнение первых двух этапов абсолютно аналогичны этапам метода \max & \min . Далее рассмотрим третий и четвертый этап.

3. Определим неизвестные допуски составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена линейной размерной цепи при теоретико-вероятностном методе определяется по формуле (6.10):

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{n+m} \lambda_i^2 T_i^2}.$$

Для рассматриваемой размерной цепи допуск замыкающего звена составляет:

$$T_{\Delta} = t \sqrt{\lambda_1^2 T_1^2 + \lambda_2^2 T_2^2 + \lambda_3^2 T_3^2 + \lambda_4^2 T_4^2 + \lambda_5^2 T_5^2}.$$

Принимаем закон нормального распределения для рассеяния размеров всех пяти звеньев, следовательно, $\lambda^2 = \frac{1}{9}$.

При способе одного квалитета число единиц допуска определяем по формуле (6.11):

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{t\lambda\sqrt{i_1^2 + i_2^2 + i_3^2 + i_4^2 + i_5^2}},$$

где i_1, i_2, \dots, i_5 – числа единиц допуска для каждого звеньев, определяются по табл. 7.13.

t – коэффициент, зависящий от процента риска, другими словами наличия бракованных деталей в партии, значение коэффициента t приведено в табл. 7.19.

Таблица 7.19

Значение коэффициента риска t при нормальном законе распределения

Процент риска наличия бракованных деталей в партии P , %	0,01	0,05	0,10	0,27	0,5	1,0	2	3	5	10	32
Значение коэффициента t	3,89	3,48	3,29	3	2,81	2,57	2,32	2,17	1,96	1,65	1

Наиболее часто используемый вариант: $P = 0,27\% \rightarrow t = 3$.

Таким образом определим число единиц допуска a_{cp} :

$$a_{cp} = \frac{400}{3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{2,17^2 + 1,31^2 + 0,73^2 + 2,62^2 + 0,73^2}} = 105.$$

По найденному значению $a_{cp} = 105$ определяем квалитет с помощью стандарта ГОСТ 25346-2013 (табл. 7.14), и он равен 11.

Определим допуски составляющих звеньев (см. табл. 7.15). Допуски всех составляющих звеньев, соответствующие 11-му квалитету представлены в табл. 7.20.

Таблица 7.20

Значения допусков составляющих звеньев для 11-го квалитета

Номинальный размер составляющего звена, мм	$C_1 = 101$	$C_2 = 50$	$C_3 = 5$	$C_4 = 140$	$C_5 = 5$
Величина допуска, мкм	$T_1 = 220$	$T_2 = 160$	$T_3 = 75$	$T_4 = 250$	$T_5 = 75$

Выполним проверку (см. формулу (6.10)):

$$T_{\Delta} \geq t\lambda\sqrt{T_1^2 + T_2^2 + T_3^2 + T_4^2 + T_5^2};$$

$$T_{\Delta} \geq 3 \cdot \frac{1}{3} \sqrt{220^2 + 160^2 + 75^2 + 250^2 + 75^2};$$

$$400 \geq 384.$$

Квалитет выбран правильно.

4. Определим неизвестные предельные отклонения составляющих звеньев.

Аналогично методу *max & min* определим предельные отклонения по характеру звеньев, итог представлен в табл. 7.21. В качестве компенсирующего звена принимаем составляющее звено C_3

Таблица 7.21

Предельные отклонения для размеров составляющих звеньев при решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Характер составляющего звена	отверстие	отверстие	ни вал, ни отверстие	ни вал, ни отверстие	вал
Верхнее предельное отклонение $ES, мкм$	220	160	-	+125	0
Нижнее предельное отклонение $EI, мкм$	0	0	-	-125	-75
Координата середины поля допуска $\Delta T_{C_i}, мкм$	+110	+80	-	0	-34,5

$$\Delta TC_3 = \Delta TC_1 + \Delta TC_2 - \Delta TC_4 - \Delta TC_5 - \Delta TC_{\Delta};$$

