

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Кубанский государственный аграрный  
университет имени И. Т. Трубилина»

М. И. Чеботарёв, М. Р. Кадыров

## НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ В СОЕДИНЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебное пособие

Краснодар  
КубГАУ  
2017

**УДК 621.71 (075.8)**  
**ББК 34.41**  
**Ч-34**

**Рецензенты:**

**Е. И. Винецкий** – профессор, д-р техн. наук  
(ГНУ ВНИИТТИ Россельхозакадемии);

**А. Г. Черноиванов** – директор  
Северо-Кавказского научного центра ГОСНИТИ;

**В. Ю. Фролов** – профессор, д-р техн. наук  
(Кубанский государственный аграрный университет)

**Чеботарёв М. И.**

**Ч-34** Нормирование точности в соединениях деталей машин : учеб.  
пособие / М. И. Чеботарёв, М. Р. Кадыров. – Краснодар : КубГАУ,  
2017. – 187 с.

**ISBN 978-5-00097-431-5**

В учебном пособии приводятся теоретические сведения, методики расчета и решения заданий по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация», приводится пример выполнения заданий по дисциплине.

Предназначено для студентов направлений подготовки: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»; 35.03.06 «Агроинженерия», профиль «Технические системы в агробизнесе».

**УДК 621.71 (075.8)**  
**ББК 34.41**

**ISBN 978-5-00097-431-5**

© Чеботарёв М. И.,  
Кадыров М. Р., 2017  
© ФГБОУ ВО «Кубанский  
государственный аграрный  
университет имени  
И. Т. Трубилина», 2017

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Эксплуатационные показатели механизмов и машин (долговечность, надежность, точность и т. д.) в значительной мере зависят от правильности выбора посадок, допусков формы и расположения, шероховатости поверхности. Любое, даже незначительное, отклонение размеров, формы и расположения осей или поверхностей одной какой-либо из деталей вызывают отклонения у других деталей, так как детали в собранном изделии связаны друг с другом, а это снижает надежность машины.

В пособии рассмотрены вопросы выбора посадок, допусков формы и расположения, выбора шероховатости поверхностей элементов типовых деталей машин, приведен порядок расчета некоторых посадок, даны основные сведения по построению и расчету конструкторских размерных цепей.

В работе для освещения этих вопросов объединены разрозненные данные, изложенные в специальной литературе, и выделены наиболее важные положения.

Пособие содержит теоретические сведения, справочные таблицы и примеры выполнения некоторых расчетов по взаимозаменяемости. В нем даны основные сведения (и числовые значения) по допускам и посадкам гладких соединений, допускам формы и расположения поверхностей, шероховатости и др., необходимые при проектировании, конструировании и разработке сборочных и деталейных чертежей, выполнении курсовых и выпускных квалификационных работ.

# 1 СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

## 1.1 Основные термины, понятия и обозначения

Детали, частично или полностью входящие одна в другую, образуют подвижное или неподвижное **соединение**. В соединениях деталей различают элементы:

– **вал** – термин, условно применяемый для обозначения наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы (рисунок 1.1);

– **отверстие** – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы (рисунок 1.1).

Элементы деталей, из которых состоят соединения, характеризуются размерами. **Размер** – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. п.) в выбранных единицах измерения. В машиностроении все размеры принято указывать в миллиметрах:

$$1 \text{ мм} = 1000 \text{ мкм}; 1 \text{ мкм} = 0,001 \text{ мм}.$$

Различают номинальный, действительный и предельные размеры.

**Номинальный размер** – размер, относительно которого определяются отклонения. Размеры диаметров, относящиеся к отверстиям, обозначают прописной  $D$ , а к валам – строчной  $d$  буквами латинского алфавита. Значение номинального размера определяется конструктором расчетами на прочность, жесткость, усталость или его выбирают, исходя из конструктивных соображений, а затем округляют до ближайшего, как правило, большего размера из ряда нормальных линейных размеров. Этот **размер указывают на чертеже и в технической документации**, и он является номинальным.

**Действительный размер**  $D_o, d_o$  – размер элемента, установленный измерением с допустимой погрешностью. Это размер, который выявляется экспериментальным путем, т. е. измерением, и называется действительным, если он выявлен с допустимой погрешностью, установленной нормативными документами.

**Предельные размеры** – это два предельно допустимых размера элемента детали, между которыми должен находиться или мо-

жет быть равен им действительный размер годной детали. Большой из них называется **наибольшим предельным размером**, а меньший – **наименьшим предельным размером**. Эти размеры могут быть больше или меньше номинального размера и могут совпадать с номинальным размером.

Предельные размеры принято обозначать  $D_{max}$ ,  $D_{min}$  – для отверстий,  $d_{max}$ ,  $d_{min}$  – для валов (рисунок 1.1).

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

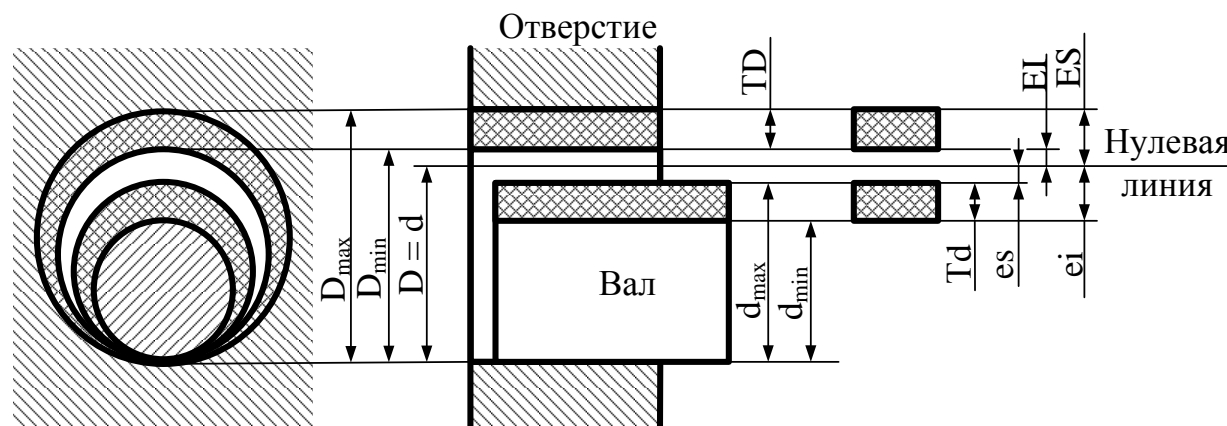


Рисунок 1.1 – Параметры вала и отверстия:

- $D$  – номинальный размер отверстия;  $D_{max}$  – максимальный размер отверстия;
- $D_{min}$  – минимальный размер отверстия;  $d$  – номинальный размер вала;
- $d_{max}$  – максимальный размер вала;  $d_{min}$  – минимальный размер вала;
- $EI$  – нижнее отклонение отверстия;  $ES$  – верхнее отклонение отверстия;
- $ei$  – нижнее отклонение вала;  $es$  – верхнее отклонение вала;
- $Td$  – допуск размера вала;  $TD$  – допуск размера отверстия

## 1.2 Допуски и посадки по ЕСДП

**Единой системой допусков и посадок (ЕСДП)** называется совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей

машин, что дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и взаимозаменяемость деталей машин.

**Основное отклонение** – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. Основным является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

**Квалитет** – совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующие одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Установлено 20 квалитетов, 27 основных отклонений валов и 27 основных отклонений отверстий. Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными.

Схема расположения основных отклонений с указанием квалитетов, в которых рекомендуется их применять, для размеров до 500 мм приведена с небольшими сокращениями на рисунке 1.2. Затемненная область относится к отверстиям. Отклонение *H* является основным для отверстия, а отклонение *h* – основным для вала.

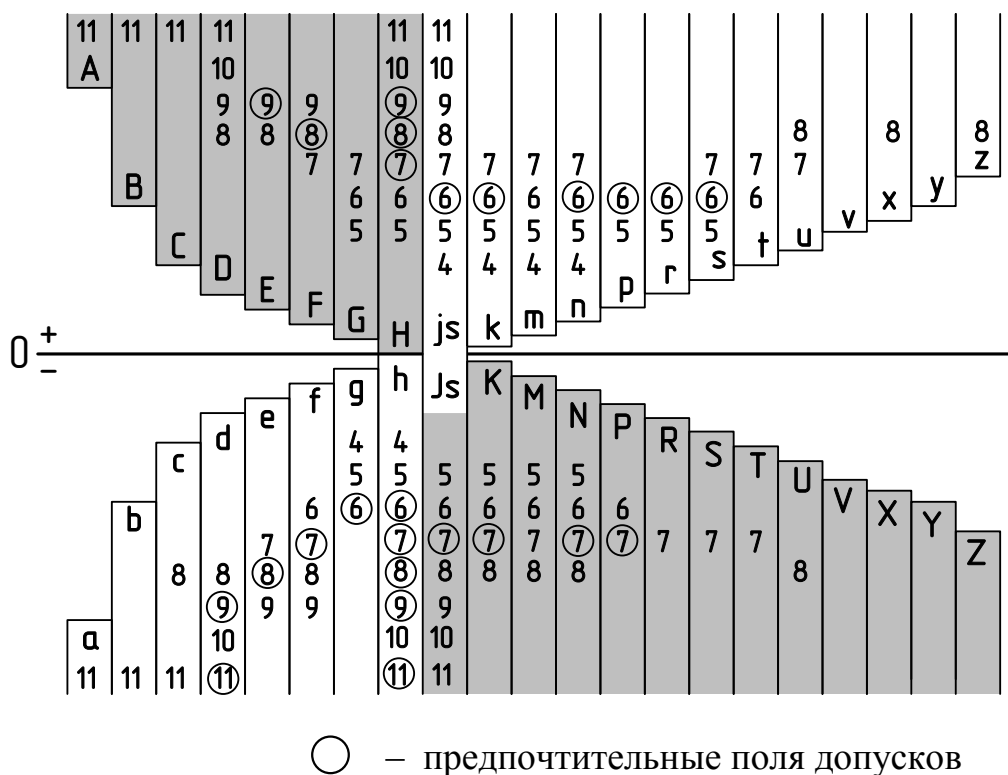


Рисунок 1.2 – Схема расположения основных отклонений

**Поле допуска в ЕСДП** образуется сочетанием одного из основных отклонений и стандартного допуска по одному из квалитетов, которое указывается после номинального размера. Например, для вала  $20h6$ ,  $40g7$ ,  $60p8$ , а для отверстия:  $80H6$ ,  $100F7$  или  $180Js8$ . При этом основное отклонение определяет положение поля допуска относительно номинального размера, а квалитет – значение допуска. Предельные отклонения размеров валов и отверстий приведены в таблицах А1 и А2 приложения А.

**Посадка** – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

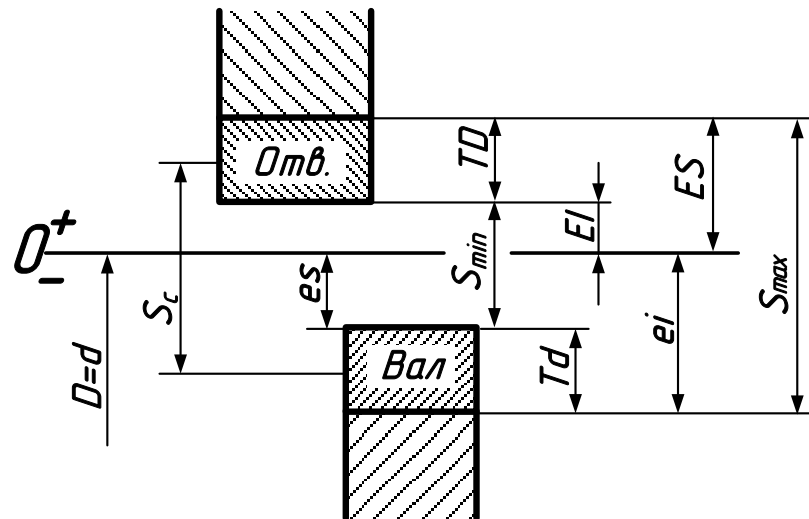
**Допуск посадки** – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

**Зазор  $S$**  – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если отверстие больше размера вала. *Посадка с зазором* – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т. е. наименьший предельный размер отверстия всегда больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рисунок 1.3 а).

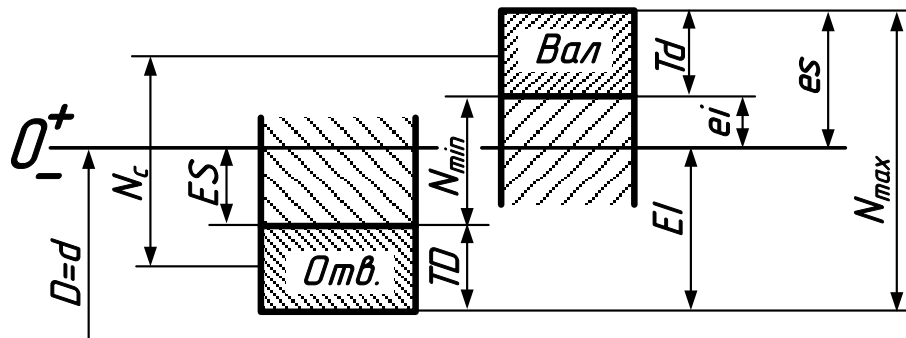
**Натяг  $N$**  – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. *Посадка с натягом* – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т. е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рисунок 1.3 б).

*Переходная посадка* – посадка, при которой возможно получение как зазора так и натяга в соединении, в зависимости от действительных размеров отверстия и вала. При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рисунок 1.3 в).

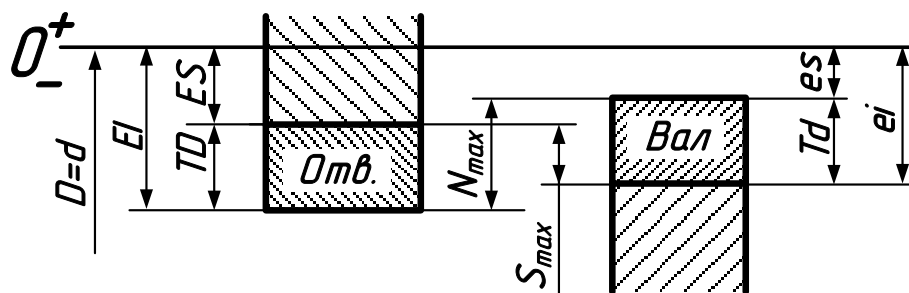
Посадки в ЕСДП обозначают записью полей допусков отверстия и вала в виде дроби. При этом *поле допуска отверстия всегда указывается в числителе дроби, а поле допуска вала – в знаменателе*. Это правило распространяется на обозначения и других видов соединений (резьбовых, шпоночных, шлицевых и т. д.), а не только гладких цилиндрических.



а) посадка с зазором



б) посадка с натягом



в) переходная посадка

Рисунок 1.3 – Параметры соединения «вал–отверстие» при различных посадках:

$S_{min}$  – наименьший зазор;  $S_{max}$  – наибольший зазор;  $S_c$  – средний зазор;  
 $N_{min}$  – наименьший натяг;  $N_{max}$  – наибольший натяг;  $N_c$  – средний натяг



### 1.3 Основные расчетные зависимости

Таблица 1.1 – Основные обозначения размеров

Наименование	Обозначение	Определение	Расчетная формула
Номинальный размер отверстия	$D$	Размер, полученный конструктором в результате расчетов	Инженерный расчет
Номинальный размер вала	$d$	Размер, полученный конструктором в результате расчетов	Инженерный расчет
Наибольший предельный размер отверстия	$D_{max}$	Наибольший допустимый размер отверстия	$D_{max} = D + ES$
Наименьший предельный размер отверстия	$D_{min}$	Наименьший допустимый размер отверстия	$D_{min} = D + EI$
Наибольший предельный размер вала	$d_{max}$	Наибольший допустимый размер вала	$d_{max} = d + es$
Наименьший предельный размер вала	$d_{min}$	Наименьший допустимый размер вала	$d_{min} = d + ei$
Допуск отверстия	$TD$	Разность наибольшего и наименьшего предельных размеров или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями	$TD = D_{max} - D_{min}$ $TD = ES - EI$
Допуск вала	$Td$		$Td = d_{max} - d_{min}$ $Td = es - ei$
Минимальный зазор	$S_{min}$	Разность наименьшего предельного размера отверстия и наибольшего предельного размера вала или разность между нижним отклонением отверстия и верхним отклонением вала	$S_{min} = D_{min} - d_{max}$
			$S_{min} = EI - es$
Максимальный зазор	$S_{max}$	Разность наибольшего предельного размера отверстия и наименьшего предельного размера вала или разность между верхним отклонением отверстия и нижним отклонением вала	$S_{max} = D_{max} - d_{min}$
			$S_{max} = ES - ei$

Продолжение таблицы 1.1

Наименование	Обозначение	Определение	Расчетная формула
Средний зазор	$S_c$	Полусумма максимального и минимального зазоров	$S_c = 0,5(S_{max} + S_{min})$
Минимальный натяг	$N_{min}$	Разность наименьшего предельного размера вала и наибольшего предельного размера отверстия или разность между нижним отклонением вала и верхним отклонением отверстия	$N_{min} = d_{min} - D_{max}$
			$N_{min} = ei - ES$
Максимальный натяг	$N_{max}$	Разность наибольшего предельного размера вала и наименьшего предельного размера отверстия или разность между верхним отклонением вала и нижним отклонением отверстия	$N_{max} = d_{max} - D_{min}$
			$N_{max} = es - EI$
Средний натяг	$N_c$	Полусумма максимального и минимального натягов	$N_c = 0,5(N_{max} + N_{min})$
Допуск посадки с зазором	$TS$	Разность между максимальным и минимальным зазорами или сумма допусков отверстия и вала	$TS = S_{max} - S_{min}$
			$TS = TD + Td$
Допуск посадки с натягом	$TN$	Разность между максимальным и минимальным натягами или сумма допусков отверстия и вала	$TN = N_{max} - N_{min}$
			$TN = TD + Td$
Допуск переходной посадки	$TNS$	Сумма максимальных зазора и натяга или сумма допусков отверстия и вала	$TNS = S_{max} + N_{max}$
			$TNS = TD + Td$

Для образования различных посадок ЕСДП предусматривает две системы посадок: систему отверстия и систему вала.

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

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

Системы отверстия и вала формально равнозначны. Однако система отверстия является предпочтительной, так как она более экономичная.

#### 1.4 Обозначение предельных значений на чертежах

Предельные отклонения размеров на чертежах следует указывать согласно стандарту, при этом следует руководствоваться следующими правилами.

1 Предельные отклонения размеров следует указывать непосредственно после номинальных размеров (46f8, 46f8<sup>(-0,025)</sup><sub>-0,064</sub>), 46<sup>-0,025</sup><sub>-0,064</sub>).

2 Предельные отклонения линейных и угловых размеров относительно низкой точности допускается не указывать непосредственно после номинальных размеров, а оговаривать общей записью в технических требованиях чертежа.

Например, «H14, h14,  $\pm \frac{IT14}{2}$ », что означает, неуказанные предельные отклонения отверстий должны быть выполнены по H14, валов – по h14, прочие размеры должны иметь симметричные отклонения  $\pm \frac{IT14}{2}$ . Данная запись одновременно устанавливает предельные отклонения радиусов закруглений, фасок, углов с неуказанными допусками.

3 При указании предельных отклонений предпочтение следует отдавать условному обозначению полей допусков (46f8, 25H7, 95js10).

4 При указании предельных отклонений условными обозначениями обязательно указывать их числовые значения в следующих случаях:

– при назначении предельных отклонений размеров, не включенных в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636 (25,8<sup>+0,084</sup>, 46,25<sup>-0,025</sup><sub>-0,064</sub>);

- при назначении предельных отклонений, условные обозначения которых не предусмотрены в ГОСТ 25347 ( $49_{-0,1}$ ,  $25\pm 0,2$ );
- при назначении предельных отклонений размеров уступов с несимметричным полем допуска (рисунок 1.4);
- при указании рабочих размеров на ремонтных чертежах (рисунок 1.5).

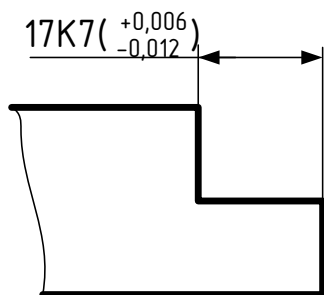


Рисунок 1.4 – Указание предельных отклонений размера уступа с несимметричным полем допуска

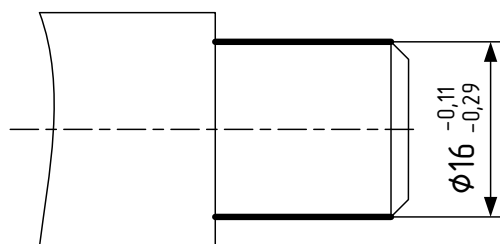


Рисунок 1.5 – Указание рабочего размера на ремонтном чертеже

5 Предельные отклонения угловых размеров указывают только числовыми значениями ( $35^\circ\pm 30'$ ,  $28^\circ\pm 1^\circ$ ).

### Контрольные вопросы

1. Какой размер называется номинальным?
2. Какой размер называется действительным?
3. Что такое предельные отклонения и допуск?
4. Как называется зона, заключенная между линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям размера, при графическом изображении размера?
5. Какому размеру соответствует нулевая линия при графическом изображении поля допуска?
6. Что такое зазор и каковы условия его образования?
7. Что такое натяг и каковы условия его образования?
8. Что такое переходная посадка?
9. Как образуются посадки в системе отверстия?
10. Как образуются посадки в системе вала?
11. Что такое система допусков и посадок?
12. Что называется качеством?

## 2 ПОГРЕШНОСТИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Любую деталь можно представить как совокупность геометрических, идеально точных объемов, имеющих цилиндрические, плоские, конические, эвольвентные и другие поверхности. Например, вал, в общем случае, образован сочетанием ряда цилиндров. В процессе изготовления деталей и эксплуатации машин возникают погрешности не только размеров, но также формы и расположения номинальных поверхностей. Таким образом, в чертежах форму деталей задают идеально точными номинальными поверхностями, плоскостями, профилями. Изготовленные детали имеют реальные поверхности, плоскости, профили, которые отличаются от номинальных отклонениями формы и расположении.

### 2.1 Основные понятия и обозначения

**Номинальная поверхность** – идеальная поверхность, размеры и форма которой соответствуют заданным номинальным размерам и номинальной форме.

**Реальная поверхность** – поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

**Профиль** – линия пересечения поверхности с плоскостью или с заданной поверхностью.

**Отклонением формы** поверхности или профиля называют отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля). В общем случае в отклонение формы входит волнистость поверхности (профиля) и не входит шероховатость. Отклонения формы поверхностей (профиля) отсчитывают от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающих поверхности, прямой, профиля по нормали к ним.

**Прилегающая плоскость** – плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

**Прилегающая прямая** – прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

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

**Прилегающий цилиндр** – цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности, или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.

**Нормируемый участок  $L$**  – участок поверхности или линии, к которому относится допуск формы, допуск расположения или соответствующее отклонение. Если нормируемый участок не задан, то допуск или отклонение относится ко всей рассматриваемой поверхности или длине рассматриваемого элемента. Номинальное расположение поверхности, оси или профиля определяется номинальными линейными или угловыми размерами между рассматриваемой поверхностью (прямой, профилем) и базой. **Базой** называют элемент детали (поверхность, ось, точку), по отношению к которому заданы допуски расположения. Если база не задана, то номинальное положение рассматриваемых поверхностей (прямых, профилей) определяется номинальными размерами между ними, а реальное расположение тех же рассматриваемых элементов определяется действительными линейными или угловыми размерами.

Допуски формы и расположения поверхностей установлены стандартом в 16-ти степенях точности (степени точности обозначают в порядке убывания 1, 2, ...).

Для каждого вида допуска формы и расположения установлен определенный знак (таблица 2.1).

Условное обозначение допуска содержит знак и числовое значение (рисунки 2.1, 2.2, 2.3). Эти данные вписывают в рамку, разделенную на две или три части. Рамку соединяют с контурной или выносной линией изделия.

Таблица 2.1 – Допуски формы и расположения поверхностей

Группа	Допуск	Знак	Группа	Допуск	Знак
Допуски формы	Прямолинейности		Суммарные допуски поверхностей формы и расположения	Радиального и торцового биения; биения в заданном направлении	
	Плоскостности				
	Круглости				
	Цилиндричности				
	Профиля продольного сечения			Полного радиального и торцового биения	
Допуски расположения поверхностей	Параллельности			Формы заданного профиля	
	Перпендикулярности				
	Наклона			Формы заданной поверхности	
	Соосности				
	Симметричности				
	Позиционный				
	Пересечения осей				

Примечание – Допуски соосности, симметричности, пересечения осей, позиционные допуски указываются обязательно или в диаметральном или в радиусном выражении

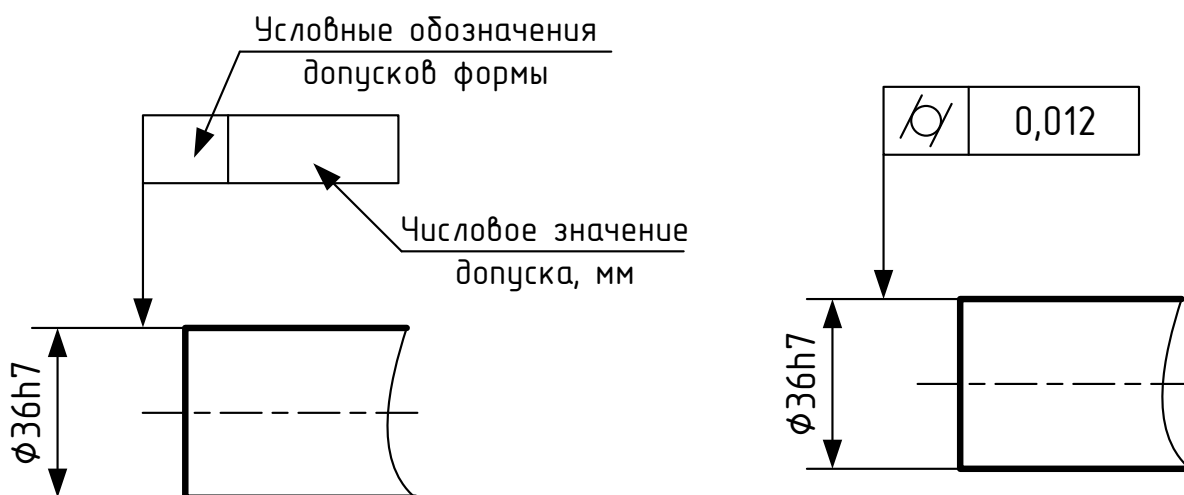


Рисунок 2.1 – Обозначения допусков формы и расположения на чертеже

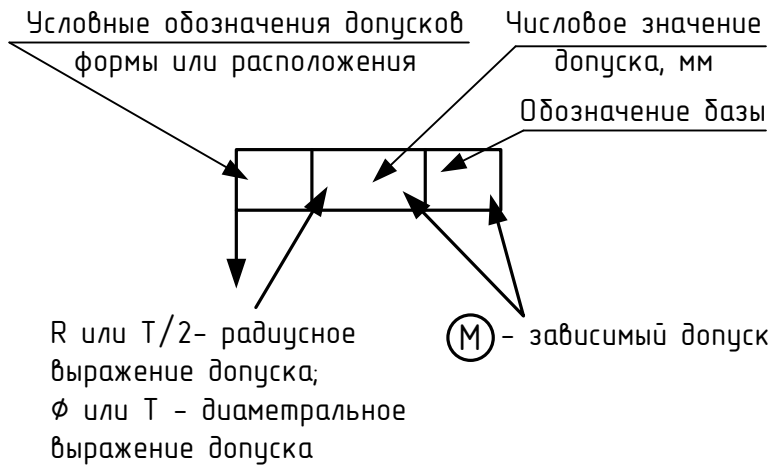


Рисунок 2.2 – Условные обозначения допусков формы и расположения

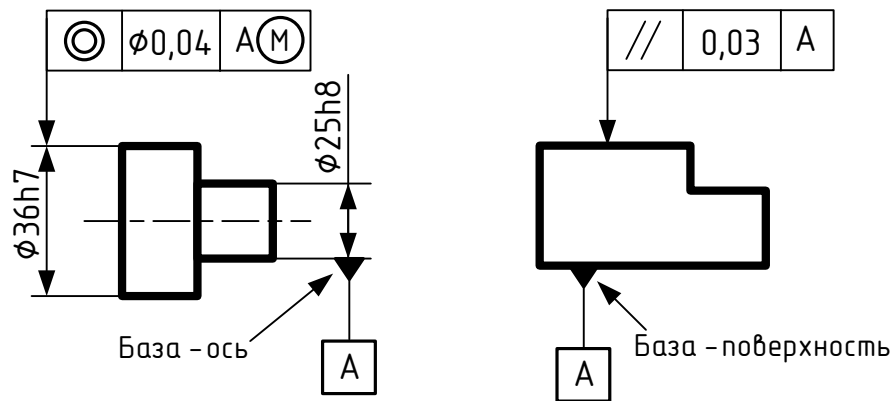


Рисунок 2.3 – Условные обозначения допусков формы и расположения и баз

Допуски могут быть заданы на ограниченной длине или одновременно на всей длине и на ограниченном участке. Базы обычно обозначают затемненным треугольником, и соединяют с рамкой, в которой дано буквенное обозначение базы или условное обозначение допуска. Обозначение допусков формы и расположения и определение их параметров показано на рисунках 2.4, 2.5, 2.6 и 2.7.

Допуски формы должны назначаться только в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера. Степень точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от качества допуска диаметра и относительной геометрической точности приведены в таблице А3.



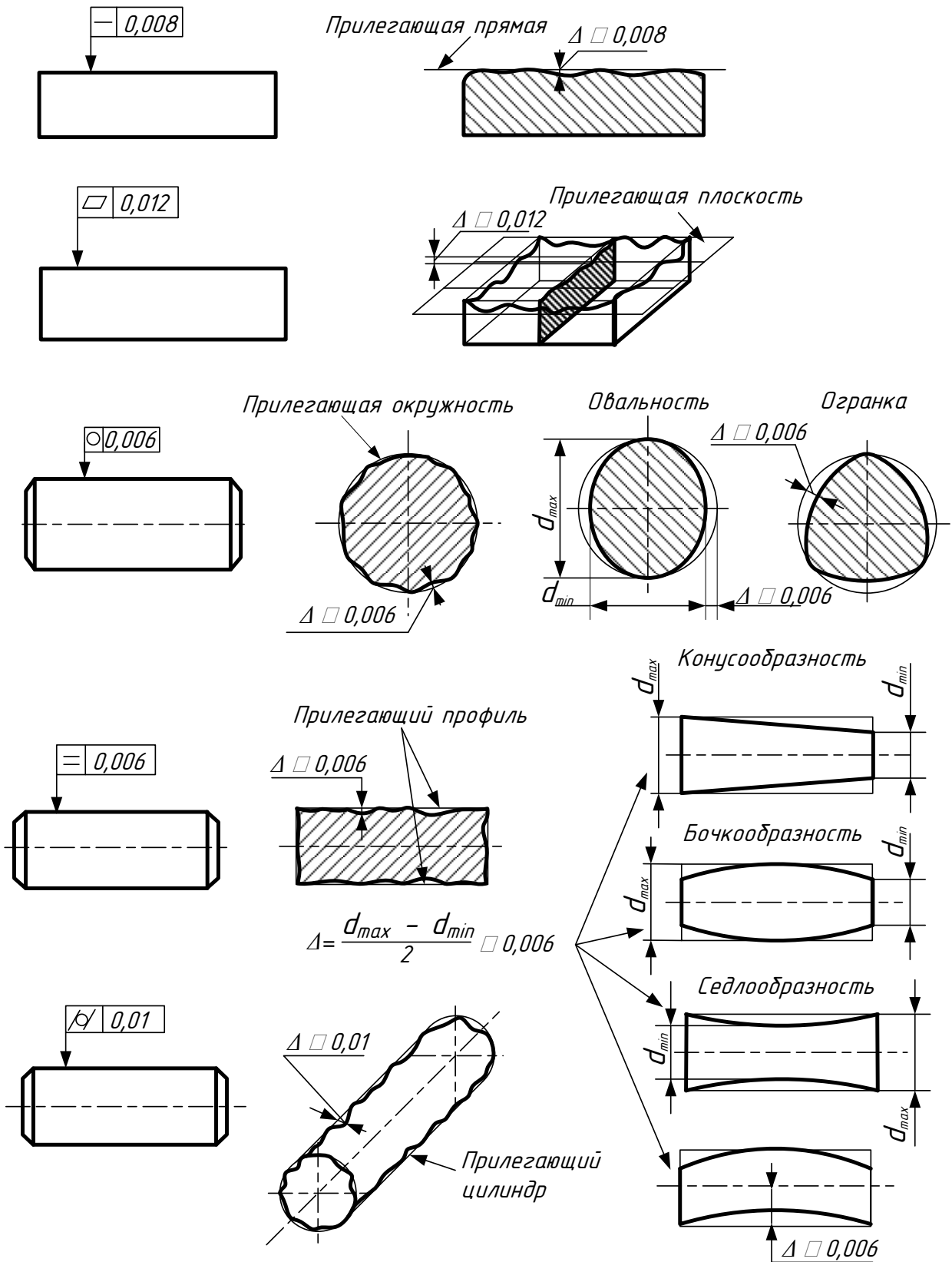


Рисунок 2.4 – Обозначения и определение параметров допусков формы

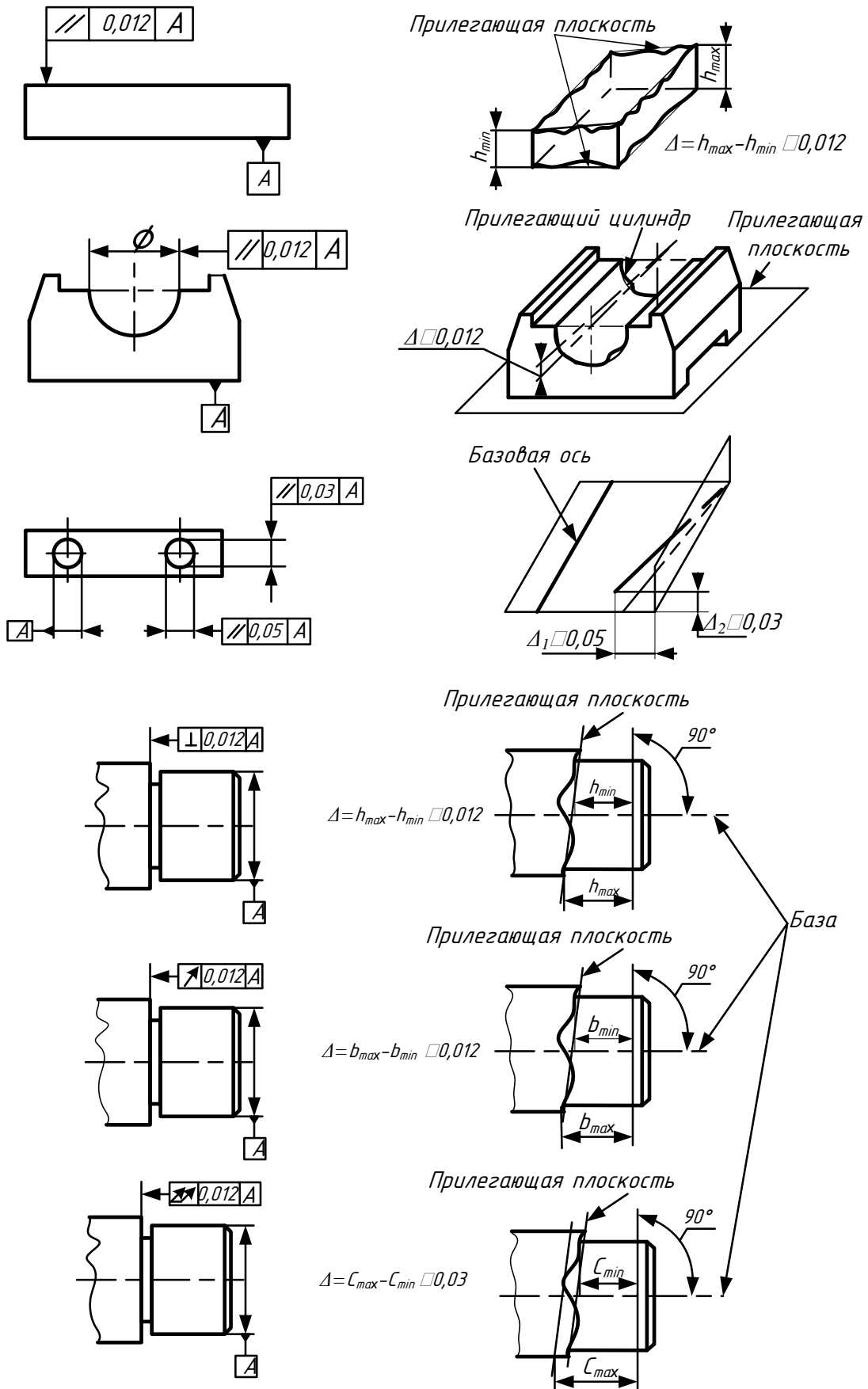


Рисунок 2.5 – Обозначения и определение параметров допусков расположения и суммарных допусков

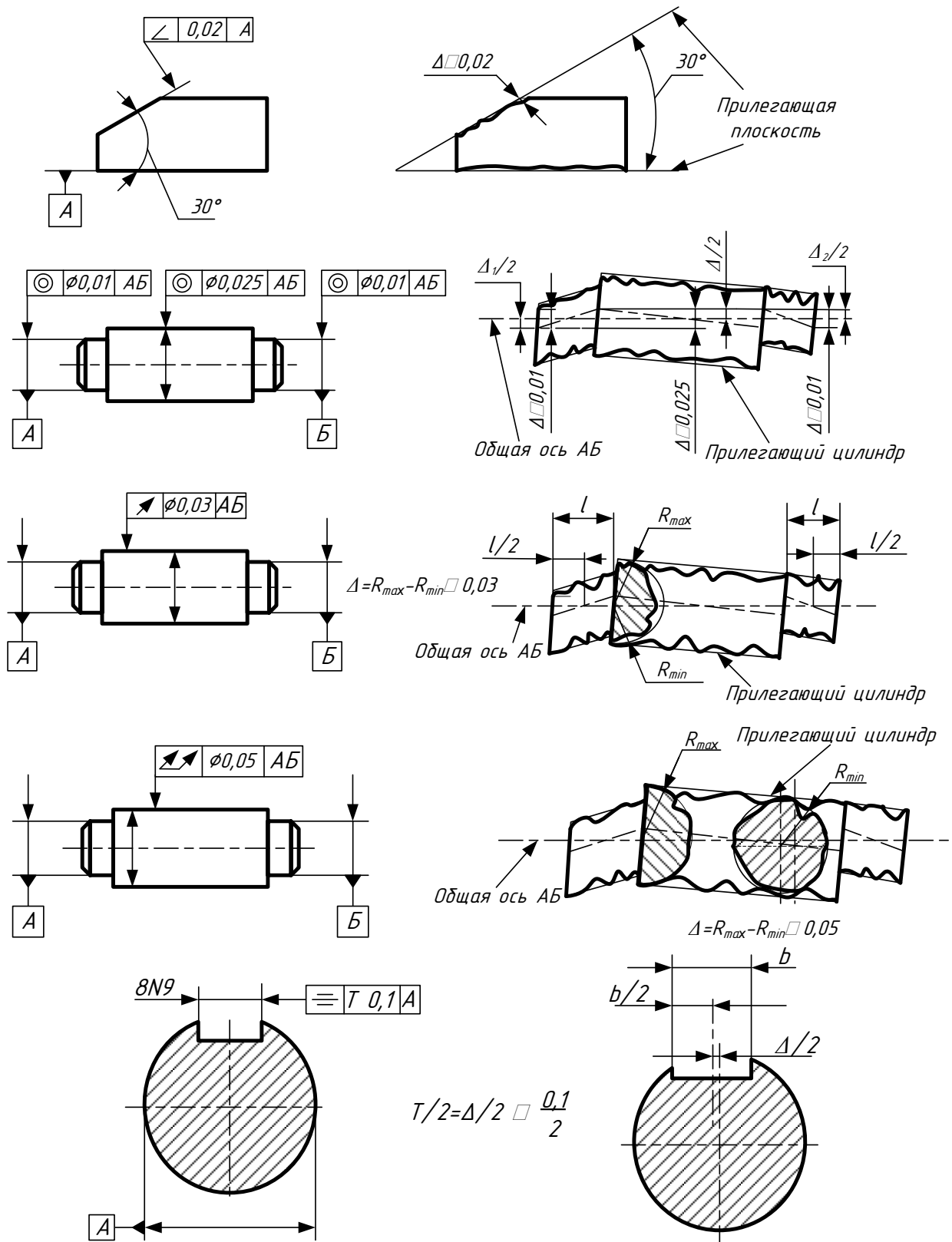


Рисунок 2.6 – Обозначения и определение параметров допусков расположения и некоторых суммарных допусков

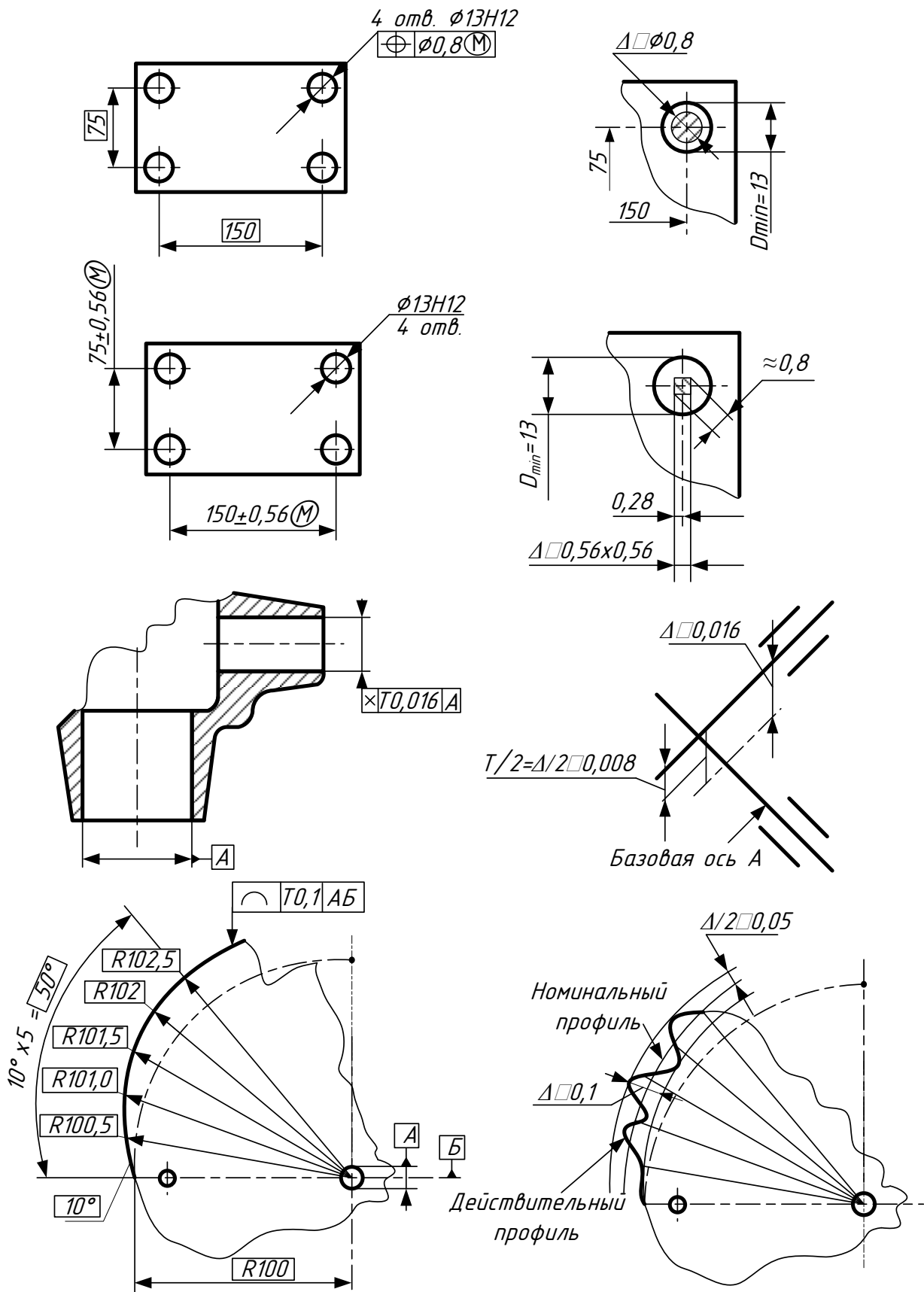


Рисунок 2.7 – Обозначения и определение параметров допусков расположения и некоторых суммарных допусков

В зависимости от соотношения между допуском формы и допуском диаметра различают *A* – нормальную относительную геометрическую точность (для допуска формы или расположения используется примерно 60 % допуска размера); *B* – повышенная относительная геометрическая точность (для допуска формы или расположения используется примерно 40 % допуска размера); *C* – высокая относительная геометрическая точность (для допуска формы или расположения используется примерно 25 % допуска размера) (таблица 2.2). Числовые значения точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от степени точности приведены в таблице А4.