$$\Delta TC_3 = 110 + 80 - 0 - (-34,5) - 0 = 227,5 \text{ мкм}.$$

Затем находим предельные отклонения для звена C_3 :

$$ES_{C_3} = \Delta TC_3 + \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$ES_{C_3} = 227,5 + \frac{1}{2} 75 = 265 \text{ мкм};$$

$$EI_{C_3} = \Delta TC_3 - \frac{T_{C_3}}{2};$$

$$EI_{C_3} = 227,5 - \frac{1}{2}75 = 190 \text{ мкм}.$$

Конечный результат расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом представлен в табл. 7.22.

Таблица 7.22

Номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев при решении прямой задачи теоретико-вероятностным методом

Составляющие звенья	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Номинальный размер, мм	101	50	5	140	5
Допуск, мкм	220	160	75	250	75
Верхнее предельное отклонение ES , мкм	+220	+160	+265	+125	0
Нижнее предельное отклонение EI , мкм	0	0	+190	-125	-75
Итоговое значение, мм	$101^{+0,220}$	$50^{+0,160}$	$5^{+0,265}_{+0,190}$	$140 \pm 0,125$	$5_{-0,075}$

СЛОВАРЬ ТЕРМИНОВ

В

Вал (охватываемая поверхность) – термин, условно принимаемый для обозначений наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

Взаимозаменяемость – свойство деталей и сборочных единиц изделий, независимо изготовленных с заданной точностью, обеспечивать возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в сборочные единицы, а сборочных единиц - в изделия при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции в целом.

Д

Действительный размер (actual size) – это размер, присоединенного полного элемента. Действительный размер получают путем измерений.

Длина общей нормали - расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям.

Допуск размера – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называется *допуском размера* (T_D, T_d).

З

Зазор (clearance) – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала.

Звено замыкающее (исходное) – это звено, определяющее точность размеров и качество детали (изделия) в целом.

Звенья увеличивающие – это такие звенья, с увеличением которых увеличивается и замыкающее звено, увеличивающее звено обозначается стрелкой.

Звенья уменьшающие - это такие звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается, уменьшающее звено обозначается стрелкой

И

Интервал допуска (tolerance interval) –совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы.

К

Квалитет (standard tolerance grade) – группа допусков на линейные размеры, характеризующаяся общим обозначением. Каждый квалитет соответствует одному уровню точности для любых номинальных размеров.

Класс допуска (tolerance class) - сочетание основного отклонения и квалитета.

М

Метод max & min – метод расчета размерных цепей, при котором учитываются только сочетания таких составляющих звеньев, когда все увеличивающие звенья имеют наибольшие предельные размеры, а уменьшающие звенья – наименьшие предельные размеры или наоборот.

Метод подобия – метод выбора посадок, при котором применяются справочные рекомендации, разработанные в соответствии с классификацией конструкций.

Метод прецедентов (аналогов) – метод выбора посадок, при котором при конструировании изделия или узла используют посадку из ранее разработанных конструкций подобного типа при условии, что имеются сведения о положительных результатах работы таких конструкций.

Модуль t представляет собой длину, приходящуюся по делительному диаметру на один зуб колеса.

Н

Нагружение кольца колебательное – такой вид нагружения, при котором подвижное кольцо подшипника подвергается одновременно воздействию радиальных нагрузок: постоянной по направлению \vec{F}_r и вращающейся \vec{F}_c , меньшей или равной \vec{F}_r .

Нагружение кольца местное – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Нагружение кольца циркуляционное – такой вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка воспринимается и передается телами качения в процессе вращения последовательно по всей дорожке качения, а, следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

Намяг (interference) – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Номинальный размер (nominal size) размер геометрического элемента идеальной формы, определяемый чертежом. Для отверстия номинальный размер обозначается D , для вала – d . Номинальный размер, определяемый исходя из функционального назначения детали или узла, он указывается на чертеже, и служит началом отклонений.