Таблица 2.2 – Относительная геометрическая точность формы цилиндрических поверхностей по ГОСТ 24643

Относительная геометрическая точность	Соотношение допусков формы и размера, %	Примеры применения
Нормальная ( <i>A</i> )	60	Поверхности в подвижных соединениях при небольших скоростях относительных перемещений и нагрузках, если не предъявляется особых требований к плавности хода или минимальному трению. Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при необходимости разборки и повторной сборки, повышенных требованиях к точности центрирования и стабильности натяга
Повышенная ( <i>B</i> )	40	Поверхности в подвижных соединениях при средних скоростях относительных перемещений и нагрузках, при повышенных требованиях к плавности хода и герметичности уплотнений. Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при повышенных требованиях к точности и прочности в условиях больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций
Высокая ( <i>C</i> )	25	Поверхности в подвижных соединениях при высоких скоростях и нагрузках, высоких требованиях к плавности хода, снижению трения, герметичности уплотнения. Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при высоких требованиях к точности и прочности в условиях воздействия больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций

Продолжение таблицы 2.2

Относительная геометрическая точность	Соотношение допусков формы и размера, %	Примеры применения
Особо высокая	Менее 25	Поверхности, к которым предъявляются особо высокие требования по обеспечению кинематической точности, плотности и герметичности при больших давлениях. минимального трения, бесшумности, максимальной долговечности при тяжелых режимах работы. Детали, сортируемые на размерные группы (при числе групп более пяти). Детали, аттестуемые по размеру с высокой точностью
Примечание – Отклонения формы допустимы в пределах всего поля допуска размера для несопрягаемых поверхностей, к которым не предъявляется особых конструктивных требований; поверхностей в соединениях с зазором, если последний предназначен только для обеспечения собираемости, а взаимное перемещение деталей, либо отсутствует, либо носит эпизодический характер; поверхностей в соединениях с натягом или с переходными посадками, к которым не предъявляется особых требований по точности центрирования или прочности и которые не подвергаются повторным сборкам или тяжелым нагрузкам (ударами, тряске) в процессе эксплуатации.		

## 2.2 Зависимые и независимые допуски

Допуски расположения или формы могут быть зависимыми или независимыми.

**Зависимый допуск** – это допуск расположения или формы, указываемый на чертеже в виде значения, которое допускается превышать на величину, зависящую от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента от максимума контура материала.

Зависимый допуск – переменный допуск, его минимальное значение указывается на чертеже и допускается превышать за счет изменения размеров рассматриваемых элементов, но так, чтобы их линейные размеры не выходили за пределы предписанных допусков.

Зависимые допуски расположения, как правило, назначают в тех случаях, когда необходимо обеспечить собираемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям.

В отдельных случаях при зависимых допусках имеется возможность перевести деталь из брака в годные путем дополнительной обработки, например, развертыванием отверстий. Как правило, зависимые допуски рекомендуется назначать для тех элементов деталей, к которым предъявляются только требования собираемости.

Зависимые допуски расположения и формы обозначают условным знаком М, который помещают в рамке вместе с допуском или базой вместо базы или иными способами.

**Независимый допуск** – это допуск расположения или формы деталей, числовое значение которого постоянно для всей их совокупности и не зависит от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.

### **Контрольные вопросы**

1. Что такое нормируемый участок поверхности или линии?
2. Что такое отклонение формы и поле допуска формы?
3. Что такое отклонение расположения и поле допуска расположения?
4. Какие отклонения формы поверхностей устанавливает стандарт?
5. Какими символами обозначают отклонения формы на чертежах и где их ставят?
6. Какие отклонения расположения поверхностей устанавливает стандарт?
7. Какими символами обозначают отклонения расположения поверхностей?
8. Что такое «база»? Каким символом ее обозначают и как ставят на чертеже?
9. Что такое зависимый допуск и как он обозначается на чертеже?

### 3 ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

В процессе формообразования деталей на их поверхности появляется шероховатость – ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров.

Шероховатость может быть следом от резца или другого режущего инструмента, копией неровностей форм или штампов, может возникать вследствие вибраций, возникающих при резании, а также в результате действия других факторов.

Влияние шероховатости на работу деталей машин многообразно:

- шероховатость поверхности может нарушать характер соприкосновения деталей за счет смятия или интенсивного износа выступов профиля;
- в стыковых соединениях из-за значительной шероховатости снижается жесткость стыков;
- шероховатость поверхности валов разрушает контактирующие с ними различного рода уплотнения;
- неровности, являясь концентраторами напряжений, снижают усталостную прочность деталей;
- шероховатость влияет на герметичность соединений, на качество гальванических и лакокрасочных покрытий;
- шероховатость влияет на точность измерения деталей;
- коррозия металла возникает и распространяется быстрее на грубо обработанных поверхностях и т.п.

#### 3.1 Основные понятия и обозначения

Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля (рисунок 3.1), получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью. Для отделения шероховатости поверхности от других неровностей с относительно большими шагами ее рассматривают в пределах базовой длины.

Базой для отсчета отклонений профиля является **средняя линия профиля**  $m-m$  – линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратичное отклонение профиля до этой линии минимально.



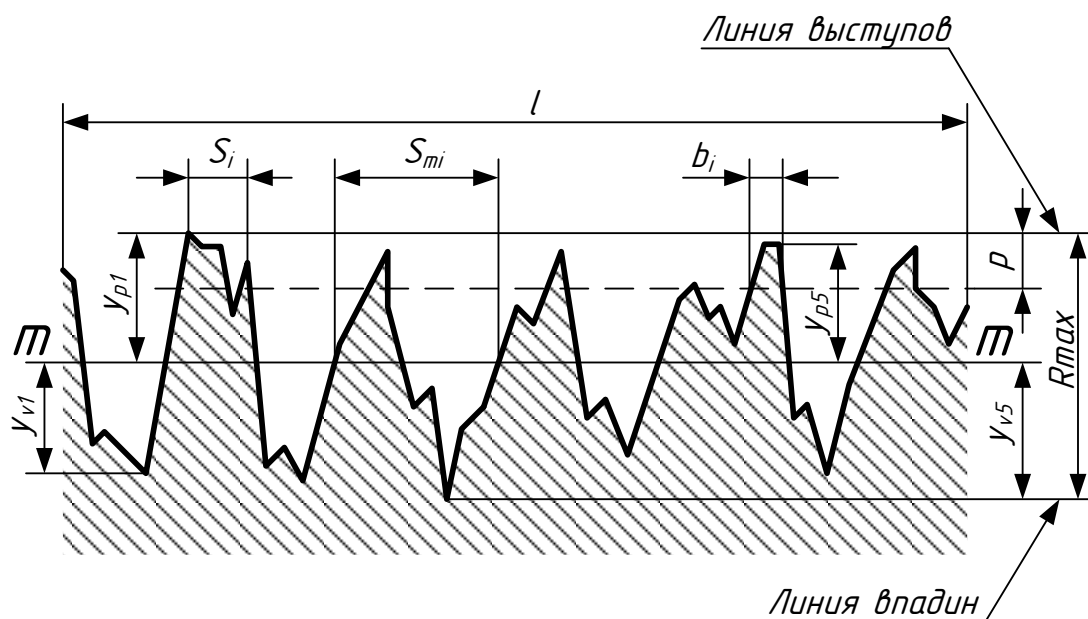


Рисунок 3.1 – Неровности профиля и параметры шероховатости поверхности

Для количественной оценки и нормирования шероховатости поверхности ГОСТ 2789 устанавливает следующие шесть параметров шероховатости, из которых первые три характеризуют высоту неровностей (вертикальные параметры), а три последние – шаговые размеры неровностей (горизонтальные параметры):

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

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx, \quad (3.1)$$

где  $l$  – базовая длина;

$y$  – отклонение профиля (расстояние между любой точкой профиля и базовой линией  $m$ – $m$ ).

При дискретном способе обработки профилограммы параметр  $Ra$  рассчитывают по формуле:

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (3.2)$$

где  $y_i$  – измеренные отклонения профиля в дискретных точках;  
 $n$  – число измеренных дискретных отклонений на базовой длине.

$Ra$  нормируется в пределах от 0,008 до 100 мкм.

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

$$Rz = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}|}{5}, \quad (3.3)$$

где  $y_{pi}$  – высота  $i$ -го наибольшего выступа профиля;  
 $y_{vi}$  – глубина  $i$ -й наибольшей впадины профиля.

$Rz$  нормируется в пределах от 0,025 до 1000 мкм.

**3 Наибольшая высота неровностей профиля  $Rmax$**  – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины (рисунок 3.1).  $Rmax$  нормируется в пределах от 0,025 до 1000 мкм.

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

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (3.4)$$

где  $S_{mi}$  – шаг неровностей профиля – отрезок средней линии, заключенный между точками пересечения смежных выступа и впадины со средней линией.

Другими словами, под средним шагом неровностей понимается среднее арифметическое значение длин отрезков средней линии, пересекающих профиль в трех соседних точках и ограниченных двумя крайними точками.

Значение  $S_m$  нормируется в пределах от 0,002 до 12,5 мм.

**5 Средний шаг местных выступов профиля  $S$**  – среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (3.5)$$

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

То есть, под этим параметром понимается среднее арифметическое значение длины отрезков средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов профиля.

Значение  $S$  нормируется в пределах от 0,002 до 12,5 мм.

**6 Относительная опорная длина профиля  $t_p$**  – отношение суммы длин отрезков  $b_i$ , отсекаемых в пределах базовой длины в материале детали линией, эквидистантной средней линии и расположенной на заданном расстоянии от линии выступов профиля (уровень сечения  $p$ ), к базовой длине:

$$t_p = \frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i. \quad (3.6)$$

Значение  $p$  – уровень сечения профиля обычно выражают в процентах от  $R_{max}$  величинами от 5 до 90 %. Значение  $t_p$  нормируется в пределах от 10 до 90 %.

Кроме перечисленных шести количественных параметров шероховатости, стандартом установлены два качественных параметра:

а) вид обработки. Указывается в том случае, когда шероховатость поверхности следует получить только определенным способом;

б) тип направлений неровностей: параллельное, перпендикулярное, перекрещивающееся, произвольное, кругообразное, радиальное, точечное. Тип направлений неровностей указывается только в ответственных случаях, когда это необходимо по условиям работы детали или сопряжения.

Выбор параметров шероховатости поверхности производится в соответствии с ее функциональным назначением. Основным во всех случаях является нормирование высотных параметров. Предпочтительно, в том числе и для самых грубых поверхностей, нормировать параметр  $Ra$ , который точно отражает отклонения профиля, поскольку определяется по значительно большему числу точек, чем  $Rz$ . Параметр  $Rz$  нормируется в тех случаях, когда прямой контроль с помощью профилометров невозможен или затруднен (режущие кромки инструментов и т. п.). Следует применять в первую очередь предпочтительные значения.

Знаки шероховатости, указываемые на чертежах, показаны на рисунке 3.2:

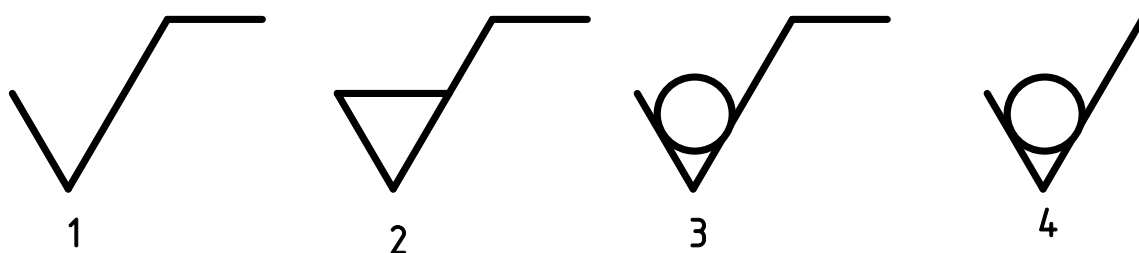


Рисунок 3.2 – Знаки обозначения шероховатости поверхности:

- 1 – способ обработки поверхности не устанавливается;
- 2 – поверхность должна быть образована удалением слоя материала;
- 3 – поверхность должна быть образована без удаления слоя материала;
- 4 – поверхность не обрабатывается по данному чертежу

Структура и примеры обозначения указаны на рисунке 3.3.

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

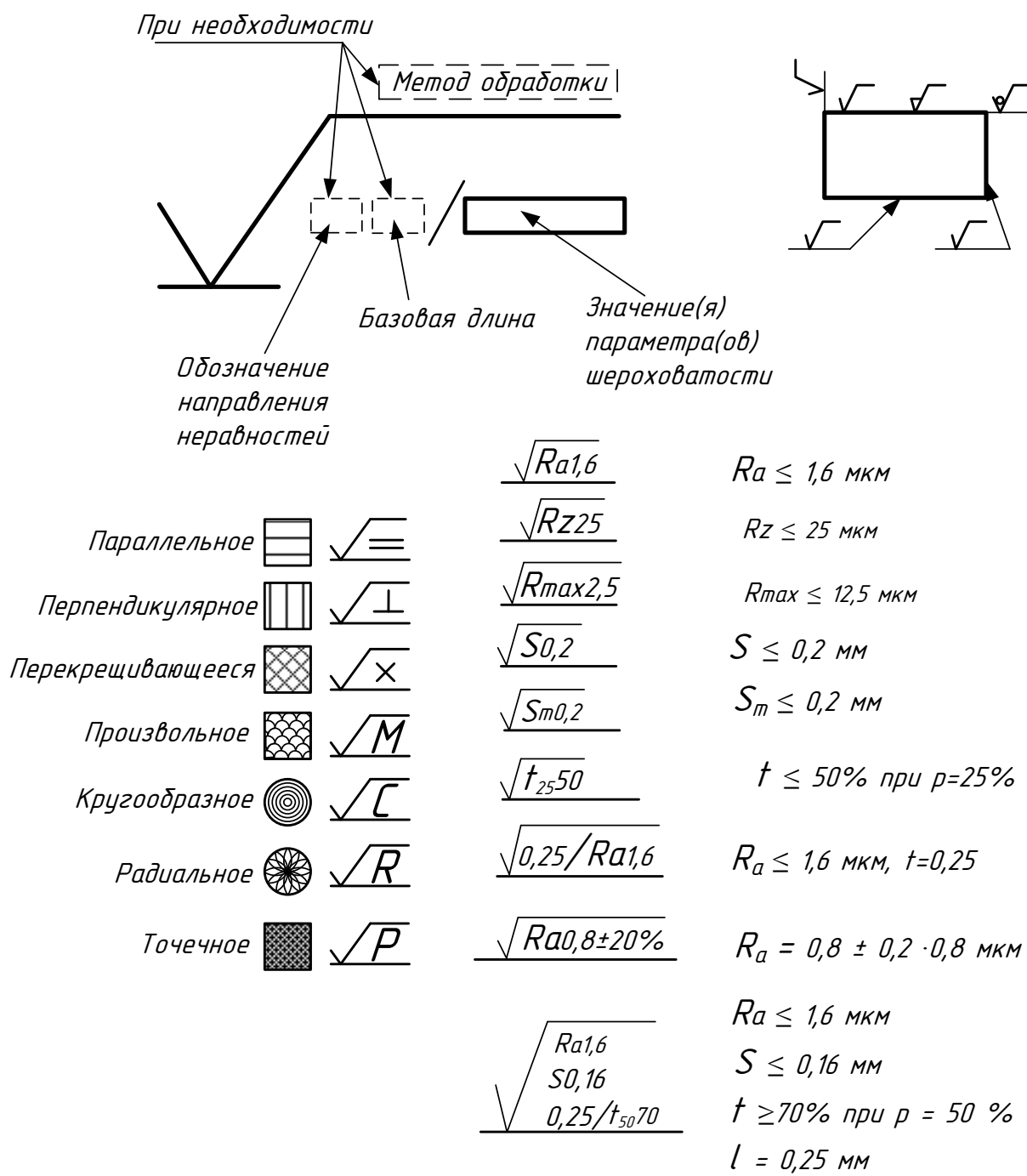


Рисунок 3.3 – Структура и примеры обозначения шероховатости

### 3.2 Нормирование параметров шероховатости поверхности

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

Числовые значения параметров шероховатости по ГОСТ 2789 приведены в таблице А5 приложения А.

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

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

Следует применять в первую очередь предпочтительные значения, приведенные в таблице А5 приложения А.

В настоящее время существует несколько способов назначения шероховатости поверхности:

а) выбор шероховатости должен производиться с учетом служебного назначения и эксплуатационных свойств поверхности. Рекомендации по выбору числовых значений для наиболее характерных видов сопряжений и типовых элементов деталей машин приведены в справочной литературе, а примеры некоторых типовых элементов – в таблицах А6, А7;

б) шероховатость устанавливается стандартами на детали и изделия, а также на поверхности, с которыми они сопрягаются (таблица А6);

в) когда отсутствуют рекомендации по выбору шероховатости, величину параметра  $Rz$  рекомендуется назначать не более 0,33 от величины поля допуска на размер либо 0,5–0,4 от допуска расположения или формы (таблица А8). Если элемент детали имеет все три допуска, то следует брать допуск с наименьшей величиной.

Переход от параметра  $Rz$  к параметру  $Ra$  производится по соотношениям:

$$\begin{aligned} Ra &\approx 0,25 Rz && \text{при } Rz \geq 8 \text{ мкм;} \\ Ra &\approx 0,2 Rz && \text{при } Rz < 8 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

После чего параметр  $Ra$  округляют до ближайшего числа из ряда стандартных значений.

При этом следует учитывать рациональные методы и способы обработки детали и достигаемые при этом точность и шероховатость поверхности, приведенные в таблице А9. Повышение этих требований влечет за собой значительное увеличение затрат на об-

работку, которое может быть оправдано, если будет компенсировано повышением качества изделий. В таблице А9 приведены шероховатость поверхности и качества точности при различных способах и видах обработки деталей резанием.

### 3.3 Пример размерного анализа посадки

#### Исходные данные

Для гладкого цилиндрического соединения с посадкой  $\text{Ø}12 \frac{\text{U}8}{\text{h}7}$

(рисунок 3.4) требуется:

- определить отклонения и допуски на размеры отверстия и вала, величину зазоров или натягов и допуск посадки;
- определить допуски формы для отверстия и вала;
- определить шероховатость поверхностей для отверстия и вала;
- определить вид обработки отверстия и вала;
- представить схему расположения полей допусков размеров.

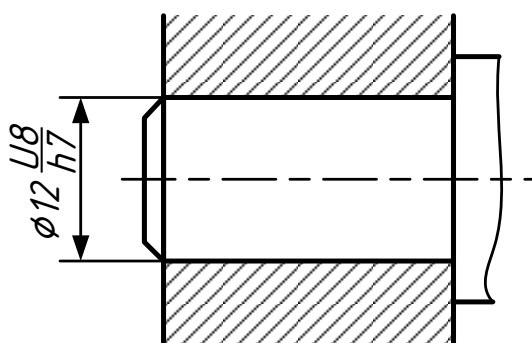


Рисунок 3.4 – Схема соединения

#### Решение

Посадка задана в системе вала и является посадкой с натягом.

По таблице А.2 для отверстия  $\text{Ø}12\text{U}8$  находим: верхнее отклонение  $ES = -33$  мкм, нижнее отклонение  $EI = -60$  мкм. Следовательно, размер отверстия будет  $\text{Ø}12\text{U}8 \begin{pmatrix} -0,033 \\ -0,060 \end{pmatrix}$ . Основное отклонение  $E_0 = -33$  мкм. Среднее отклонение равно

$$E_c = \frac{ES + EI}{2}. \quad (3.7)$$

$$E_c = \frac{-33 - 60}{2} = -46,5 \text{ мкм.}$$

Определяем предельные размеры отверстия

$$D_{\max} = D + ES, \quad (3.8)$$

$$D_{\min} = D + EI, \quad (3.9)$$

где  $D$  – номинальный размер отверстия.

$$D_{\max} = 12 - 0,033 = 11,967 \text{ мм,}$$

$$D_{\min} = 12 - 0,06 = 11,94 \text{ мм.}$$

Определяем допуск размера отверстия

$$TD = ES - EI, \quad (3.10)$$

$$TD = -33 - (-60) = 27 \text{ мкм.}$$

Аналогично, для вала  $\text{Ø}12\text{h}7$  по таблице А.1 находим верхнее отклонение  $es = 0$  мкм, нижнее отклонение  $ei = -18$  мкм, тогда размер вала будет  $\text{Ø}12\text{h}7(-0,018)$ . Основное отклонение  $e_0 = 0$  мкм. Среднее отклонение равно

$$e_c = \frac{es + ei}{2}, \quad (3.11)$$

$$e_c = \frac{0 - 18}{2} = -9 \text{ мкм.}$$

Определяем предельные размеры вала

$$d_{\max} = d + es, \quad (3.12)$$

$$d_{\min} = d + ei, \quad (3.13)$$

где  $d$  – номинальный размер вала.

$$d_{\max} = 12 - 0 = 12 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = 12 - 0,018 = 11,982 \text{ мм.}$$



Определяем допуск размера вала

$$T_d = e_s - e_i, \quad (3.14)$$

$$T_d = 0 - (-18) = 18 \text{ мкм.}$$

Определяем предельные и средние значения натягов.

Наибольший натяг равен

$$N_{\max} = e_s - EI, \quad (3.15)$$

$$N_{\max} = 0 - (-60) = 60 \text{ мкм.}$$

Наименьший натяг равен

$$N_{\min} = e_i - ES, \quad (3.16)$$

$$N_{\min} = -18 - (-33) = 15 \text{ мкм.}$$

Средний натяг

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}, \quad (3.17)$$

$$N_c = \frac{60 + 15}{2} = 37,5 \text{ мкм.}$$

Определяем допуск посадки

$$TN = N_{\max} - N_{\min}, \quad (3.18)$$

$$TN = 60 - 15 = 45 \text{ мкм}$$

$$TN = TD + T_d, \quad (3.19)$$

$$TN = 27 + 18 = 45 \text{ мкм.}$$

Схема полей допусков соединения показана на рисунке 3.5.

Для нормальной геометрической точности отверстия (*A*) по таблице А3 определим степень точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от качества – 7. По таблице А4 для степени точности 7 и номинального диаметра 12 мм допуск цилиндричности равен 8 мкм.

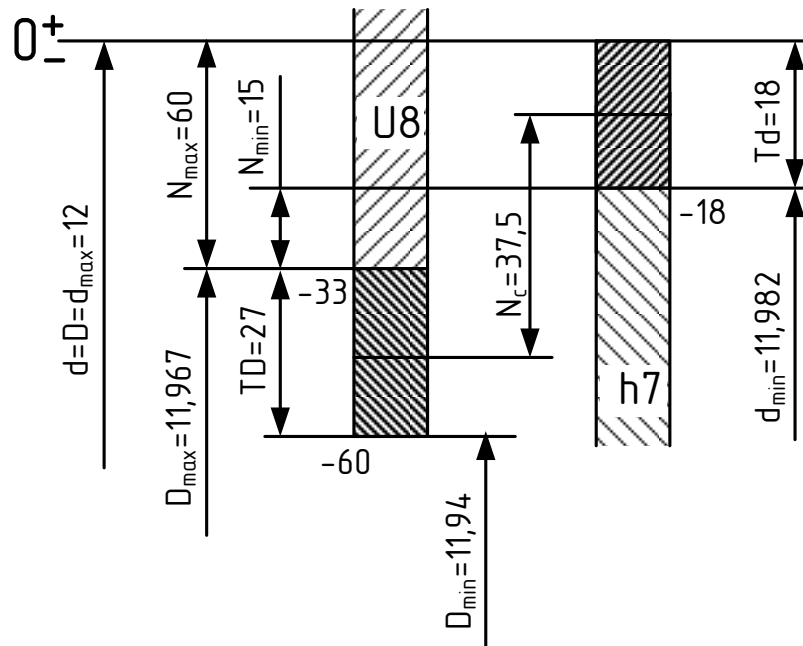


Рисунок 3.5 – Схема полей допусков соединения

Для нормальной геометрической точности вала (*A*) по таблице А3 определим степень точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от качества – 6. По таблице А4 для степени точности 6 и номинального диаметра 12 мм допуск цилиндричности равен 5 мкм.

Определяем шероховатость поверхности.

Для отверстия номинального диаметра 12 мм по таблице А6 (посадочные поверхности сменных деталей) для допуска по качеству 8  $Ra = 1,6$  мкм. По таблице А8 для допуска по качеству 8 для нормальной геометрической точности (60 %)  $Ra = 0,8$  мкм. По таблице А5 окончательно выбираем  $Ra = 0,8$  мкм.

Для вала номинального диаметра 12 мм по таблице А6 (посадочные поверхности сменных деталей) для допуска по качеству 7  $Ra = 0,8$  мкм. По таблице А8 для допуска по качеству 7 для нормальной геометрической точности (60 %)  $Ra = 0,8$  мкм. По таблице А5 окончательно выбираем  $Ra = 0,8$  мкм.

Определим вид обработки отверстия и вала.

Для отверстия (качество 8, шероховатость  $Ra = 0,8$  мкм) по таблице А9 выбираем тонкое растачивание.

Для вала (качество 7, шероховатость  $Ra = 0,8$  мкм) по таблице А9 выбираем шлифование круглое чистовое.

Эскизы отверстия и вала показаны на рисунке 3.6.

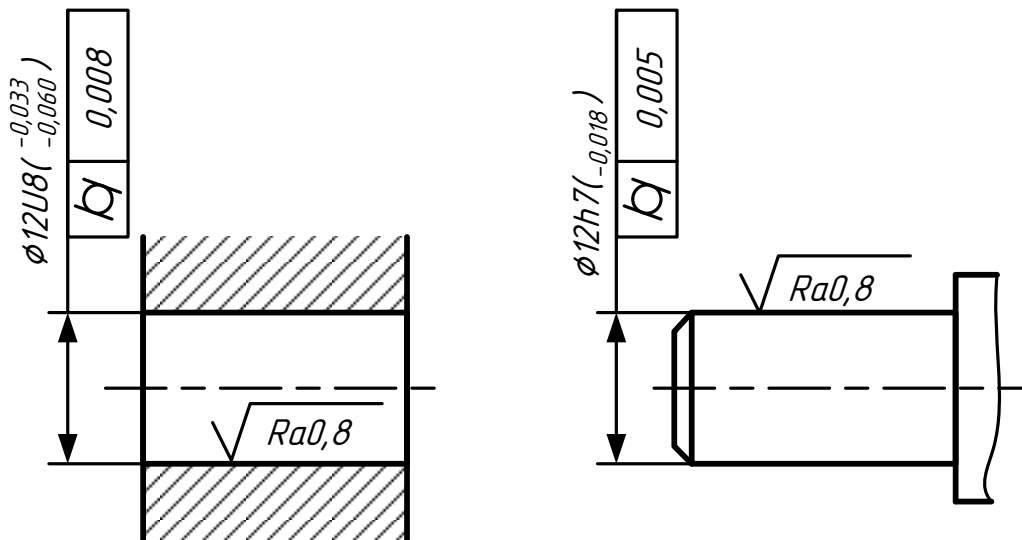


Рисунок 3.6 – Эскизы отверстия и вала

### Контрольные вопросы

1. Что такое шероховатость поверхности?
2. Для чего нужна базовая длина?
3. Что такое средняя линия?
4. Качественные параметры шероховатости.
5. Количественные параметры шероховатости.
6. Какой высотный параметр шероховатости предпочтительный и почему?
7. Как задается и откладывается заданный уровень сечения профиля  $p$ ?
9. Назовите параметры шероховатости поверхности и формулы для их определения.
10. Сколько параметров шероховатости поверхности устанавливает стандарт?
11. Каким образом наносятся параметры шероховатости поверхности на чертежах?
12. Знаки обозначения шероховатости поверхности на чертеже.

## 4 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ

### 4.1 Выбор средств измерения

Пригодность размеров деталей после их изготовления или ремонта устанавливают либо путем измерения, либо путем контроля. При измерении широко применяют *универсальные средства измерения* (УСИ), позволяющие установить с заданной точностью значения действительных размеров, которые затем сравнивают с установленными предельными размерами, и дают заключение о годности детали. При контроле, где также широко применяют предельные калибры, устанавливается только факт годности или брака (исправимого или неисправимого) проверяемого размера без определения его действительной величины.

*При выборе УСИ учитывают совокупность метрологических (диапазон измерения, цена деления, измерительное усилие, точность, предельная погрешность и др.) и технико-экономических показателей.* К последним относятся: стоимость УСИ, продолжительность их работы до повторной настройки и до ремонта, время на настройку и сам процесс измерения и др.

Одним из главных метрологических критериев выбора конкретного УСИ является соблюдение условия

$$\delta \geq \Delta_{lim} \quad (4.1)$$

где  $\delta$  – допускаемая погрешность измерения, выбираемая по данным таблицы А10, которая зависит от точности (качества) и величины номинального размера контролируемой детали;

$\Delta_{lim}$  – предельная погрешность УСИ, гарантированная заводом-изготовителем УСИ и определяемая по данным таблицы А11.

*Для достоверного измерения необходимо, чтобы выполнялись следующие условия:*

1. *Предельная погрешность УСИ равнялась или была меньше допустимой погрешности измерения  $\delta$ , т. е. выполнялось условие (4.1).*

2. *Номинальная величина измеряемого размера должна находиться в интервале измерения измерительного средства.*

*3. Интервал шкалы измерительного средства должен быть равен или больше допуска измеряемого размера.*

Настройки многих измерительных средств необходимо производить с помощью настроечной меры (концевые меры, калибр и т. д.). В большинстве случаев величину настроечной меры берут равной номинальному размеру. В этом случае удобно сравнивать показания прибора с предельными отклонениями размера. Однако, не всегда при настройке прибора на номинальный размер интервал шкалы позволяет измерить предельные отклонения. В этом случае настроечную меру берут такой, чтобы интервал шкалы позволял измерить предельные размеры.

*4. Температурный режим, условия эксплуатации, класс концевых мер для настройки, положение прибора при измерении должны соответствовать паспортным данным.*

## **4.2 Влияние погрешностей измерения**

В результате воздействия большого числа факторов, влияющих на изготовление и эксплуатацию средств измерений, показания приборов отличаются от истинных значений измеряемых ими величин. Эти отклонения характеризуют погрешность средств измерений. Погрешности СИ в отличие от погрешности измерений имеют другую физическую природу, так как они относятся к СИ, с помощью которого осуществляют измерение. Они являются лишь составной частью погрешности измерения.

Допускаемые погрешности измерения  $\delta$ , установленные стандартом, являются наибольшими и включают в себя не только погрешности средств измерений, но и погрешности от других источников: погрешности установочных мер, погрешности базирования, погрешности, связанные с температурными деформациями и т. п. Допускаемые погрешности измерения ограничивают случайную и неучтенную систематическую погрешности измерения.

Нормальными условиями для линейных измерений считаются:

- температура окружающей среды 20 °С;
- атмосферное давление 101325 Па (760 мм рт. ст.);
- относительная влажность окружающего воздуха 58 %;
- ускорение свободного падения 9,8 м/с<sup>2</sup>;
- направление линии и плоскости измерения – горизонтальное;

– относительная скорость движения внешней воздушной среды равна нулю.

Качество проводимых измерений зависит от правильного выбора измерительных средств. Применение СИ низкого класса точности приводит к появлению бракованной продукции, а точных средств измерения – к большим материальным затратам.

Обычно при выборе средств измерений учитывают размер и допуск измеряемой величины, метод и диапазон измерений, характеристики погрешности средств измерений, условия проведения измерений, допускаемую погрешность измерения.

При выборе СИ следует учитывать и экономический фактор, при котором повышение точности измерения позволяет точнее регулировать производственный процесс, сократить допуск на изделие, уменьшить долю необнаруженного и ложного брака.

### 4.3 Пример выбора измерительного инструмента

#### Исходные данные

Для гладкого цилиндрического соединения с посадкой  $\text{Ø}12 \frac{\text{U}8}{\text{h}7}$  определить универсальные средства измерения деталей и построить схемы настройки инструментов.

#### Решение

Измерение будет достоверным, если выполняются условия:

1. Суммарная предельная погрешность измерения инструмента  $\Delta_{lim}$  меньше или равна допускаемой погрешности измерения  $\delta$ .
2. Интервал измерения инструмента включает номинальный размер измеряемой детали.
3. Интервал шкалы инструмента равен или больше допуска измеряемого размера.

По таблице А10 для отверстия  $\text{Ø}12\text{U}8 \left( \begin{smallmatrix} -0,033 \\ -0,060 \end{smallmatrix} \right)$  допускаемая погрешность измерений  $\delta = \pm 0,007$  мм. Тогда по таблице А11 для измерения отверстия  $\text{Ø}12\text{U}8$  выбираем нутромер индикаторный повышенной точности 105, у которого:

– суммарная предельная погрешность  $\pm 0,003$  мм;

- интервал измерения 10–18 мм;
- интервал шкалы  $\pm 0,05$  мм;
- величина настроечной меры 11,94 мм.

При настройке индикатора по номинальному диаметру 12 мм часть годных отверстий (от 11,94 до 11,95 мм) не попадет в интервал измерений ( $\pm 0,05$  мм), так как в данном случае не весь допуск отверстия будет находиться в интервале шкалы инструмента. При настроечной мере 11,94 мм весь допуск отверстия будет находиться в интервале шкалы инструмента, а годные детали будут при показаниях индикатора от 0 до +27 мкм.

Схема настройки нутромера индикаторного повышенной точности 105 для измерения отверстия  $\text{Ø}12\text{U}8$  показана на рисунке 4.1.

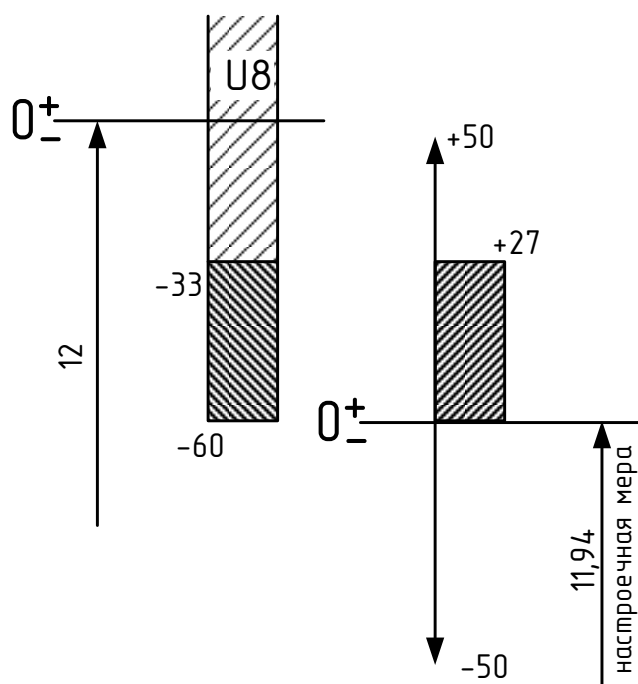


Рисунок 4.1 – Схема настройки нутромера индикаторного повышенной точности 105 для измерения отверстия  $\text{Ø}12\text{U}8$

По таблице А10 для вала  $\text{Ø}12\text{h}7_{(-0,018)}$  допускаемая погрешность измерения  $\delta = \pm 0,005$  мм. Тогда по таблице А11 для измерения вала  $\text{Ø}12\text{h}7$  выбираем микрометр 0 кл., у которого:

- суммарная предельная погрешность  $\pm 0,005$  мм;
- интервал измерения 0–25 мм;
- интервал шкалы 0–25 мм;
- величина настроечной меры 0 мм.

В данном случае микрометр настраивается без настроечной меры, допуск вала входит в интервал измерения, величина размера считывается непосредственно с инструмента, поэтому схему настройки не строят.

### **Контрольные вопросы**

1. Что является основой методики выбора средств измерений?
2. Как определяется предельная погрешность средств измерений?
3. Какие условия влияют на выбор средств измерения?
4. Какие факторы учитывают при выборе средств измерений линейных размеров?
5. Какая величина является основополагающей при выборе средств измерений?
6. Как влияет номинальный размер на выбор интервала измерения?
7. Как влияет допуск размера на выбор интервала шкалы?
8. Каков порядок действий при выборе средств для измерения линейных размеров?
9. Что относят к метрологическим характеристикам инструмента?
10. Для чего необходимо определять величину настроечной меры перед измерением детали?



## 5 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

### 5.1 Назначение и применение посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных (или разбираемых лишь в отдельных случаях при ремонте) соединений деталей, как правило, без дополнительного крепления винтами, штифтами, шпонками и т. п. Относительная неподвижность деталей при этих посадках достигается за счет напряжения, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие действия деформаций их контактных поверхностей. При прочих равных условиях напряжения пропорциональны натягу. В большинстве случаев посадки с натягом вызывают упругие деформации контактных поверхностей, но в ряде посадок с натягом, особенно при относительно больших натягах или в соединениях деталей, изготовленных из легких сплавов и пластмасс, возникают упругопластические деформации (пластические деформации в одной или обеих деталях распространяются не на всю толщину материала) или пластические деформации, распространяющиеся на всю толщину материала. Применение таких посадок во многих случаях возможно и целесообразно.

В отличие от других способов обеспечения неподвижности деталей в соединении посадки с натягом позволяют упростить конструкцию и сборку деталей и обеспечивают высокую степень их центрирования. В сравнительно редких случаях, при передаче очень больших крутящих моментов или при наличии весьма больших сдвигающих сил, в соединениях с натягом дополнительно применяются крепежные детали.

В зависимости от величины натяга посадки делятся условно на три группы: легкопрессовые ( $H/p$  и  $P/h$ ), прессовые средние ( $H/r$ ,  $H/s$ ,  $H/t$ ,  $R/h$ ,  $S/h$ ,  $T/h$ ), прессовые тяжелые ( $H/u$ ,  $H/x$ ,  $H/z$  и  $U/h$ ).

*Легкопрессовые посадки* характеризуются минимальным гарантированным натягом. Установлены в наиболее точных качествах (валы 4–6 качества, отверстия 5–7 качества). Применяются в таких случаях, когда крутящие моменты или осевые силы малы или случайное относительное смещение соединяемых деталей не существенно для их служебной роли; для соединения тонкостенных деталей, не допускающих больших деформаций; для центри-

рования тяжело нагруженных или быстро вращающихся крупногабаритных деталей (с дополнительным креплением). Для деталей из цветных металлов и легких сплавов эти посадки по своему назначению аналогичны глухим посадкам в соединениях деталей из черных металлов. Примеры применения: клапанные седла в гнездах при работе в условиях вибраций; втулки и кольца в корпусах; установочные кольца на валах электродвигателей; уплотнительные кольца на валах для фиксации положения внутреннего кольца подшипника качения; зубчатые колеса на валах редукторов, барабанов и т. д.

*Прессовые средние посадки* характеризуются умеренными гарантированными натягами, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. В некоторых случаях, когда применение посадок с большими натягами недопустимо по условиям прочности деталей, посадки данной группы применяются в соединениях, воспринимающих тяжелые нагрузки, но с дополнительным креплением. Эти посадки характеризуются наличием упругих деформаций соединяемых деталей. Установлены для относительно высоких точностей деталей (валы 5–7 качества, отверстия 6–7 квалитетов) и обычно не требуют предварительной сортировки деталей по размерам перед сборкой. Сборка соединений возможна как под прессом, так и способом термических деформаций. В посадках этой группы допуск отверстия принимают обычно на один квалитет грубее, чем вала. Примеры применения: втулки подшипников скольжения в гнездах при тяжелых и ударных нагрузках; в головке шатуна компрессора; в зубчатых колесах на валах коробок скоростей; постоянные кондукторные втулки, фиксаторы и упоры в приспособлениях; вентилятор на валу кранового электродвигателя; гильза цилиндра поршневого насоса; зубчатые колеса на промежуточном валу в коробках передач грузовых автомобилей с дополнительным креплением шпонкой; червячные колеса на валу редуктора и бронзовые зубчатые венцы червячных колес на чугунных центрах с дополнительным креплением винтами.

*Прессовые тяжелые посадки* характеризуются большими гарантированными натягами. Предназначены для соединений, на которые воздействуют тяжелые, в том числе и динамические нагрузки. Применяются, как правило, без дополнительного крепления со-

единяемых деталей. При столь больших натягах возникают в основном упругопластические и пластические деформации. Детали должны быть проверены на прочность. Рекомендуется опытная проверка выбранных посадок, особенно в массовом производстве. Сборка обычно осуществляется методами термических деформаций, но применяется и продольная запрессовка. В отдельных случаях детали перед сборкой сортируются и подбираются по размерам. Для посадок с большими натягами предусмотрены относительно широкие допуски деталей (7–8 квалитет).

Примеры применения: дисковые и тарельчатые несъемные муфты на концах валов; зубчатые бронзовые венцы на стальных центрах; установочные штифты в станочных приспособлениях; металлокерамические втулки подшипников в сельскохозяйственном машиностроении; контактные кольца на изоляции в малых и средних электрических машинах; втулки на валах эксцентрикового пресса и т. д.

На прочность соединения с натягом оказывают влияние много различных факторов, среди которых можно выделить следующие:

- размеры геометрических параметров деталей и соединения (диаметр, длина соединения, точность геометрической формы деталей и параметры шероховатости, величина натяга);
- физико-механические свойства материалов соединяемых деталей (модуль упругости, предел текучести, коэффициент Пуассона, релаксация напряжений, коэффициент линейного расширения материала детали);
- условия нагружения (величина передаваемых усилий, моментов, скорость вращения и масса вращающихся деталей);
- технология сборки соединения (условия запрессовки, усилие запрессовки, скорость запрессовки, форма фасок соединяемых деталей).

Ввиду такого многообразия исходных факторов выбор посадки следует производить не только по аналогии с известными соединениями, но и на основе предварительных расчетов натягов и возникающих напряжений, особенно при применении посадок с относительно большими натягами. При этом следует вносить поправки с учетом конкретных особенностей параметров и условий работы соединений в соответствии с таблицей 5.1.

Таблица 5.1 – Поправки к выбору посадок

Конкретные условия	Натяги
Меньшее допустимое напряжение материала	Уменьшить
Частый демонтаж	Уменьшить
Ударная нагрузка	Увеличить
Температура отверстия выше, чем температура вала	Увеличить
Температура вала выше, чем отверстия	Уменьшить
Большая длина соединения	Уменьшить
Большие отклонения формы и расположения сопрягаемых поверхностей	Уменьшить
Возможны перекосы в сборке и деформации деталей	Уменьшить
Большие скорости вращения	Увеличить
Осевое перемещение	–
Большая вязкость смазочного масла	–
Более шероховатая поверхность	Увеличить
Повышенная точность монтажа	Уменьшить
Пониженная точность монтажа	Увеличить

Различают следующие основные способы сборки деталей при посадках с натягом:

1) сборка под прессом за счет его осевого усилия при нормальной температуре, так называемая продольная запрессовка;

2) сборка с предварительным разогревом охватывающей детали (отверстия) или охлаждением охватываемой детали (вала) до определенной температуры (способ термических деформаций, или поперечная запрессовка).

В каждом конкретном случае выбор способа сборки определяется конструктивными соображениями (форма и размеры сопрягаемых деталей, значения натягов, наличие соответствующего оборудования для сборки и т. д.).

Сборка под прессом – наиболее известный и несложный процесс, применяемый преимущественно при относительно небольших натягах (до  $0,001d$ ). Однако к его недостаткам следует отнести: неравномерность деформации тонкостенных деталей, возможность повреждения сопрягаемых деталей, потребность в мощных прессах, более высокие требования к шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Сборка способом термических деформаций применяется как при относительно больших, так и при небольших натягах и дает

более высокое качество соединения за счет меньших повреждений сопрягаемых деталей и уменьшения влияния шероховатости поверхности.

В случае сборки с нагревом охватываемой детали температура  $t_D$ , °С, до которой она должна быть нагрета,

$$t_D = \frac{N_{\max} + S_{c\delta}}{\alpha D} + t_{c\delta}, \quad (5.1)$$

где  $t_{c\delta}$  – температура помещения сборки, °С;

$S_{c\delta}$  – минимально необходимый зазор при сборке, зависящий от массы, размеров деталей и применяемых приспособлений (часто  $S_{c\delta}$  принимают равным  $S_{min}$  в посадках  $H/g$ ), мм;

$\alpha$  – коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве или охлаждении (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Средние значения коэффициентов линейного расширения

Материал	$\alpha$ , град <sup>-1</sup>	Материал	$\alpha$ , град <sup>-1</sup>	Материал	$\alpha$ , град <sup>-1</sup>
Алюминий	$23,8 \cdot 10^{-6}$	Латунь	$18 \cdot 10^{-6}$	Стекло	$8,5 \cdot 10^{-6}$
Бронза	$17,6 \cdot 10^{-6}$	Медь	$16,9 \cdot 10^{-6}$	Титан ВТ1	$8 \cdot 10^{-6}$
Вольфрам	$3,3 \cdot 10^{-6}$	Сталь	$12 \cdot 10^{-6}$	Чугун	$10 \cdot 10^{-6}$
Инвар	$1,6 \cdot 10^{-6}$	Сталь Х	$11,5 \cdot 10^{-6}$	Твердый сплав ВК	$4,5 \cdot 10^{-6}$

При сборке с охлаждением охватываемой детали температура  $t_d$ , °С, до которой она должна быть охлаждена,

$$t_d = t_{c\delta} - \frac{N_{\max} + S_{c\delta}}{\alpha d}, \quad (5.2)$$

В отдельных случаях при индивидуальной сборке в формулы (5.1) и (5.2) вместо  $N_{\max}$  можно подставлять действительный натяг  $N_\delta$ . Дополнительно следует учитывать некоторые потери теплоты (холода) за время переноса детали из нагревающего (охлаждающего) устройства на сборочную позицию. Рекомендуются, чтобы температура нагрева не превышала 400 °С, так как возможно изменения структуры материала (при перегревах), появление окалины, из-за которой соединение становится трудноразъемным, и коробление.

При охлаждении охватываемой детали таких недостатков не наблюдается. Однако способ охлаждения уступает способу нагрева, так как при нем возможна реализация посадок с относительно меньшими натягами, поскольку деталь можно охладить до меньших температурных перепадов.

## 5.2 Расчет посадок с натягом

Рассмотрим общий случай расчета посадок с натягом, когда соединение состоит из полого вала и втулки (рисунок 5.1).