Нормальная температура – температура, которая во всех странах принята равной $+20^{\circ}\text{C}$ (ГОСТ 9249-59).

О

Обратная задача при расчете размерных цепей – по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

Отверстие (охватывающая поверхность) – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

Отклонение (deviation) – разность между значением и опорным значением. Для отклонений размеров опорным значением является номинальный размер.

Основное отклонение (fundamental deviation) – предельное отклонение, определяющее расположение интервала допуска относительно номинального размера.

Отклонение предельное (limit deviation) – верхнее предельное отклонение или нижнее предельное отклонение от номинального размера. Предельные отклонения могут принимать любые значения: положительные, отрицательные или равные нулю.

П

Предельные размеры (limits of size) – предельно допустимые размеры размерного элемента. Б'ольший из двух предельных размеров – *верхний предельный размер (upper limit of size; ULS; D_{\max}, d_{\max})* меньший – *нижний предельный размер (lower limit of size; LLS; D_{\min}, d_{\min})*.

Пределы допуска (tolerance limits) – установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границы допустимых значений.

Посадка – характер соединения двух деталей (вала и отверстия), определяемый разностью их размеров до сборки.

Посадка в системе вала (shaft-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (верхнее предельное отклонение) вала равно нулю.

Посадка в системе отверстия (hole-basis fit system) – посадка, в которой основное отклонение (нижнее предельное отклонение) отверстия равно нулю.

Переходная посадка (transition fit) – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении.

Посадка с зазором (clearance fit) – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. нижний предельный размер отверстия больше верхнего предельного размера вала или равен ему.

Посадка с натягом (interference fit) – посадка при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. верхний предельный размер отверстия меньше нижнего предельного размера вала или равен ему.

Прямая задача при расчете размерной цепи – по заданному номинальному размеру и допуску замыкающего звена определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи.

Р

Размер – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения.

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

Т

Теоретико-вероятностный метод – метод расчета размерных цепей, при котором учитываются законы распределения размеров деталей внутри партии и случайный характер их сочетания на сборке при серийном, крупносерийном или массовом производстве.

Точность – это степень соответствия изготовленных изделий заранее установленным параметрам, задаваемым чертежом, техническими условиями и стандартами.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Белкин, И.М. Допуски и посадки [Текст]: учеб пособие / И.М. Белкин. М.: Машиностроение, 1992. 528 с.

Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст]: учебник для вузов 3-е изд. / Ю.В. Димов. СПб.: Питер, 2010. 464 с.

Допуски и посадки [Текст]: справочник / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. Л.: Машиностроение, 1983. Ч. 1. 543 с.

Допуски и посадки [Текст]: справочник / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. Л.: Машиностроение, 1983. Ч. 2. 448 с.

Дунаев, П.Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора [Текст]: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов, Л.П. Варламов. М.: Высш. шк., 1984. 117 с.

Казанцева, Н.К. Выбор посадки в узлах с подшипниками качения [Текст]: метод. указ. / Н.К.Казанцева. Екатеринбург: УГЛТА, 1995. 24 с.

Казанцева, Н.К. Контроль точности зубчатых колес [Текст]: метод. указ. / Н.К. Казанцева. Екатеринбург: УГЛТА, 1995. 16 с.

Казанцева, Н.К. Определение допусков для зубчатых передач [Текст]: метод. указ. / Н.К. Казанцева. Екатеринбург: УГЛТА, 1994. 30 с.

Казанцева, Н.К. Правила выполнения чертежей зубчатых колес [Текст]: метод. указ. / Н.К. Казанцева. Екатеринбург: УГЛТУ, 2007. 16 с.

Казанцева, Н.К. Расчет размерных цепей [Текст]: метод. указ. / Н.К. Казанцева. Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. 25 с.

Саранча, Г.А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник / Г.А. Саранча. М.: Изд-во стандартов, 1982. 264 с.