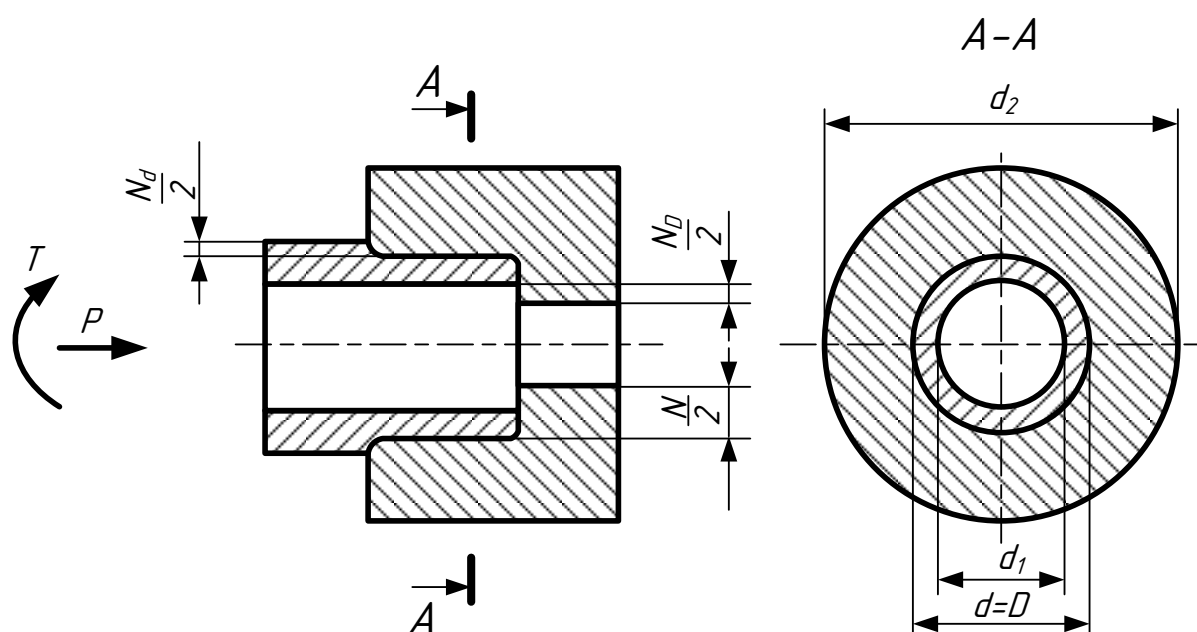


Рисунок 5.1 – Схема к расчету посадки с натягом

Разность между диаметром вала  $d$  и внутренним диаметром втулки  $D$  до сборки определяет натяг  $N$ . При запрессовке деталей происходит растяжение втулки на величину  $N_D$  и одновременно сжатие вала на величину  $N_d$ , при этом

$$N = N_D + N_d. \quad (5.3)$$

В результате упругой деформации на контактных поверхностях сопрягаемых деталей возникают напряжения, пропорциональные натягу. Передаваемое таким соединением усилие  $P$  или крутящий момент  $T$  стремится в процессе эксплуатации узла сместить или повернуть одну деталь относительно другой. Этому усилию

или крутящему моменту противодействуют силы трения (сцепления), возникающие на контактных поверхностях и обеспечивающие относительную неподвижность деталей, т. е.  $T < T_{тр}$ , где  $T_{тр}$  – момент трения, зависящий от натяга, размеров соединяемых деталей, шероховатости поверхностей и т. п.

Используя известные зависимости для определения напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах (задачи Ляме) определяют расчетный натяг  $N$

$$N = N_D + N_d = p d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (5.3)$$

где  $p$  – давление на поверхности контакта вала и втулки, возникающее под влиянием натяга;

$E_D, E_d$  – модули упругости материала втулки и вала; для стали  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>, для чугуна  $E = 1,4 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; для бронзы  $E = 0,84 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; для латуни  $E = 0,78 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;

$C_D, C_d$  – коэффициенты Ляме.

$$C_D = \frac{1 + \left( \frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_D, \quad (5.4)$$

$$C_d = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_d, \quad (5.5)$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр вала (при сплошном вале  $d_1 = 0$ ), мм;

$d_2$  – наружный диаметр втулки (для массивного корпуса  $C_D = 1 + \mu_D$ ), мм;

$\mu_D, \mu_d$  – коэффициенты Пуассона для материалов отверстия и вала, для стали  $\mu = 0,3$ ; для чугуна  $\mu = 0,25$ ; для бронзы  $\mu = 0,35$ ; для латуни  $\mu = 0,38$ .

Возможны три вида нагрузок, передаваемых неподвижным соединением: осевая (сдвигающая) сила  $P$ , крутящий момент  $T$ , равнодействующая  $F$  при одновременном нагружении крутящим моментом  $T$  и осевой силой  $P$ .

$$F = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + P^2}. \quad (5.6)$$

Для заданных материалов и размеров соединяемых деталей натяг зависит от давления  $p_{min}$ , которое определяют из условия прочности соединения. Для исключения относительного смещения деталей в соединении при нагружении осевой силой  $P$ , Н, необходимо, чтобы расчетное усилие не превышало сил трения, возникающих на поверхности:

$$P \leq \pi d l p f_1, \quad (5.7)$$

где  $l$  – длина соединения, м;

$f_1$  – коэффициент трения (сцепления) при продольном смещении деталей (таблица 5.2).

Из уравнения (5.7) минимальное удельное давления  $p_{min}$ , Па

$$p_{min} \geq \frac{P}{\pi d l f_1}. \quad (5.8)$$

При нагружении соединения крутящим моментом  $T$ , Н·м, для исключения относительного смещения деталей в соединении:

$$T \leq \frac{\pi d^2 l f_2}{2}. \quad (5.9)$$

где  $f_2$  – коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей (таблица 5.2).

Из уравнения (5.9) минимальное удельное давления  $p_{min}$ , Па

$$p_{min} \geq \frac{2T}{\pi d^2 l f_2}. \quad (5.10)$$



При одновременном нагружении соединения крутящим моментом и сдвигающей силой расчет следует выполнять по равнодействующей  $F$ , Н

$$F \leq \pi d l p f, \quad (5.11)$$

где  $f$  – коэффициент трения при установившемся процессе продольном смещении или проворачивания деталей (таблица 5.3).

Из уравнения (5.11) минимальное удельное давления  $p_{min}$ , Па

$$p_{min} \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + P^2}}{\pi d l f}. \quad (5.12)$$

Коэффициент трения (сцепления) в соединениях с натягом зависит от материала сопрягаемых деталей, шероховатости их поверхностей, натяга, вида смазки, направления смещения деталей и других факторов.

Таблица 5.3 – Значения коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь – сталь	0,06–0,13
Сталь – чугун	0,07–0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03–0,05
Сталь – латунь	0,05–0,1
Сталь – пластмассы	0,15–0,25
Примечание – При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватываемой детали) значения $f$ в 1,5–1,6 раза выше приведенных. При стальных и чугунных деталях часто принимают $f = 0,14$ .	

По полученным значениям  $p_{min}$  определяют необходимую величину наименьшего расчетного натяга  $N_{min\ расч}$ , М

$$N_{min\ расч} = p_{min} d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (5.13)$$

Измерение размеров соединяемых деталей перед сборкой производят по вершинам неровностей, поэтому в измеренный на-

тяг входят значения высот неровностей вала  $Rz_d$  и отверстия  $Rz_D$ . В процессе запрессовки неровности на контактных поверхностях деталей сминаются, что уменьшает прочность соединения.

Следовательно, расчетный натяг соединения становится меньше табличного  $N_{\text{табл}}$ , найденного по табличным значениям предельных отклонений, на величину смятия вершин неровностей  $u$ . Опыт показывает, что при запрессовке деталей в холодном состоянии вершины неровностей сминаются примерно на 0,6 своей величины с каждой стороны, следовательно,

$$u = 2(0,6Rz_d + 0,6Rz_D) = 1,2(Rz_d + Rz_D) \approx 5(Ra_d + Ra_D). \quad (5.14)$$

Поэтому наименьший натяг  $N_{\text{min}}$ , при котором обеспечивается прочность соединения, определяется выражением

$$[N_{\text{min}}] = N_{\text{min расч}} + u. \quad (5.15)$$

Если соединение работает при температуре, значительно отличающейся от температуры сборки ( $t_{c0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), при разных коэффициентах линейного расширения материалов деталей, то учитывают изменение натяга  $u_1$ , мкм

$$u_1 = d[(t_D - t_{c0}) \alpha_D - (t_d - t_{c0}) \alpha_d], \quad (5.16)$$

где  $\alpha_d, \alpha_D$  – коэффициенты линейного расширения (таблица 5.2);  
 $t_d, t_D$  – рабочая температура деталей.

В этом случае посадку выбирают по натягу

$$[N_{\text{min}}] = N_{\text{min расч}} + u + u_1. \quad (5.17)$$

Чтобы обеспечить прочность соединяемых деталей, расчет следует проводить по наибольшему табличному натягу выбранной посадки. Для этого определяют наибольшее давление  $p_{\text{max}}$ , Па, возникающее после запрессовки на соединяемых поверхностях при наибольшем натяге. В качестве  $p_{\text{max}}$ , Па, берется наименьшее из двух значений:

– для вала

$$p_d = 0,58\sigma_d \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right]; \quad (5.18)$$

– для отверстия

$$p_D = 0,58\sigma_D \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]. \quad (5.19)$$

Определяют наибольший расчетный натяг  $N_{max}$ , м

$$N_{max} = p_{max} d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (5.20)$$

Определяют величину максимального допустимого натяга  $[N_{max}]$ , м

$$[N_{max}] = N_{max} + u - u_1. \quad (5.21)$$

Поправку  $u_1$  следует учитывать, если при рабочей температуре натяг увеличивается.

Выбирают посадку из таблиц системы допусков и посадок (таблицы А1, А2, А12, А13), учитывая данные таблицы А9 о соответствии параметров шероховатости и квалитетов.

Условия выбора стандартной посадки следующие:

– максимальный натяг  $N_{max\ cm}$  в выбранной посадке должен быть не больше  $[N_{max}]$

$$N_{max\ cm} \leq [N_{max}]; \quad (5.22)$$

– минимальный натяг  $N_{min\ cm}$  в выбранной посадке с учетом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть больше  $[N_{min}]$

$$N_{min\ cm} \geq [N_{min}]. \quad (5.23)$$

Из уравнения (5.22)

$$N_{max\ cm} = es - EI \leq [N_{max}], \quad (5.24)$$

где  $es$  – верхнее отклонение вала;

$EI$  – нижнее отклонение отверстия.

ЕСДП рекомендует применять преимущественно посадки в системе отверстия (основное отверстие  $H$ ), в которой  $EI = 0$ . В этом случае из уравнения (5.24) следует

$$es \leq [N_{max}], \quad (5.25)$$

Из таблицы А12 методом перебора нескольких посадок, учитывая конструктивные особенности сборки, подбирают стандартную посадку.

Давление  $p_{max}$  при максимальном натяге  $N_{max\text{ см}}$  в посадке определяют по формуле

$$p_{max} = \frac{N_{max} - u}{d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)}. \quad (5.26)$$

Рассчитывают необходимое (максимальное) усилие при запрессовке собираемых деталей  $P_{ПП}$ , Н

$$P_{ПП} = f_{ПП} p_{max} \pi d l, \quad (5.27)$$

где  $f_{ПП}$  – коэффициент трения при запрессовке,  $f_{ПП} = (1,15-1,2)f$ .

Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали, определяют по формулам (5.1) и (5.2).

### 5.3 Пример расчета посадки с натягом

#### Исходные данные

Рассчитать посадку с натягом для соединения с номинальным размером  $d = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$ , длиной контакта поверхностей  $l = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$  и наружным диаметром втулки  $D = 128 \text{ мм} = 0,128 \text{ м}$ , предназначенного для передачи крутящего момента  $T = 595 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Материал деталей – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma = 350 \text{ МПа} = 35 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ , вал сплошной, высота неровностей поверхности вала  $Rz_d = 1,6 \text{ мкм}$ , отверстия ступицы  $Rz_D = 3,2 \text{ мкм}$ . Для выбранной посадки определить усилие запрессовки с применением и без применения термических способов сборки.

## Решение

Определим минимальное удельное давление на контактных поверхностях сопрягаемых деталей, необходимое для передачи крутящего момента по формуле (5.10), при этом принимаем коэффициент трения (сцепления) при относительном вращении деталей  $f_2 = 0,1$  (таблица 5.3).

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot 595}{3,14 \cdot 0,08^2 \cdot 0,08 \cdot 0,1} = 7,4 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}.$$

По формулам (5.4) и (5.5) определим коэффициенты Ляме, при этом  $d = 0,08$  м,  $d_2 = 0,128$  м,  $d_1 = 0$ ,  $\mu_D = \mu_d = 0,3$ .

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{0,08}{0,128}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,08}{0,128}\right)^2} + 0,3 = 2,58.$$

$$C_d = 1 - 0,3 = 0,7.$$

По формуле (5.13) рассчитаем необходимую величину наименьшего расчетного натяга  $N_{\min \text{ расч}}$ , при этом принимаем модули упругости материала втулки и вала  $E_D = E_d = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>.

$$N_{\min \text{ расч}} = 7,4 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \left( \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 0,0097 \text{ мм} = 9,7 \text{ мкм}.$$

Определим по формуле (5.15) допустимый минимальный натяг  $[N_{\min}]$ , который учитывает смятие неровностей в процессе сборки деталей

$$[N_{\min}] = 9,7 + 1,2(1,6 + 3,2) = 15,5 \approx 16 \text{ мкм}.$$

На основе теории наибольших касательных напряжений определяем максимальное допустимое удельное давление  $p_{\max}$ , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. Для этого рассчитаем удельные давления для

вала и отверстия по формулам (5.18) и (5.19) и выберем наименьшее из двух значений.

Для вала

$$p_d = 0,58 \cdot 3,5 \cdot 10^8 (1 - 0^2) = 2,03 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Для отверстия

$$p_D = 0,58 \cdot 3,5 \cdot 10^8 \left[ 1 - \left( \frac{0,08}{0,128} \right)^2 \right] = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

В качестве  $p_{max}$  принимаем наименьшее из двух значений:

$$p_{max} = p_D = 1,2 \cdot 10^8 \text{ Па.}$$

Определим по формуле (5.20) величину наибольшего расчетного натяга  $N_{max}$

$$N_{max} = 1,2 \cdot 10^8 \cdot 0,08 \left( \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 15,7 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 157 \text{ мкм.}$$

Определим по формуле (5.21) максимальный допустимый натяг с учетом изменения шероховатости в процессе сборки деталей, при этом принимаем температурную поправку  $u_1 = 0$ .

$$[N_{max}] = 157 + 1,2(1,6 + 3,2) \approx 163 \text{ мкм.}$$

Разница между максимальным и минимальным допустимыми натягами, т. е. максимально допустимый допуск посадки

$$[N_{max}] - [N_{min}] = 163 - 16 = 147 \text{ мкм.}$$

Учитывая то, что допуск размера  $d = 80$  мм:  $IT8 = 46$  мкм,  $IT9 = 74$  мкм, а допуск посадки равен сумме допусков отверстия и вала, лучшим вариантом было бы применение посадки с валом, у которого допуск размера по  $IT8$  и отверстием, у которого допуск размера по  $IT9$ .

Из таблиц А12 и А13 для посадок с натягом видно, что рекомендуемые посадки имеют допуск размера для вала и отверстия

по IT8. Поэтому, из таблицы A12 выбираем три посадки:  $\frac{H8}{u8}$ ,  $\frac{H8}{x8}$  и  $\frac{H8}{z8}$ . Отклонения, соответствующие полям допусков этих валов, находим по таблице A1 и проверим выполнение неравенства (5.25).

$$80z8: es = +256 \text{ мкм} > (163 \text{ мкм} = [N_{max}]);$$

$$80x8: es = +192 \text{ мкм} > (163 \text{ мкм} = [N_{max}]);$$

$$80u8: es = +148 \text{ мкм} < (163 \text{ мкм} = [N_{max}]).$$

Назначаем посадку  $\phi 80 \frac{H8}{u8}$  с характеристиками  $N_{min} = 56 \text{ мкм}$ ,  $N_{max} = 148 \text{ мкм}$ ,  $N_c = 102 \text{ мкм}$ .

Проверим минимальный натяг по условию (5.23)

$$N_{min \text{ см}} = 56 \text{ мкм} \geq [N_{min}] = 16 \text{ мкм}.$$

Условие выполняется.

Давление  $p_{max}$  при максимальном натяге  $N_{max \text{ см}}$  в посадке определим по формуле (5.26)

$$p_{max} = \frac{(148 - 4,8)10^{-6}}{0,08 \left( \frac{2,58}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{0,7}{2 \cdot 10^{11}} \right)} = 109,1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Рассчитаем по формуле (5.27) необходимое усилие при запрессовке собираемых деталей без применения термических способов сборки  $P_{ПР}$ , при этом коэффициент трения при запрессовке принимаем  $f_{ПР} = 0,12$ .

$$P_{ПР} = 0,12 \cdot 109,1 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,08 = 26,32 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

В случае сборки с нагревом охватывающей детали температуру  $t_D$ , °C, до которой она должна быть нагрета, определим по формуле (5.1). Минимально необходимый зазор при сборке  $S_{сб}$  принимаем равным  $S_{min}$  в посадке  $\phi 80 \frac{H7}{g6}$ . По таблицам A1 и A2 для указан-

ной посадки  $S_{сб} = S_{min} = 10 \text{ мкм} = 0,01 \text{ мм}$ . Коэффициент линейного расширения по таблице 5.2  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ .

$$t_D = \frac{0,148 + 0,01}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 80} + 20 = 278 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Схема полей допусков посадки показана на рисунке 5.2.

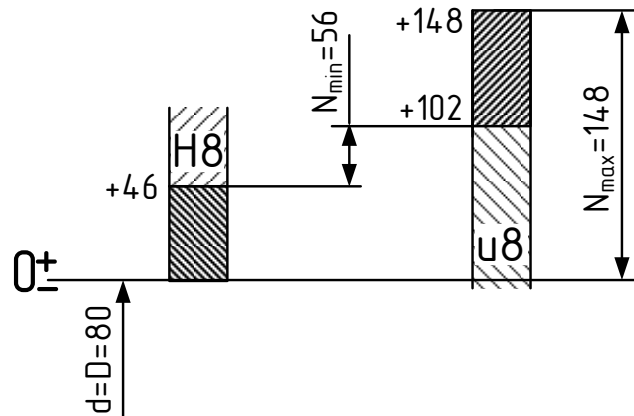


Рисунок 5.2 – Схема полей допусков посадки

### Контрольные вопросы

1. Какая посадка называется посадкой с натягом?
2. Назначение посадок с натягом и область их применения.
3. Перечислите способы сборки посадок с натягом. Какой способ сборки обеспечивает более прочное соединение?
4. В каких случаях применяют сборку способом термических деформаций?
5. Какие основные отклонения вала образуют посадки с натягом в системе отверстия?
6. Какие основные отклонения отверстия образуют посадки с натягом в системе вала?
7. Исходя из чего определяют минимальный требуемый и максимальный допустимый натяги соединения?
8. Что такое шероховатость и как она учитывается в расчете посадок с натягом?
9. Условия выбора стандартной посадки с натягом.
10. Как изменяется шероховатость при запрессовке?



## 6 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

### 6.1 Назначение и применение посадок с зазором

Посадки с зазором применяются в подвижных соединениях в качестве направляющих вращательного (подшипники) и поступательного движения (поршни, плунжеры и т. д.) движений, а также в неподвижных соединениях – как центрирующие и монтажные.

В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и др. Для наиболее ответственных соединений, которые должны работать в условиях жидкостного трения, зазоры подсчитываются на основе гидродинамической теории трения. В случаях, когда допускается работа соединения в условиях полужидкостного, полусухого и сухого трения, выбор посадок чаще всего производится по аналогии с посадками известных и хорошо работающих соединений. При этом следует вносить поправки с учетом конкретных особенностей параметров и условий работы соединений в соответствии с таблицей 6.1.

Таблица 6.1 – Поправки к выбору посадок

Конкретные условия	Зазоры
Меньшее допустимое напряжение материала	Уменьшить
Частый демонтаж	–
Ударная нагрузка	Уменьшить
Температура отверстия выше, чем температура вала	Уменьшить
Температура вала выше, чем отверстия	Увеличить
Большая длина соединения	Увеличить
Большие отклонения формы и расположения сопрягаемых поверхностей	Увеличить
Возможны перекосы в сборке и деформации деталей	Увеличить
Большие скорости вращения	Увеличить
Осевое перемещение	Увеличить
Большая вязкость смазочного масла	Увеличить
Более шероховатая поверхность	Уменьшить
Повышенная точность монтажа	Уменьшить
Пониженная точность монтажа	Увеличить

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для обеспечения беспрепятственной сборки деталей (в особенности сменных). Их относительная неподвижность обеспечивается дополнительным креплением шпонками, винтами, болтами, штифтами и т. п. Выбор посадки для неподвижного соединения производится таким образом, чтобы наименьший зазор обеспечивал компенсацию отклонений формы и расположения сопрягаемых поверхностей, если они не ограничиваются полями допусков размеров этих поверхностей. Кроме того, наименьший зазор должен включать, если это необходимо, запас на регулирование взаимного расположения деталей в сборе, их центрирование и т. п., а также запас на свободное вхождение одной детали в другую, что особенно важно в условиях автоматической сборки. Наибольший зазор в посадках неподвижных соединений определяется из допустимого эксцентриситета  $e$  или смещения осей (плоскостей симметрии) сопрягаемых деталей, который может быть ограничен либо требованиями к точности механизма, либо для уменьшения динамических воздействий (вибраций, ударов и т. п.).

*Посадки  $H/h$  – «скользящие».* Наименьший (гарантированный) зазор в посадках равен нулю. Они установлены во всём диапазоне точностей сопрягаемых размеров (4–12 квалитеты). В точных квалитетах они применяются как центрирующие посадки, т. е. обеспечивают высокую степень совпадения центра вала с центром сопрягаемого с ним отверстия. Допускают медленное вращение и продольное перемещение, используемое чаще всего при настройках и регулировках.

Посадка  $H7/h6$  применяется в неподвижных соединениях при высоких требованиях к точности центрирования часто разбираемых соединений: сменные зубчатые колёса на валах, фрезы на оправках, центрирующие корпуса под подшипники качения, сменные кондукторные втулки станочных приспособлений и т. д. Для подвижных соединений применяется посадка, например, шпинделя в корпусе сверлильного станка.

Посадки  $H8/h7$ ,  $H8/h8$  имеет примерно то же назначение, что и предыдущая посадка, но характеризуется более широкими допусками, облегчающими изготовление деталей.

Посадки  $H/h$  в более грубых квалитетах (9–12) применяются для неподвижных и подвижных соединений малой точности: по-

садки муфт, звездочек и шкивов на валах, для неответственных шарниров и роликов и т.п.

*Посадки H/g* – «движения». Обладают по сравнению с другими посадками небольшим гарантированным зазором. Применяются только в точных квалитетах (4–7) для плавных, чаще всего возвратно-поступательных перемещений, допускают медленное вращение при малых нагрузках.

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

*Посадки H/f* – «ходовые». Характеризуются умеренным гарантированным зазором. Применяются для обеспечения свободного вращения в подшипниках скольжения общего назначения при лёгких и средних режимах работы с угловыми скоростями не более 150 рад/с и в опорах поступательного перемещения.

Посадки *H7/f7*, *H8/f8* (не предпочтительная) применяются в подшипниках скольжения коробок передач различных станков, в соединениях поршня с цилиндром в компрессорах, в гидравлических прессах и т.п.

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

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

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

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

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

## 6.2 Расчет посадок с зазором

Наиболее распространенным типом ответственных подвижных соединений являются подшипники скольжения, работающие со смазкой. Для обеспечения наибольшей долговечности необходимо, чтобы при установившемся режиме подшипники работали с минимальным износом. Это возможно в том случае, когда поверхности цапфы и вкладыша подшипника будут разделены слоем смазки, а трение между металлическими поверхностями будет заменено на трение между слоями смазки.

Наиболее распространенный тип подвижных соединений с зазором являются подшипники скольжения.

Теоретический расчет подвижной посадки основан на гидродинамической теории смазки и сводится к определению такого зазора между валом и подшипником, в котором мог бы поместиться слой смазки, нужной для обеспечения условий жидкостного трения толщины.

В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении (рисунок 6.1).

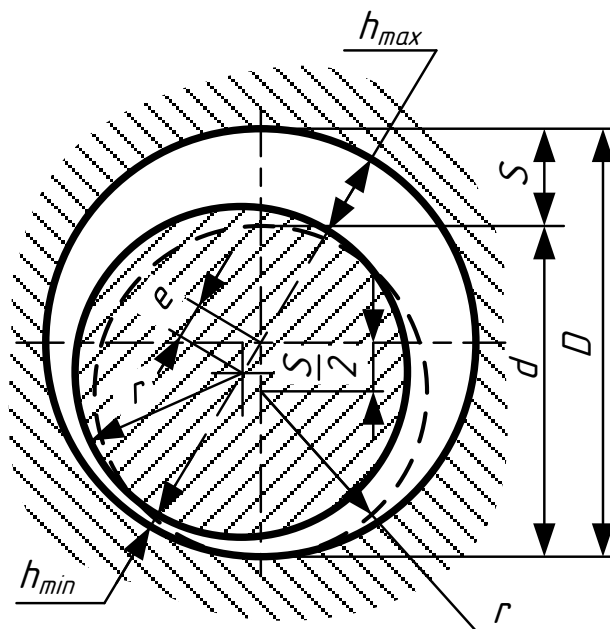


Рисунок 6.1 – Схема к расчету посадок с зазором в подшипниках скольжения

При вращении вала силы трения увлекают смазку в узкую клинообразную щель между валом и отверстием. Под действием возникающего в щели давления при определенном соотношении раз-

меров соединения, частоты вращения, вязкости смазки и давления вал как бы всплывает, опираясь на слой смазки и несколько смещаясь в сторону вращения.

Жидкостное трение между трущимися поверхностями будет устойчивым, если толщина слоя смазки в самом узком месте будет больше некоторого критического значения. Определенной толщине масляного слоя соответствуют два зазора (рисунок 6.2). Например, толщина масляного слоя, равная  $[h_{min}]$  устанавливается при зазоре  $[S_{min}]$  и зазоре  $[S_{max}]$ . При оптимальном зазоре  $S_{opt}$  толщина масляного слоя достигает максимального значения при данных условиях  $h'$ . Определенной толщине масляного слоя соответствует два зазора –  $S_{max}$  и  $S_{min}$ . Слишком малые и слишком большие зазоры  $S$  не дают оптимальную толщину масляного слоя.

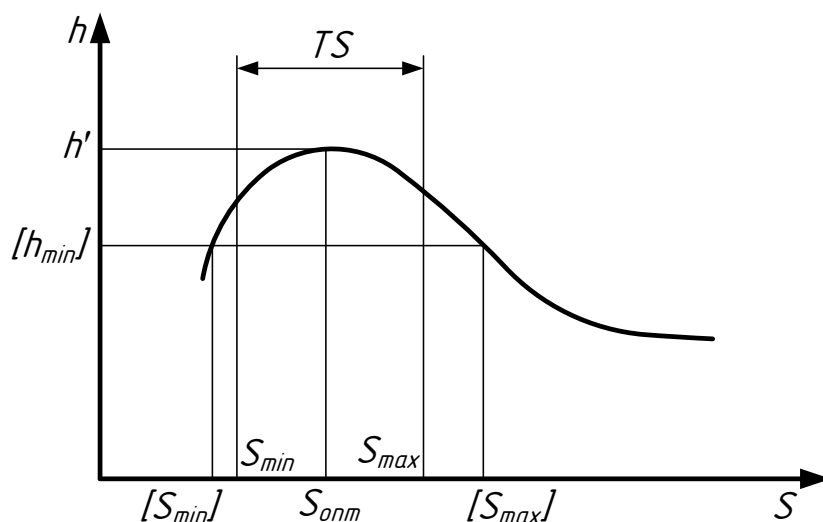


Рисунок 6.2 – График зависимости толщины масляного слоя  $h$  от величины зазора  $S$

Задачей расчёта является определение оптимального зазора  $S_{opt}$ , а также наименьшего  $S_{min}$  и наибольшего  $S_{max}$  зазоров, обеспечивающих условие жидкостного трения в подшипнике (наименьший износ деталей), хорошее центрирование и долговечность работы.

В результате опытов было установлено, что наилучшие условия работы подшипника достигаются при  $h_{min} = 0,25S$  ( $S$  – зазор между валом и подшипником в состоянии покоя). Коэффициент полезного действия подшипника скольжения в этом случае будет наибольшим, а коэффициент трения получается наименьшим.

Из гидродинамической теории смазки известно соотношение между  $h$  и  $S$  в подшипниках скольжения конечной длины  $l$

$$hS = \frac{0,52 d^2 \omega \eta}{p} \frac{l}{d+l}, \quad (6.1)$$

где  $h$  – толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения поверхностей вала и отверстия в рабочем состоянии, м;

$S$  – зазор между валом и отверстием в состоянии покоя, м;

$d$  – номинальный диаметр соединения, м;

$\omega$  – угловая скорость вала, рад/с;

$\eta$  – динамическая вязкость смазочного масла, Па/с.

$l$  – длина подшипника (соединения), м;

$p$  – среднее давление на единицу площади в подшипнике, Па.

Среднее давление на единицу площади

$$p = \frac{P}{\pi dl}, \quad (6.2)$$

где  $P$  – нагрузка на цапфу подшипника, Н.

Подставив в соотношение (6.1)  $h_{min} = 0,25S$  получают уравнение наивыгоднейшего зазора

$$S_{наив} = 2 \sqrt{\frac{0,52 d^2 \omega \eta l}{p(d+l)}} = 2\sqrt{hS}. \quad (6.3)$$

При расчете и выборе подвижных посадок необходимо учитывать, что в процессе работы происходит износ поверхностей вала и отверстия, в результате чего зазор увеличивается.

В подшипнике с первоначальным (сборочным) зазором  $S_i$  толщина масляного слоя  $h$  при эксплуатации вследствие увеличения зазора  $S_i$  из-за износа (интенсивного в периоды пусков и остановок машины) будет вначале возрастать, а затем снижаться вплоть до разрыва масляной пленки и прекращения режима жидкостного трения (отказ машины).

Допускаемая минимальная толщина масляного слоя  $[h_{min}]$ , при которой еще обеспечивается жидкостное трение, принимается с учетом шероховатости поверхностей вала и вкладыша (рисунок

6.3), погрешности их изготовления и сборки, упругой деформации деталей, отклонений температуры, нагрузки и т. д.

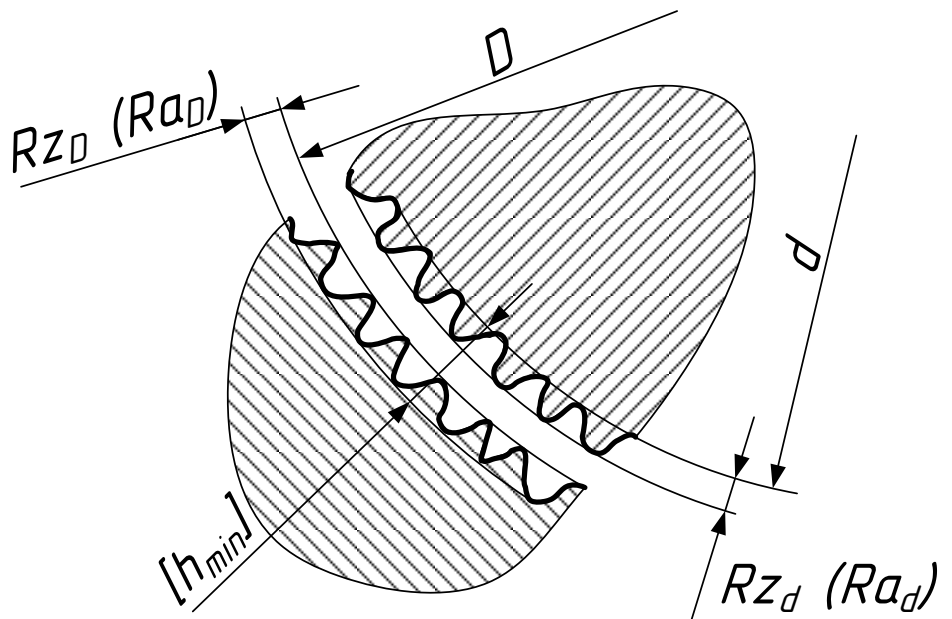


Рисунок 6.3 – Допускаемая минимальная толщина масляного слоя  $[h_{\min}]$

В связи с этим наивыгоднейший зазор необходимо уменьшить на величину износа в период приработки, который составляет примерно 1,4 суммарной величины неровностей вала и отверстия

$$u = 1,4(Rz_d + Rz_D) \approx 7(Ra_d + Ra_D). \quad (6.4)$$

Если соединение работает при температуре, значительно отличающейся от температуры сборки ( $t_{c0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), при разных коэффициентах линейного расширения материалов деталей, то учитывают изменение натяга  $u_1$ , мкм

$$u_1 = d[(t_D - t_{c0}) \alpha_D - (t_d - t_{c0}) \alpha_d], \quad (6.5)$$

где  $\alpha_d, \alpha_D$  – коэффициенты линейного расширения (таблица 5.1);  
 $t_d, t_D$  – рабочая температура деталей.

Поэтому, расчетный зазор

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - u - u_1. \quad (6.6)$$

Наиболее вероятный зазор в соединении (с учетом рассеивания размеров цапфы и подшипника) приближается к среднему

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{max}} + S_{\text{min}}}{2}. \quad (6.7)$$

В этой связи посадку следует выбирать по среднему зазору из числа предпочтительных, соблюдая при этом условие

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{расч}}. \quad (6.8)$$

Выбирают посадку из таблиц системы допусков и посадок (таблицы А1, А2, А12, А13), учитывая данные таблицы А9 о соответствии параметров шероховатости и качеств. Выбранную посадку проверяют обеспечение минимального слоя смазки  $h_{\text{min}}$  при наиболее неблагоприятных условиях (отсутствие сухого трения), т. е. при наибольшем зазоре  $S_{\text{max}}$

$$h_{\text{min}} = \frac{S_{\text{ср}}^2}{4(S_{\text{max}} + u)} \geq u. \quad (6.9)$$

Если условие (6.9) выполнено, то посадка выбрана правильно. Если условие (6.9) не выполняется, то выбирают другую посадку из числа предпочтительных или из числа рекомендуемых.

### 6.3 Пример расчета посадки с зазором

#### Исходные данные

Подобрать стандартную посадку с зазором для соединения с номинальным размером  $d = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м}$ , длиной контакта поверхностей  $l = 56 \text{ мм} = 0,056 \text{ м}$ , угловая скорость  $\omega = 150 \text{ рад/с}$ , радиальная сила, действующая на вал,  $P = 10 \cdot 10^3 \text{ Н}$ , динамическая вязкость смазки  $\eta = 0,02 \text{ Па/с}$ , шероховатость рабочих поверхностей соединения: вала –  $Rz_d = 1,6 \text{ мкм}$ , отверстия –  $Rz_D = 3,2 \text{ мкм}$ . Материал цапфы (вала) – сталь 45, вкладыша – БрОЦС 6-6-3. Рабочая температура подшипника  $t_D = t_d = 50 \text{ °С}$ .



## Решение

По формуле (6.2) найдем среднее давление на единицу площади

$$p = \frac{10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 0,056} = 7,1 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Определим значение самого выгодного зазора по формуле (6.3):

$$S_{\text{наив}} = 2 \sqrt{\frac{0,52 \cdot 0,08^2 \cdot 150 \cdot 0,02 \cdot 0,056}{7,1 \cdot 10^5 (0,08 + 0,056)}} = 76 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 76 \text{ мкм.}$$

Найдем значение поправок по формулам (6.4) и (6.5), при этом коэффициент линейного расширения вала  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ , вкладыша  $\alpha = 17,6 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$  (таблица 5.1)

$$u = 1,4(1,6 + 3,2) = 6,72 \text{ мкм} \approx 7 \text{ мкм.}$$

$$\begin{aligned} u_1 &= 0,08[(50 - 20)17,6 \cdot 10^{-6} - (50 - 20)12 \cdot 10^{-6}] = \\ &= 13 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 13 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Определим значение расчетного зазора по формуле (6.6)

$$S_{\text{расч}} = 76 - 7 - 13 = 56 \text{ мкм.}$$

По стандарту подберем посадку, удовлетворяющую условию (6.8)

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{расч}} = 56 \text{ мкм.}$$

Из числа предпочтительных посадок в системе отверстия наиболее близка к выполнению условия посадки  $\frac{H7}{f7}$  ( $S_{\text{max}} = 90 \text{ мкм}$ ,  $S_{\text{min}} = 30 \text{ мкм}$ ). Средний зазор  $S_{\text{ср}} = (90 + 30)/2 = 60 \text{ мкм}$ .

Проверим посадку при неблагоприятных условиях, т. е. когда зазор наибольший  $S_{\text{max}} = 90 \text{ мкм}$ , по формуле (6.9):

$$h_{\min} = \frac{60^2}{4(90+7)} = 19,1 \text{ мкм} \geq 7 \text{ мкм}.$$

Условие выполняется, следовательно, посадка выбрана правильно.

Схема полей допусков посадки показана на рисунке 6.4.

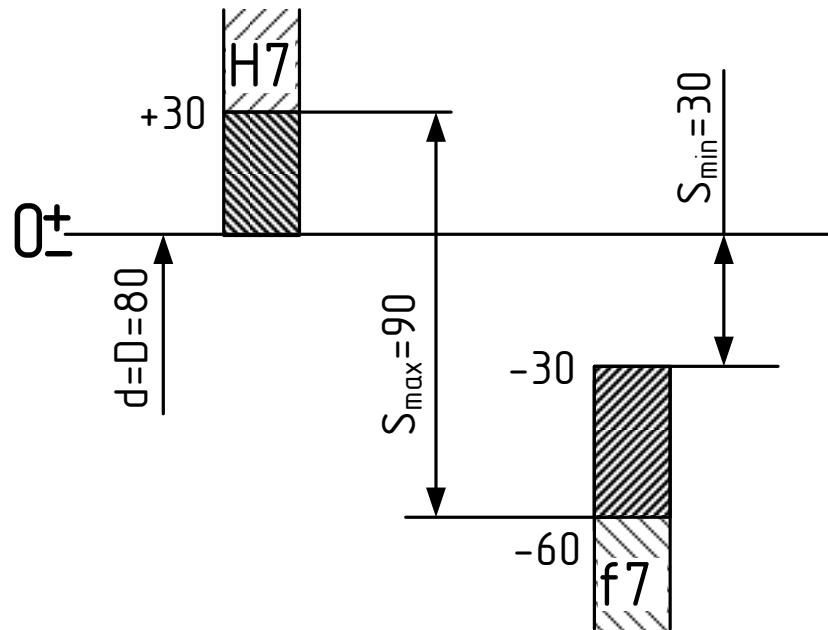


Рисунок 6.4 – Схема полей допусков посадки

### Контрольные вопросы

1. Какая посадка называется посадкой с зазором?
2. Назначение посадок с зазором и область их применения.
3. Что такое жидкостное трение?
4. Что такое оптимальный зазор?
5. Какие основные отклонения вала образуют посадки с зазором в системе отверстия?
6. Какие основные отклонения отверстия образуют посадки с зазором в системе вала?
7. Как учитывается рабочая температура в расчете посадок с зазором?
8. Что такое шероховатость и как она учитывается в расчете посадок с зазором?
9. Условие выбора стандартной посадки с зазором.

## 7 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

### 7.1 Назначение и применение переходных посадок

Переходные посадки предназначены для неподвижных, но разъемных соединений деталей и обеспечивают хорошее центрирование таких соединений.

При выборе переходных посадок необходимо учитывать, что для них характерна возможность получения как натягов, так и зазоров. Натяги, получающиеся в переходных посадках, имеют относительно малую величину и обычно не требуют проверки деталей на прочность, за исключением отдельных тонкостенных деталей. Эти натяги недостаточны для передачи соединением значительных крутящих моментов или усилий. К тому же получение натяга в каждом из собранных соединений без предварительной сортировки деталей не гарантировано. Поэтому переходные посадки применяют с дополнительным креплением соединяемых деталей шпонками, штифтами, винтами и др. Иногда эти посадки применяют без дополнительного крепления, например, когда сдвигающие силы весьма малы, при значительной длине соединения, если относительная неподвижность деталей в соединении не является обязательным условием их качественной работы и т. д.

Зазоры, в отдельных случаях получающиеся в переходных посадках, также относительно малы, что предотвращает значительное смещение (эксцентриситет) соединяемых деталей.

Точность центрирования и легкость сборки и разборки соединения при применении небольших усилий возможна лишь при небольших колебаниях допустимых натягов и зазоров, поэтому переходные посадки предусмотрены только в относительно точных квалитетах: валов в 4–7-м, отверстия в 5–8-м. Отверстия в переходных посадках, как правило, принимают на один квалитет грубее вала.

Основной ряд переходных посадок образуется валами 6-го квалитета и отверстиями 7-го квалитета (в этих квалитетах установлены предпочтительные поля допусков для переходных посадок). Для более точных посадок характерно повышение точности сборки: абсолютные значения наибольших натягов и зазоров уменьшаются, благодаря чему возрастает точность центрирования

и снижается сборочное усилие. Вероятности получения зазоров и натягов остаются теми же, что и для одноименных посадок средней точности, в отдельных случаях вероятность получения натяга увеличивается (посадки H5/n4, H6/n5 уже относятся к группе посадок с гарантированным натягом). Для менее точных посадок (сочетание отверстий 8-го квалитета с валами 7-го квалитета) вероятность получения зазора сохраняется той же или увеличивается (соединение получается менее прочным). Абсолютные значения наибольших натягов и зазоров увеличиваются, т. е. снижается точность центрирования и увеличивается максимальное усилие сборки.

*Посадки H/js, Js/h* – «плотные». Для этих посадок более вероятно получение зазора, но возможны и небольшие натяги (до половины допуска вала), поэтому при сборке и разборке необходимо предусматривать применение усилий; обычно достаточно использования деревянного молотка. Плотные посадки применяются в том случае, если при центрировании деталей допускаются небольшие зазоры или требуется обеспечить легкую сборку, при необходимости в частых сборках и разборках, например для сменных деталей. Сборочные единицы, образованные деталями, соединяемыми по плотной посадке, обычно либо неподвижны, либо перемещаются с малой скоростью при небольшой массе деталей.

*Посадки H/k; K/h* – «напряженные». Наиболее характерный и применяемый тип переходных посадок. Вероятности получения натягов и зазоров в соединении примерно одинаковые. Однако из-за влияния отклонений формы, особенно при большой длине соединения, зазоры в большинстве случаев не ощущаются. Сборка и разборка производится без значительных усилий, например, при помощи ручных молотков. Небольшой натяг, получающийся в большинстве соединений, достаточен для центрирования деталей и предотвращения их вибраций в подвижных узлах при вращении со средними скоростями.

*Посадки H/m; M/h* – «тугие». Обеспечивают преимущественно натяг. Вероятность получения зазоров (небольших) относительно мала. Эти зазоры, как правило, не ощущаются за счет отклонений формы, особенно при увеличенных длинах соединения. Тугие посадки применяются для неподвижных соединений деталей на быстровращающихся валах с дополнительным креплением или без

него (при малых нагрузках и больших длинах соединения). Применяются и взамен более прочных посадок (типа глухих) при увеличенных длинах соединения (свыше 1,5 – 2 диаметров) или когда недопустимы большие деформации деталей.

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

## 7.2 Расчет переходных посадок

Характер переходных посадок определяется вероятностью получения при сборке натягов или зазоров в сопряжении.

Расчитать переходную посадку – это значит определить вероятность получения натягов(зазоров) при заданных условиях. В основу расчета положен ряд допущений: рассеяние действительных размеров деталей подчиняется закону нормального распределения (закону Гаусса) (рисунок 7.1); теоретическое рассеяние  $6\sigma$  равно допуску детали, а центр рассеяния совпадает с серединой поля допуска. Распределение натягов или зазоров в этом случае также будет подчиняться нормальному закону, а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности  $\Phi(z)$ .

Выбор переходных посадок чаще всего производится по аналогии с известными и хорошо работающими соединениями. Расчеты выполняются реже и, в основном, как поверочные. Они могут включать:

- 1) расчет наибольшего зазора по известному предельно допустимому эксцентриситету соединяемых деталей;
- 2) расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении;

3) расчет прочности тонкостенных деталей и наибольшего усилия сборки при наибольшем натяге посадки.

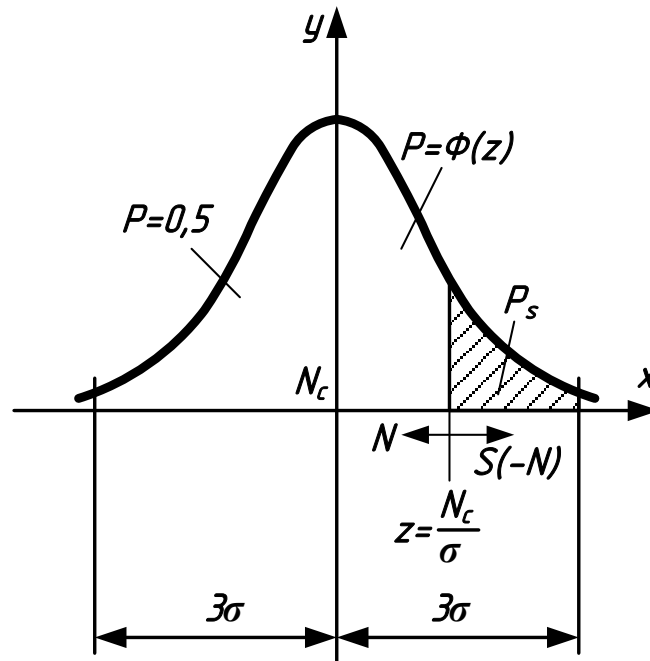


Рисунок 7.1 – Распределение натягов и зазоров

При известном эксцентриситете  $e$  (например, половине радиального биения зубчатого венца шестерни) находят расчетную величину максимального зазора  $S_{\max \text{ расч}}$ , которая определяет точность центрирования

$$S_{\max \text{ расч}} = \frac{e}{K_T}, \quad (7.1)$$

где  $K_T$  – коэффициент запаса точности.