Тищенко, О.Ф., Валединский, А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник / О.Ф. Тищенко, А.С. Валединский. М.: Машиностроение, 1977. 357 с.

Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник 5-е изд. / А.И. Якушев. М.: Машиностроение, 1979. 341 с.

Якушев, А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения [Текст]: учебник для вузов / А.И. Якушев, Л.Н. Воронцов, Н.М. Федотов. М.: Машиностроение, 1986. 352 с.

НАНЕСЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ НА ЧЕРТЕЖ

Методические указания составлены на основе стандарта ГОСТ 2.309-73 ЕСКД. Обозначения шероховатости поверхностей (с Изменениями N 1, 2, 3). Данный стандарт полностью соответствует стандарту ИСО 1302.

1. ОБОЗНАЧЕНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

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

1.2. Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис. П.1.1.



Рис. П.1.1. Структура обозначения шероховатости поверхности

1.3. В обозначении шероховатости поверхности применяют один из знаков, изображенных на рис. П.1.2.

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

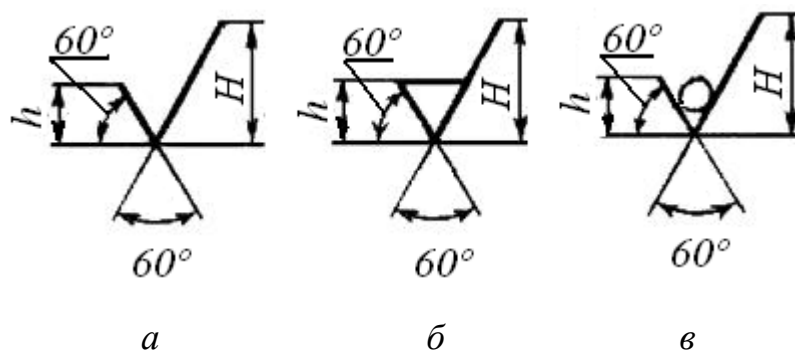


Рис. П. 1.2. Варианты знака шероховатости

В обозначении шероховатости поверхности, способ обработки которой конструктором не устанавливается, применяют знак (рис. П.1.2,а).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована только удалением слоя материала, применяют знак (рис. П.1.2,б).

В обозначении шероховатости поверхности, которая должна быть образована без удаления слоя материала, применяют знак с указанием значения параметра шероховатости (рис. П.1.2,в).

1.4. Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, должны быть отмечены знаком без указания параметра шероховатости.

1.5. Значение параметра шероховатости по ГОСТ 2789-73 указывают в обозначении шероховатости после соответствующего символа, например: $Ra\ 0,4$; $R_{max}\ 6,3$; $Sm\ 0,63$; $t_{50}\ 70$; $S\ 0,032$; $Rz\ 50$.

1.5а. При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр шероховатости без предельных отклонений, например: $\sqrt{Ra\ 0,4}$; $\sqrt{Rz\ 50}$.

1.5б. При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать "min", например: $\sqrt{Ra\ 3,2\ min}$; $\sqrt{Rz\ 50\ min}$.

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

$$Ra_{0,4}^{0,8}; R_{max}_{0,30}^{0,80} \text{ и др.}$$

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

1.7. При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями по ГОСТ 2789-73, например:

$Ra_{1+20\%}$; $Rz_{100_{-10\%}}$; $Sm_{0,63^{+20\%}}$; $t_{50} 70 \pm 40\%$ и т.п.