Коэффициент запаса точности компенсирует погрешности формы и расположения поверхностей деталей и смятие неровностей при сборке, а также износ деталей при повторных сборках и разборках. Коэффициент принимают  $K_T = 2-5$  (чем больше коэффициент, тем больше точность).

В системе основного отверстия (таблица А12) подбирают стандартную посадку так, чтобы соблюдались условия:

1)  $S_{\max \text{ расч}}$  ( $N_{\max \text{ расч}}$ ) был приблизительно равен или больше максимального табличного значения  $S_{\max \text{ табл}}$  ( $N_{\max \text{ табл}}$ )

$$S_{\max \text{ расч}} \geq S_{\max \text{ табл}}; \quad (7.2)$$

$$N_{\max \text{ расч}} \geq N_{\max \text{ табл}}; \quad (7.3)$$

2) из всех посадок, отвечающих условиям (7.2) или (7.3), выбирают посадку, у которой  $S_{\max \text{ табл}}$  ( $N_{\max \text{ табл}}$ ) имеет наименьшее значение.

У выбранной посадки определяют  $N_{\max}$ ,  $S_{\max}$ ,  $N_c$ ,  $S_c$  (таблица 1.1), а также допуски вала и отверстия  $Td$  и  $TD$ . При этом необходимо учитывать, что  $N_c = -S_c$ .

Так как рассеяния размеров отверстия и вала, а также зазора и натяга подчиняются закону нормального распределения и допуск равен величине поля рассеяния, то среднее квадратичное отклонение зазора (натяга)

$$\sigma = \frac{\sqrt{Td^2 + TD^2}}{6}. \quad (7.4)$$

После этого рассчитывают верхний предел интегрирования

$$z = \frac{N_c}{\sigma}, \quad (7.5)$$

По найденному абсолютному значению  $z$  ( $0 \leq z \leq +\infty$ ) определяют функцию  $\Phi(z)$  по статистическим таблицам (таблица 7.1).

Определяют вероятность появления зазоров (натягов):

– вероятность натяга  $P_N'$

$$P_N' = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (7.6)$$

$$P_N' = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0; \quad (7.7)$$

– вероятность зазора  $P_S'$

$$P_S' = 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z > 0; \quad (7.8)$$

$$P_S' = 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z < 0. \quad (7.9)$$

Таблица А14 – Значение функции  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ .

$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

На практике центры рассеяния действительных размеров, как правило, смешены, вследствие чего фактически процент соединений с зазорами получается несколько меньше, а степень обеспечиваемой соосности выше расчетной.



Диапазон рассеяния зазоров и натягов

$$\omega = 6\sigma. \quad (7.10)$$

Предельные значения натягов и зазоров:

$$N_{\max}^6 = 3\sigma + N_c. \quad (7.11)$$

$$S_{\max}^6 = 3\sigma + S_c. \quad (7.12)$$

### 7.3 Пример расчета переходной посадки

#### Исходные данные

Подобрать стандартную посадку для соединения с номинальным размером  $d = 60$  мм, при этом радиальное биение после сборки не должно превышать  $A = 90$  мкм.

#### Решение

Рассчитаем эксцентриситет  $e$ , мкм, как половину радиального биения

$$e = \frac{A}{2}. \quad (7.13)$$

$$e = \frac{90}{2} = 45 \text{ мкм.}$$

Определим расчетную величину максимального зазора  $S_{\max \text{ расч}}$ , мм, которая определяет точность центрирования по формуле (7.1), при этом принимаем коэффициент запаса точности  $K_T = 3$ .

$$S_{\max \text{ расч}} = \frac{45}{3} = 15 \text{ мкм.}$$

В системе основного отверстия (таблица А12) по  $S_{\max \text{ расч}}$  подберем стандартную посадку так, чтобы  $S_{\max \text{ расч}}$  был приблизительно равен или больше максимального табличного значения  $S_{\max \text{ табл}}$ .

Таковыми посадками будут

$$1) \phi 60 \frac{H6(+0,019)}{k5(+0,015)}, S_{\max \text{табл}} = 17 \text{ мкм};$$

$$2) \phi 60 \frac{H7(+0,03)}{k6(+0,021)}, S_{\max \text{табл}} = 28 \text{ мкм};$$

$$3) \phi 60 \frac{H7(+0,03)}{n6(+0,039)}, S_{\max \text{табл}} = 10 \text{ мкм};$$

$$4) \phi 60 \frac{H7(+0,03)}{m6(+0,030)}, S_{\max \text{табл}} = 19 \text{ мкм}.$$

Для данного соединения наиболее подходит посадка  $\phi 60 \frac{H7}{m6}$ .

Посадка  $\phi 60 \frac{H6}{k5}$  обеспечит лучшее центрирование, но трудоемкость изготовления значительно увеличится по сравнению с посадкой  $\phi 60 \frac{H7}{m6}$ .

Выбираем посадку  $\phi 60 \frac{H7(+0,03)}{m6(+0,030)}$ , у которой  $S_{\max \text{табл}} = 19 \text{ мкм}$ ,

$N_{\max \text{табл}} = 30 \text{ мкм}$ ,  $N_c = -S_c = 5,5 \text{ мкм}$ ,  $Td = 19 \text{ мкм}$ ,  $TD = 30 \text{ мкм}$ .

Среднее квадратичное отклонение определим по формуле (7.4)

$$\sigma = \frac{\sqrt{19^2 + 30^2}}{6} = 5,9 \text{ мкм}.$$

Верхний предел интегрирования определим по формуле (7.5)

$$z = \frac{5,5}{5,9} = 0,93.$$

По найденному значению  $z$  по таблице 7.1, экстраполируя, определим значение функции  $\Phi(0,93) = 0,3238$ .

Определим вероятность появления натягов. Так как  $z > 0$ , то вероятность натяга  $P_N'$  по формуле (7.6)

$$P_N' = 0,5 + 0,3238 = 0,8238 \text{ или } 82,38 \%.$$

Определим вероятность появления зазоров. Так как  $z > 0$ , то вероятность зазора  $P_S'$  по формуле (7.8)

$$P_S' = 0,5 - 0,3238 = 0,1762 \text{ или } 17,62 \%.$$

Диапазон рассеяния зазоров и натягов рассчитаем по формуле (7.10)

$$\omega = 6 \cdot 5,9 = 35,4 \text{ мкм.}$$

Предельные значения натягов и зазоров определим по формулам (7.11) и (7.12)

$$N_{\max}^6 = 3 \cdot 5,9 + 5,5 = 23,2 \text{ мкм.}$$

$$S_{\max}^6 = 3 \cdot 5,9 - 5,5 = 12,2 \text{ мкм.}$$

Кривая вероятностей натягов и зазоров посадки  $\phi 60 \frac{H7}{m6}$  приведена на рисунке 7.2, а схема полей допусков посадки – на рисунке 7.3.

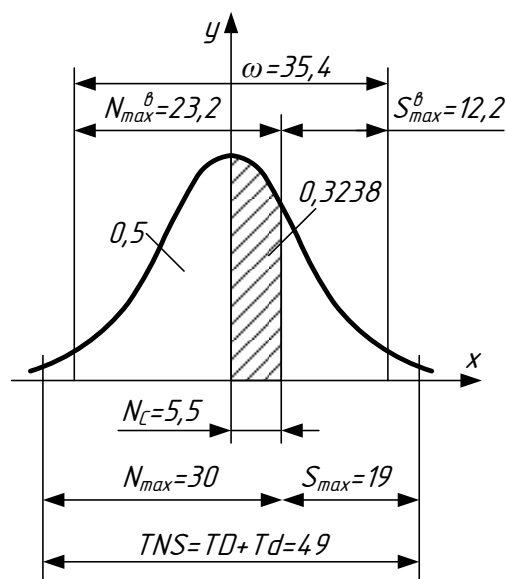


Рисунок 7.2 – Кривая вероятностей натягов и зазоров посадки

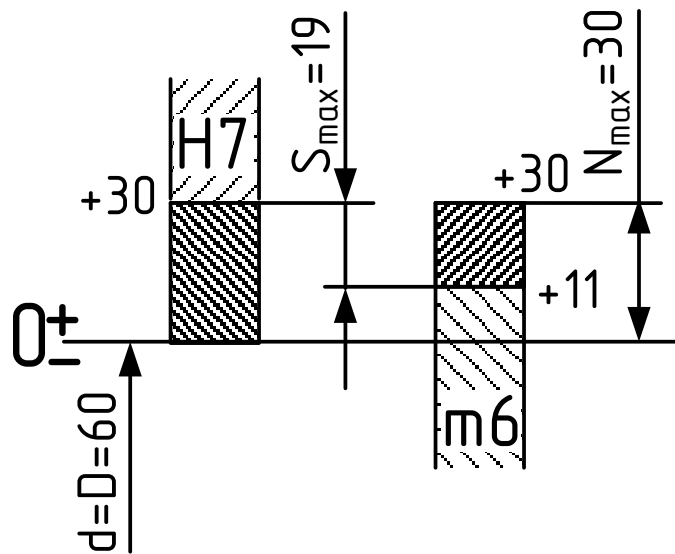


Рисунок 7.3 – Схема полей допусков посадки

### Контрольные вопросы

1. Какая посадка называется переходной посадкой?
2. Назначение переходных посадок и область их применения.
3. Какие переходные посадки являются посадками с преимущественным (наиболее вероятным) натягом?
4. Как передается крутящий момент в соединениях деталей с переходными посадками?
5. Какие основные отклонения вала образуют переходные посадки в системе отверстия?
6. Какие основные отклонения отверстия образуют переходные посадки в системе вала?
7. Как учитывается эксцентриситет в расчете переходных посадок?
8. Что такое коэффициент запаса точности?
9. Условие выбора стандартной переходной посадки.

## 8 СОЕДИНЕНИЯ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

### 8.1 Основные положения

**Подшипник** – часть опоры вала (или оси), воспринимающая от него нагрузки и обеспечивающая его вращение.

**По принципу работы** различают подшипники скольжения и качения.

**Подшипники скольжения** образуют комплект цилиндрических, конических или сферических поверхностей и работают в условиях жидкостного, смешанного или сухого трения. Чаще всего между валом и опорами устанавливаются дополнительные детали (втулки, вкладыши), обладающие антифрикционными свойствами. Эти подшипники, в принципе, представляют собой посадки с зазором и не имеют каких-либо особенностей при нормировании точности, по сравнению с гладкими цилиндрическими соединениями.

**Подшипник качения** представляет собой изделие (сборочную единицу), состоящее из двух соосных колец (наружного и внутреннего) и расположенных между ними тел качения (шариков или роликов), заключенных в сепаратор.

**Сепаратор** в подшипниках качения – металлическая обойма с отверстиями, предназначенными для разделения и удержания тел качения на определенном расстоянии друг от друга.

**По направлению воспринимаемой нагрузки** подшипники качения делятся на радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку; упорные, предназначенные для восприятия осевых нагрузок; и радиально-упорные, применяемые для восприятия радиальных и осевых нагрузок.

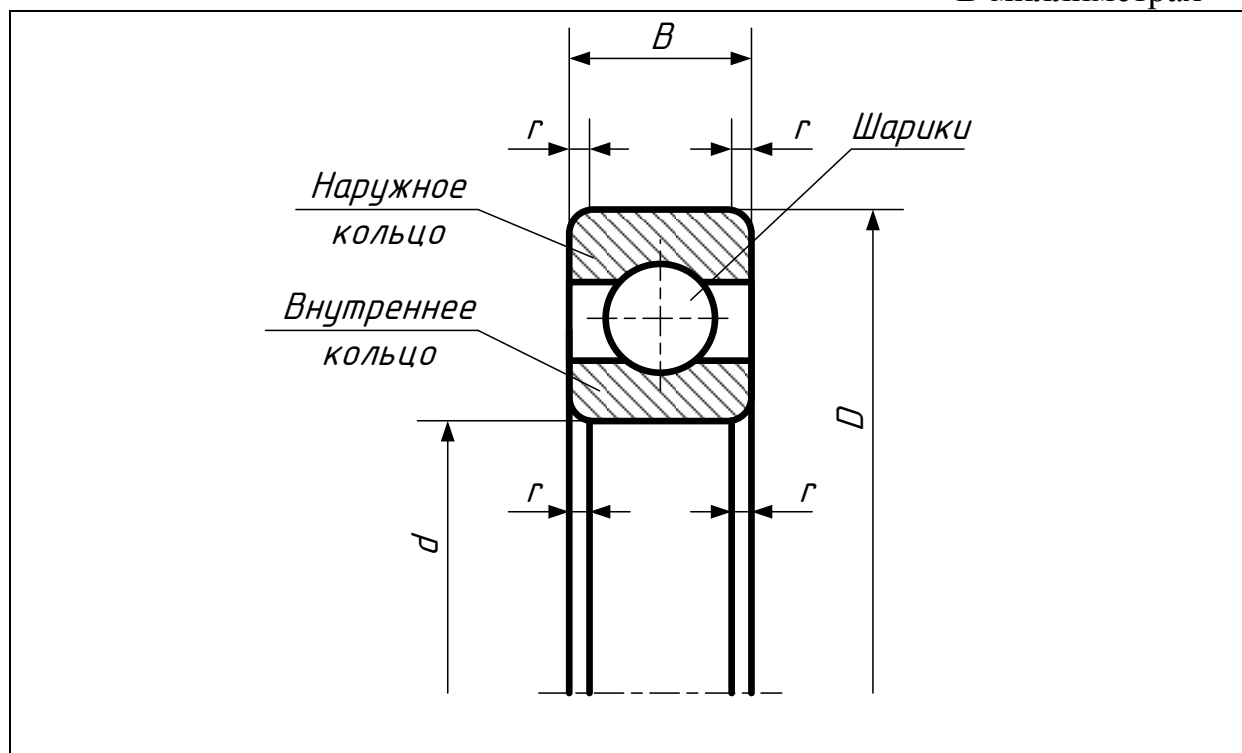
**По форме тел качения и рабочих поверхностей колец**, где располагаются тела качения, подшипники разделяются на шариковые; шариковые сферические; роликовые цилиндрические с короткими, длинными (игольчатыми) и витыми роликами; коническо-сферические; в том числе самоустанавливающиеся, нечувствительные к незначительным угловым отклонениям вала.

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

**Подшипник качения – это стандартное изделие, обладающее внешней взаимозаменяемостью** своими присоединительными поверхностями с размерами:  $D$  – наружный диаметр наружного кольца,  $d$  – внутренний диаметр внутреннего кольца,  $B$  – ширина (высота) колец подшипника при одинаковой ширине наружного и внутреннего колец. Для радиальных однорядных шариковых подшипников размеры представлены в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Конструктивные размеры радиальных однорядных шариковых подшипников (по ГОСТ 8338)

В миллиметрах



Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр $d$	Наружный диаметр $D$	Ширина кольца $B$	Радиус фаски $r$
Особолегкая серия				
100	10	26	8	0,5
101	12	28	8	0,5
104	20	42	12	1,0
105	25	47	12	1,0
106	30	55	13	1,5
107	35	62	14	1,5
108	40	68	15	1,5
109	45	75	16	1,5
110	50	80	16	1,5

Продолжение таблицы 8.1

Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр $d$	Наружный диаметр $D$	Ширина кольца $B$	Радиус фаски $r$
111	55	90	18	2,0
112	60	95	18	2,0
113	65	100	18	2,0
114	70	110	20	2,0
115	75	115	20	2,0
116	80	125	22	2,0
117	85	130	22	2,0
118	90	140	24	2,5
120	100	150	24	2,5
Легкая серия				
200	10	30	9	1
201	12	32	10	1
202	15	35	11	1
203	17	40	12	1,5
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2
208	40	80	18	2
209	45	85	19	2
210	50	90	20	2
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5
213	65	120	23	2,5
214	70	125	24	2,5
215	75	130	25	2,5
216	80	140	26	3
217	85	150	28	3
218	90	160	30	3
219	95	170	32	3,5
220	100	180	34	3,5
Средняя серия				
300	10	35	11	1
301	12	37	12	1,5
302	15	42	13	1,5
303	17	47	14	1,5
304	20	52	15	2
305	25	62	17	2

Продолжение таблицы 8.1

Условное обозначение подшипника	Внутренний диаметр $d$	Наружный диаметр $D$	Ширина кольца $B$	Радиус фаски $r$
306	30	72	19	2
307	35	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5
310	50	110	27	3
311	55	120	29	3
312	60	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5
317	85	180	41	4
318	90	190	43	4
319	95	200	45	4
320	100	215	47	4
Тяжелая серия				
405	25	80	21	2,5
406	30	90	23	2,5
407	35	100	25	2,5
408	40	110	27	3
409	45	120	29	3
410	50	130	31	3,5
411	55	140	33	3,5
412	60	150	35	3,5
413	65	160	37	3,5
414	70	180	42	4
415	75	190	45	4
416	80	200	48	4
417	85	210	52	5
418	90	225	54	5

**При изготовлении подшипников нет полной взаимозаменяемости**, и если разобрать несколько одинаковых подшипников, и перемешать детали, то при их повторной сборке подшипники могут, либо не собраться, либо не будут соответствовать нормируемой точности по эксплуатационным показателям.



## 8.2 Особенности соединений подшипников качения с деталями машин

Соединения подшипников качения с деталями машин являются частным случаем гладких цилиндрических соединений, весьма распространенным, но имеющим **свои специфические особенности**. Эти особенности определяются централизованным изготовлением подшипников качения, требующим унификации и стандартизации их присоединительных размеров, и особым влиянием посадки подшипников на условия их монтажа и работы.

1. Основными присоединительными (посадочными) поверхностями подшипников качения, по которым они монтируются на валах и в корпусах машин являются: отверстие во внутреннем кольце подшипников и наружная поверхность наружного кольца подшипников. Соответственно **различают два отдельных соединения: внутреннего кольца с валом и наружного кольца с корпусом**.

2. Многообразие условий монтажа и работы подшипников качения в различных машинах определяет **необходимость различных посадок колец подшипников**. Требуемый характер посадки обеспечивается выбором соответствующего поля допуска вала или отверстия корпуса **при неизменных полях допуска колец подшипников**.

Таким образом, *посадки подшипников на вал выполняются в системе отверстия*, а отверстие внутреннего кольца подшипников является в этих посадках основным отверстием. *Посадки подшипников в корпус выполняются в системе вала*, а основным валом в этих посадках служит наружная поверхность наружного кольца.

3. В зависимости от используемых тел качения и от направления воспринимаемой нагрузки ГОСТ 520 устанавливает следующие **классы точности подшипников качения** (таблица 8.2).

4. Класс точности подшипника определяет не только точность диаметра и других присоединительных размеров подшипника, но и точность его вращения. Поэтому *классы точности подшипников не имеют ничего общего с качествами ЕСДП*.

В общем машиностроении, когда требования к точности вращения специально не оговорены, **рекомендуется применять подшипники классов точности 0 и 6**.

Таблица 8.2 – Классы точности подшипников качения (по ГОСТ 520)

Тип подшипника качения	Класс точности подшипника						
	0	6X	6	5	4	2	T
Шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные	+	–	+	+	+	+	+
Упорные и упорно-радиальные	+	–	+	+	+	+	–
Роликовые конические	+	+	+	+	+	+	–
Примечания							
1. Наиболее грубый класс – 0, наиболее точный – T.							
2. По заказу потребителя могут поставляться более грубые классы 8 и 7, которые по точности ниже класса 0.							

5. **Основные отклонения** посадочных мест колец подшипников обозначают латинской буквой *L* для диаметра отверстия и буквой *l* – для наружного диаметра (эти буквы специально оставлены в ЕСДП для подшипников качения).

6. В соответствии с ГОСТ 3325 поля допусков на посадочные размеры подшипника образуются основным отклонением и классом точности подшипника. Тогда *l0, l6, l5, l4, l2* – обозначение полей допуска наружного диаметра кольца по классам точности 0, 6, 5, 4, 2, а *L0, L6, L5, L4, L2* – обозначение полей допуска диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника по классам точности 0, 6, 5, 4, 2.

7. По ГОСТ 520 и ГОСТ 3325 для подшипников предусмотрена специальная система допусков и предельных отклонений, представленная на рисунке 8.1, которая отличается от ЕСДП характером расположения поля допуска внутреннего кольца подшипника относительно номинального размера.

Поля допусков *l0, l6* (и др. классов точности) наружного кольца подшипника располагаются аналогично полю допуска основного вала *h* по ЕСДП (рисунок 8.2).

Поля допусков *L0, L6* (и др. классов точности) внутреннего кольца подшипника располагаются не в тело кольца, т. е. в «плюс» (как для основного отверстия *H* по ЕСДП), а в «минус» от нулевой линии (рисунок 8.2).