1.8. При указании двух и более параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости значения параметров записывают сверху вниз в следующем порядке (см. рис. П.3.3):

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

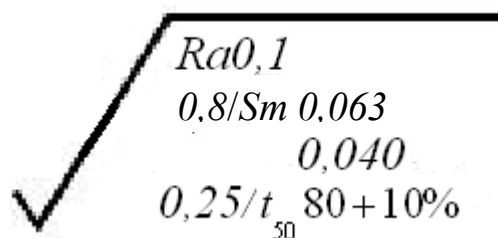


Рис. П.1.3. Обозначение шероховатости при двух и более параметрах

1.9. При нормировании требований к шероховатости поверхности параметрами Ra , Rz , $Rmax$ базовую длину в обозначении шероховатости не приводят, если она соответствует указанной в приложении 1 ГОСТ 2789-73 для выбранного значения параметра шероховатости.

1.10. Условные обозначения направления неровностей должны соответствовать приведенным в таблице. Условные обозначения направления неровностей приводят на чертеже при необходимости.

1.11. Вид обработки поверхности указывают в обозначении шероховатости только в случаях, когда он является единственным, применимым для получения требуемого качества поверхности (рис. П.1.4).

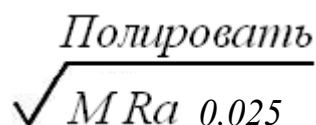






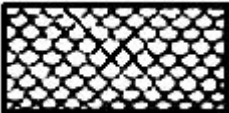


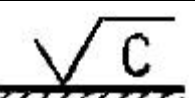


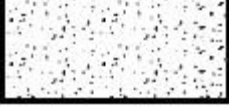
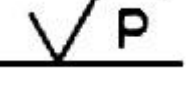


Рис. П.1.4. Знак шероховатости с указанием вида обработки

Возможные направления неровностей

Типы направления неровностей		Обозначение
Название	Схематическое изображение	
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающиеся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		
Точечное		

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Общие сведения	4
1.1. Точность и взаимозаменяемость	4
1.2. Основные понятия и определения	5
1.3. Соединения и посадки	9
2. Взаимозаменяемость гладких цилиндрических поверхностей	12
2.1. Квалитет	12
2.2. Единая система допусков и посадок (ЕСДП)	15
3. Выбор посадок для гладких цилиндрических поверхностей	20
3.1. Методы выбора посадок	20
3.2. Расчет посадок с натягом	20
4. Система допусков и посадок для подшипников качения	25
4.1. Общие сведения	25
4.2. Выбор посадок для подшипников качения	28
5. Нормирование точности для цилиндрических зубчатых колес и передач	33
5.1. Применение зубчатых передач	33
5.2. Система допусков для цилиндрических зубчатых колес и передач	36
5.3. Перечень показателей для контроля точности зубчатых колес ...	41
6. Размерные цепи	43
6.1. Основные термины и определения, классификация размерных цепей	43
6.2. Решение прямой задачи методом max & min	46
6.3. Решение прямой задачи теоретико-вероятностным методом	48
7. Практические рекомендации для выполнения курсового проекта ...	53
7.1. Определение типа посадки	53
7.2. Расчет точности неподвижных соединений	55
7.3. Выбор посадки для подшипника качения	59
7.4. Определение допусков для зубчатых колес	65
7.5. Нормирование точности с помощью расчета размерных цепей ...	80
7.5.1. Метод max & min	80
7.5.2. Теоретико-вероятностный метод	86
Словарь терминов	91
Рекомендуемая литература	95
Приложение. Нанесение параметров шероховатости на чертеж	96

Учебное издание

Казанцева
Надежда Константиновна

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Учебное пособие

ISBN 978-5-94984-516-5



9 785949 845165

Редактор Р.В. Сайгина
Компьютерная верстка Т.В. Упоровой

Подписано в печать 22.05.2015

Печать офсетная

Формат 60×84 1/16

Усл. печ. л. 6,04

Тираж 100 экз.

Уч.-изд. л. 4,05

Заказ №

ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет»
620100, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37
Тел.: 8(343)262-96-10. Редакционно-издательский отдел

Отпечатано с готового оригинал-макета
Типография ООО «ИЗДАТЕЛЬСТВО УМЦ УПИ»
620062, РФ, Свердловская область, Екатеринбург, ул. Гагарина, 35а, оф. 2