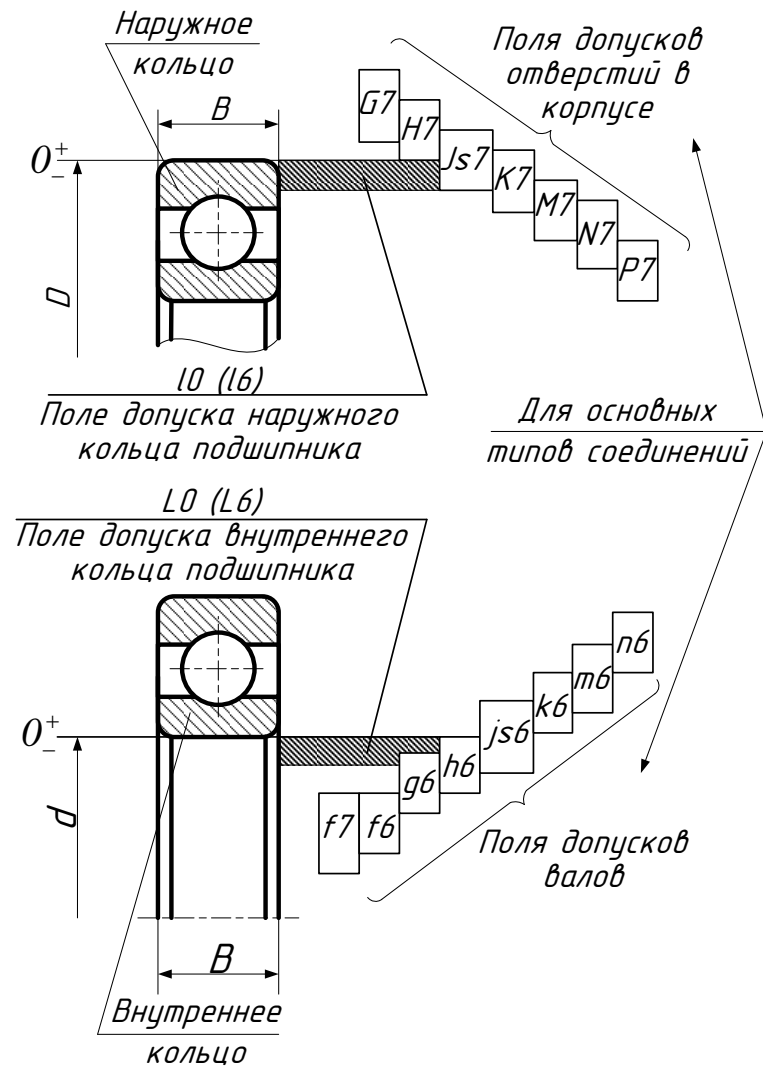


Рисунок 8.1 – Поля допусков посадочных поверхностей подшипников, отверстий и валов для установки подшипников качения 0 и 6 классов точности

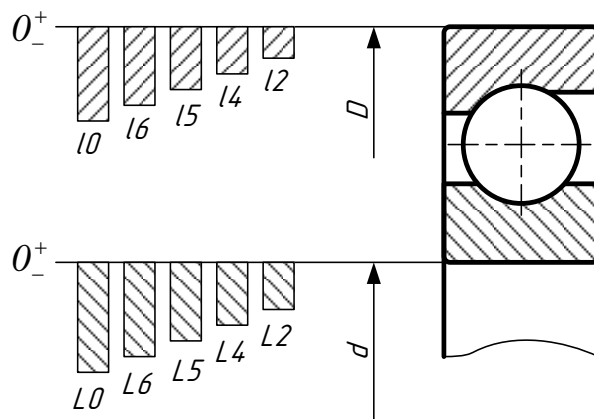


Рисунок 8.2 – Схема расположения полей допусков на наружный диаметр и диаметр отверстия подшипников по классам точности

Таким образом, при сопряжении валов с отверстием, у которого поле допуска расположено в минус от номинального размера, а не в плюс, часть полей допусков валов, которые в ЕСДП использовались для получения посадок с небольшим зазором, *будут образовывать с отверстием подшипника посадки переходные с небольшими натягами или зазорами*. В это же время поля допуска, обычно используемые по ЕСДП для переходных посадок, *будут с кольцами подшипников образовывать посадки с небольшим натягом*.

Точность (предельные отклонения) размеров колец шариковых, роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников 0 и 6 классов точности представлена в таблице 8.3.

Таблица 8.3 – Точность размеров внутренних и наружных колец подшипников 0 и 6 классов точности (по ГОСТ 520)

Интервал номинальных диаметров, мм	Допускаемые отклонения, мкм							
	диаметра отверстия $d$			наружного диаметра $D$			ширины колец $B$	
	Классы точности подшипников							
	0; 6	0	6	0; 6	0	6	0; 6	
	<i>ES</i>	<i>EI</i>	<i>EI</i>	<i>es</i>	<i>ei</i>	<i>ei</i>	<i>es</i>	<i>ei</i>
Св. 10 до 18	0	-8	-7	0	-8	-7	0	-120
Св. 18 до 30	0	-10	-8	0	-9	-8	0	-120
Св. 30 до 50	0	-12	-10	0	-11	-9	0	-120
Св. 50 до 80	0	-15	-12	0	-13	-11	0	-150
Св. 80 до 120	0	-20	-15	0	-15	-13	0	-200
Св. 120 до 180	0	-25	-18	0	-25	-18	0	-250
Св. 180 до 250	0	-30	-22	0	-30	-20	0	-300
Св. 250 до 315	0	-35	-25	0	-35	-25	0	-350
Св. 315 до 400	0	-40	-30	0	-40	-28	0	-400
Св. 400 до 500	0	-45	-35	0	-45	-33	0	-450

8. При установке подшипников качения используют все три вида посадок по характеру сопряжения, т. е. посадки с зазором, с натягом и переходные.

При выборе посадок подшипников необходимо руководствоваться следующими общими рекомендациями:

– кольцо подшипника, которое соединяется с вращающимся элементом конструкции (валом или корпусом) должно устанавливаться с гарантированным натягом;

– при двухопорном вале (два подшипника на концах вала), посадка одного из не вращающихся колец должна быть с гарантированным зазором, для компенсации температурных деформаций вала или корпуса;

– более точный выбор посадок должен выполняться с учетом степени и вида нагрузки каждого из колец подшипника.

9. Во время работы кольца подшипника испытывают различные виды силового воздействия от постоянных и переменных нагрузок. По ГОСТ 3325 различают следующие виды нагружений колец подшипника: местное, циркуляционное и колебательное.

**Местным нагружением** называется такое нагружение, при котором на кольцо действует постоянная по направлению радиальная нагрузка  $P_n$ , воспринимаемая лишь ограниченным участком дорожки качения, которая передается соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса (рисунок 8.3, таблица 8.4).

**Циркуляционным нагружением** называется такое нагружение, при котором результирующая радиальная нагрузка  $P_n$  принимается последовательно по всей окружности дорожки качения и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение получается при вращении кольца и постоянно направленной нагрузке  $P_n$  или наоборот, при радиальной нагрузке  $P_v$ , вращающейся относительно неподвижного кольца (рисунок 8.3, таблица 8.4).

**Колебательным нагружением** называется такое нагружение, при котором меняющаяся по величине результирующая нагрузка не совершает полного оборота, а действует на ограниченном участке одного из колец. Такое нагружение, например, имеет место при вращении несбалансированных деталей. Кольцо воспринимает равнодействующую двух радиальных нагрузок ( $P_n$  – постоянной по направлению и  $P_v$  – вращающейся и меньшей по величине) ограниченным участком окружности дорожки и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса, при этом равнодействующая сил  $P_n$  и  $P_v$  не совершает полного оборота, а колеблется (рисунок 8.3, таблица 8.4).

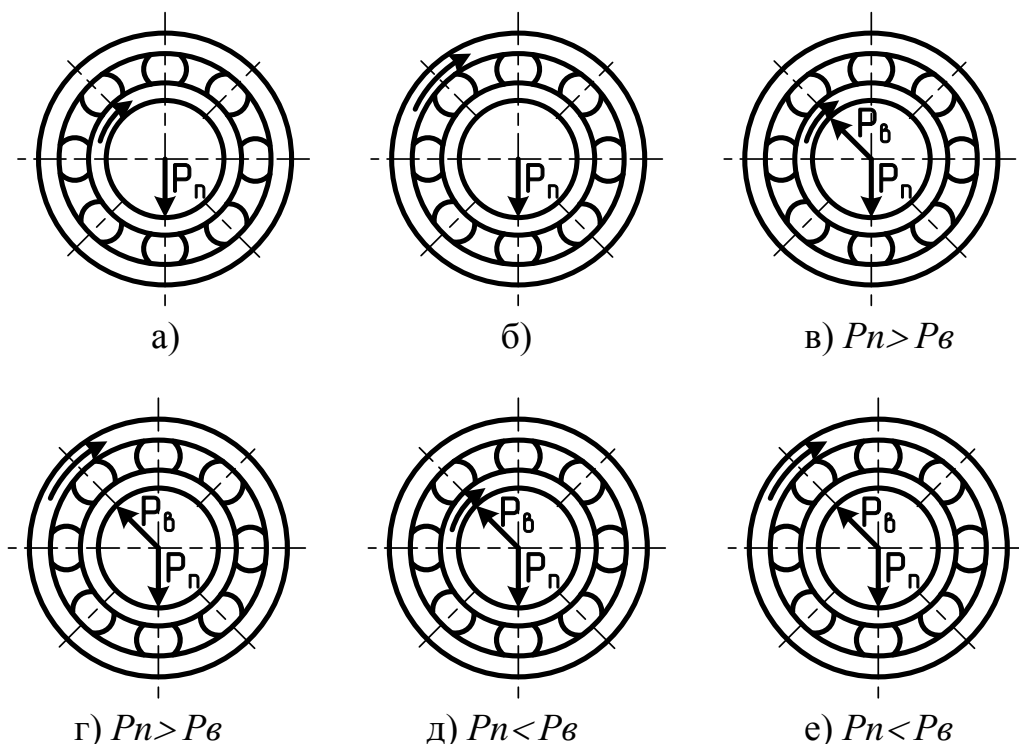


Рисунок 8.3 – Схемы нагружения колец подшипника

Таблица 8.4 – Виды нагружения колец подшипника

Радиальные нагрузки, воспринимаемые шарикоподшипниками	Вращающееся кольцо (по рисунку 8.3)	Виды нагружения кольца	
		внутреннего	наружного
Постоянная по направлению $P_n$	Внутреннее (а)	Циркуляц.	Местное
	Наружное (б)	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению $P_n$ и вращающаяся $P_v$ – меньшая по величине	Внутреннее (в)	Циркуляц.	Колебательное
	Наружное (г)	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению $P_n$ и вращающаяся $P_v$ – большая по величине	Внутреннее (д)	Местное	Циркуляционное
	Наружное (е)	Циркуляц.	Местное
Постоянная по направлению $P_n$	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляц.	Циркуляционное
Вращающаяся $P_v$ с внутренним кольцом		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся $P_v$ с наружным кольцом		Циркуляционное	Местное

В том случае, если постоянно направленная нагрузка  $P_n$  меньше, чем вращающаяся  $P_v$ , то вращающееся кольцо подшипника имеет местное нагружение, а неподвижное – циркуляционное (рисунки 8.3, таблица 8.4).

Кольца, которые подвергаются **местному нагружению**, должны устанавливаться **с гарантированным зазором или по переходной посадке** при минимальном натяге. Это необходимо для того, чтобы кольцо, подвергаемое местному нагружению, могло в процессе работы иногда проворачиваться, чтобы нагрузка не приходилась постоянно на одно и то же место, так как это может привести к быстрому местному износу. При повороте колец в процессе эксплуатации износ подшипника будет происходить равномерно.

**При циркуляционном нагружении** кольцо должно устанавливаться **по посадке с натягом** для того, чтобы оно не проворачивалось в процессе работы и его износ происходил равномерно, так как сама нагрузка проходит последовательно по сопрягаемой поверхности.

**При колебательном нагружении** кольцо должно устанавливаться **по переходной посадке** с целью обеспечения возможного поворота кольца в процессе работы для равномерного износа.

Поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов в зависимости от вида нагружения колец подшипников 0 и 6 классов точности приведены в таблице 8.5.

Таблица 8.5 – Поля допусков и посадки шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников для видов нагружения

Вид нагружения кольца	Поле допуска		Посадка	
	вала	отверстия	на валу	в отверстии
Местное	$f6; g6; h6; js6$	$G7; H7; Js7$	$L0/f6; L6/f6; L0/g6; L6/g6; L0/h6; L6/h6;$	$G7/l0; G7/l6; H7/l0; H7/l6; Js7/l0; Js7/l6$
		$H8, H9$	$L0/js6; L6/js6$	$H8/l0; H8/l6; H9/l6$
Циркуляционное	$n6; m6; k6; js6$	$N7; M7; K7;$	$L0/n6; L6/n6; L0/m6; L6/m6;$	$N7/l0; N7/l6; M7/l0; M7/l6;$
		$P7$	$L0/k6; L6/k6; L0/js6; L6/js6$	$K7/l0; K7/l6; P7/l0; P7/l6$
Колебательное	$js6$	$Js7$	$L0/js6; L6/js6;$	$Js7/l0; Js7/l6$

10. **Режим работы подшипников** характеризуется их долговечностью. При выборе полей допуска в зависимости от режима работы различают легкий, нормальный и тяжелый режимы, представленные в таблице 8.6.

Таблица 8.6 – Режимы работы подшипников

Режим работы	Расчетная долговечность, ч	Расчетная календарная долговечность (при 8-часовой работе подшипника в сутки)
Легкий	Более 10 000	Более 4 лет
Нормальный	От 5 000 до 10 000	От 2 до 4 лет
Тяжелый	От 2 500 до 5 000	От 1 года до 2 лет

Примечания

1. При ударных и вибрационных нагрузках (например, на коленчатых валах двигателей посадки для подшипников выбираются, как для тяжелого режима работы, независимо от расчетной долговечности.
2. Под расчетной долговечностью подшипников качения понимается время в рабочих часах, в течение которого не менее 90 % подшипников данной группы при одинаковых условиях должны работать без появления признаков усталости металла (выкрашивание металла на рабочих поверхностях деталей или отслаивания металла).

11. **Посадки циркуляционно-нагруженных колец подшипников** могут выбираться по интенсивности радиальной нагрузки на посадочную поверхность. При циркуляционном нагружении колец подшипников посадки выбирают по интенсивности радиальной нагрузки  $P_r$  на посадочную поверхность. Допустимые значения  $P_r$ , подсчитанные по средним значениям посадочных натягов, приведены в таблице 8.7.

Таблица 8.7 – Допустимые интенсивности нагрузок на посадочные поверхности вала и корпуса при циркуляционном нагружении

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника $d$ , мм	Допустимые значения $P_r$ , кН/м			
	Поле допуска для вала			
	$js6; js5$	$k6; k5$	$m6; m5$	$n6; n5$
Св. 18 до 80	До 300	300–1400	1400–1600	1600–3000
Св. 80 до 180	До 600	600–2000	2000–2500	2500–4000
Св. 180 до 360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
Св. 360 до 630	До 900	900–3500	3500–5400	5400–8000



Продолжение таблицы 8.7

Диаметр наружного кольца $D$ , мм	Допустимые значения $P_r$ , кН/м			
	Поле допуска для корпуса			
	$K7; Kб$	$M7; Mб$	$N7; Nб$	$P7$
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

Интенсивность нагрузки подсчитывается по формуле

$$P_r = \frac{F_r}{B - 2r} K_1 K_2 K_3, \quad (8.1)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на опору, кН;

$B$  – ширина подшипника, м;

$r$  – размер фаски кольца подшипника, м;

$K_1$  – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки (при перегрузке до 150 %, умеренных толчках и вибрациях  $K_1 = 1$ ; при перегрузке до 300 %, сильных ударах и вибрации  $K_1 = 1,8$ );

$K_2$  – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе, приводится в таблице 8.8 (при сплошном вале  $K_2 = 1$ );

Таблица 8.8 – Значения коэффициента  $K_2$

$\frac{d_{омв}}{d}$ или $\frac{D}{D_{корп}}$		Для вала			Для корпуса
свыше	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$\frac{D}{d} = 1,5 - 2,0$	$\frac{D}{d} > 2 - 3$	Для всех подшипников
–	0,4	1	1	1	1
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2	1,4
0,8	–	2	2,3	3	1,8

Примечание –  $d$  и  $D$  – соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника;  $d_{омв}$  – диаметр отверстия полого вала;  $D_{корп}$  – диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

$K_3$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки  $F_r$  между рядами роликов в двухряд-

ных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору. Для радиальных и радиально-упорных подшипников с одним наружным или внутренним кольцом  $K_3 = 1$ .

12. Шероховатость и точность расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов (отклонения от круглости, профиля продольного сечения и торцевое биение) должны соответствовать нормам, указанным в таблицах А4, 8.9, 8.10 и 8.11.

Таблица 8.9 – Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения (по ГОСТ 3325)

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников по ГОСТ 520	Номинальный диаметр, мм	
		до 80	св. 80 до 500
		Шероховатость поверхности $Ra$ по ГОСТ 2789, мкм, не более	
Валов	0	1,25	2,50
	6 и 5	0,63	1,25
Отверстий корпусов	0	1,25	2,50
	6; 5 и 4	0,63	1,25
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,50	2,50
	6; 5 и 4	1,25	2,50

Таблица 8.10 – Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипником

Для посадочной поверхности вала, сопрягаемого с подшипником													
Класс точности подшипника	Номинальные диаметры $d$ и $D$ подшипников качения, мм												
	От 0,6 до 2,5	Св. 2,5 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
Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения, мкм													
0 и 6	1,5	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	6	7	8	9
5 и 4	0,7	0,7	0,8	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	4
2	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	1,7	–	–

Продолжение таблицы 8.10

Для посадочной поверхности отверстия корпуса, сопрягаемого с подшипником													
Класс точности подшип- ника	Номинальные диаметры $d$ и $D$ подшипников качения, мм												
	от 0,6 до 2,5	св. 2,5 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
Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения, мкм													
0 и 6	–	2,5	3	4	4,5	5	6	7,5	9	10	11,5	13	14
5 и 4	–	1	1,3	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	5,3	6
2	–	0,5	0,6	0,8	1	1	1,4	1,6	2	2,2	2,5	3	4

Таблица 8.11 – Допуски расположения посадочных поверхностей заплечиков валов и корпусов под подшипники качения (по ГОСТ 3325)

Номинальный диаметр $d$ или $D$ , мм	Допуски торцового биения, мкм, не более			
	Заплечики валов		Заплечики отверстий корпусов	
	Класс точности подшипников			
	0	6	0	6
От 1 до 3	10	6	–	–
Св. 3 до 6	12	8	18	12
Св. 6 до 10	15	9	22	15
Св. 10 до 18	18	11	27	18
Св. 18 до 30	21	13	33	21
Св. 30 до 50	25	16	39	25
Св. 50 до 80	30	19	46	30
Св. 80 до 120	35	22	54	35
Св. 120 до 180	40	25	63	40
Св. 180 до 250	46	29	72	46
Св. 250 до 315	52	32	81	52
Св. 315 до 400	57	36	89	57
Св. 400 до 500	63	40	97	63

13. Обозначение посадок подшипников качения такое же, как принято в ЕСДП, т. е. в числителе указывают поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала. Одно из полей допуска – поле допуска кольца подшипника.

На посадочные поверхности валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипником качения обычно задают отклонение от цилиндричности (таблица А4). Реально это измерение осуществляется методом сечений перпендикулярно оси детали и продольно ее оси. При этом измеряется отклонение от круглости и отклонение профиля продольного сечения. Последние два показателя заменяют отклонение от цилиндричности. Поэтому на чертежах *целесообразно задавать не допуск цилиндричности, а допуск круглости и допуск профиля продольного сечения*. Это также принято в ГОСТ 3325 для посадочных поверхностей валов и отверстий, сопрягаемых с подшипниками качения (таблица 8.10). Кроме того, регламентируют допуски расположения посадочных поверхностей заплечиков валов и корпусов для предотвращения перекоса подшипников (таблица 8.11).

### 8.3 Пример выбора посадок подшипников качения

#### Исходные данные

Рассчитать и выбрать посадки для подшипника качения № 206, класса точности 0, испытывающего радиальную нагрузку  $R = 6$  кН, возможные перегрузки 180 %, виды нагружения колец: внутреннего – местное, наружного – циркуляционное, вал сплошной, корпус тонкостенный ( $\frac{D}{D_{корп}} = 0,7$ ).

#### Решение

По таблице 8.1 определим размеры подшипника: диаметр внутреннего кольца  $d = 30$  мм, диаметр наружного кольца  $D = 62$  мм, ширина подшипника  $B = 16$  мм, ширина фаски колец  $r = 1,5$  мм.

Рассчитаем интенсивность радиальной нагрузки по формуле (8.1), при этом принимаем для перегрузки 180 % динамический коэффициент посадки  $K_I = 1,8$ ; для радиальных подшипников коэф-

коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки,  $K_3 = 1$ .

Определим отношение наружного диаметра наружного кольца к внутреннему диаметру внутреннего кольца  $\frac{D}{d} = \frac{62}{30} = 2,07$ . Для

этого отношения и, учитывая, что  $\frac{D}{D_{корп}} = 0,7$  по таблице 8.8 выби-

раем коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при тонкостенном корпусе  $K_2 = 1,6$ .

Интенсивность радиальной нагрузки

$$P_r = \frac{6}{0,016 - 2 \cdot 0,0015} \cdot 1,8 \cdot 1,6 = 1329 \text{ кН/м.}$$

По таблице 8.7 при диаметре внутреннего кольца  $d = 30$  мм и интенсивности радиальной нагрузки  $P_r = 1329$  кН/м назначаем на вал поле допуска  $k6$ . По таблице 8.3 нижнее отклонение диаметра внутреннего кольца подшипника класса точности 0 принимаем равным  $EI = -0,01$  мм.

Посадка подшипника с валом  $\varnothing 30 \frac{L0(-0,01)}{k6(+0,015)}$ . Для этой посад-

ки: максимальный натяг  $N_{max} = 25$  мкм, минимальный натяг  $N_{min} = 2$  мкм; средний натяг  $N_c = 13,5$  мкм; допуск посадки  $TN = 23$  мкм.

По таблице 8.5 для отверстия в корпусе под наружное кольцо подшипника для местного нагружения выбираем поле допуска  $H7$ .

По таблице 8.3 принимаем нижнее отклонение наружного кольца подшипника класса точности 0  $ei = -0,013$  мм.

Посадка подшипника с корпусом  $\varnothing 62 \frac{H7(+0,03)}{l0(-0,013)}$ . Для этой по-

садки: максимальный зазор  $S_{max} = 43$  мкм, минимальный зазор  $S_{min} = 0$  мкм; средний зазор  $S_c = 21,5$  мкм; допуск посадки  $TS = 43$  мкм.

Шероховатость поверхностей по таблице 8.9 принимаем равной:

- для вала  $Ra = 1,25$  мкм;
- торцов заплечиков вала  $Ra = 2,50$  мкм;
- для отверстия  $Ra = 1,25$  мкм;

– торцов заплечиков корпуса  $Ra = 2,50$  мкм.

Допуск круглости и допуск профиля продольного сечения принимаем по таблице 8.10 для вала равным  $0,0035$  мм, а для отверстия в плите –  $0,0075$  мм.

Допуск торцового биения заплечиков принимаем по таблице 8.11 для вала равным  $0,021$  мм, а для отверстия в плите –  $0,046$  мм.

Схемы полей допусков показаны на рисунках 8.4 и 8.5, а эскизы соединения и отдельно деталей – на рисунке 8.6.

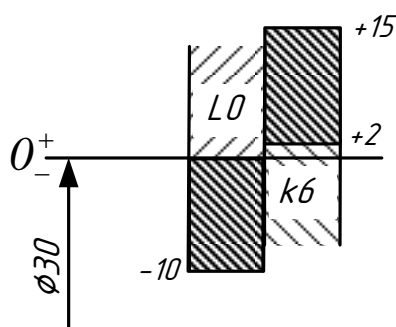


Рисунок 8.4 – Схема полей посадки внутреннего кольца подшипника с валом

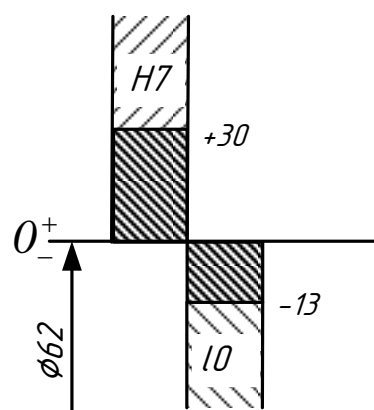


Рисунок 8.5 – Схема полей посадки наружного кольца подшипника с отверстием в корпусе

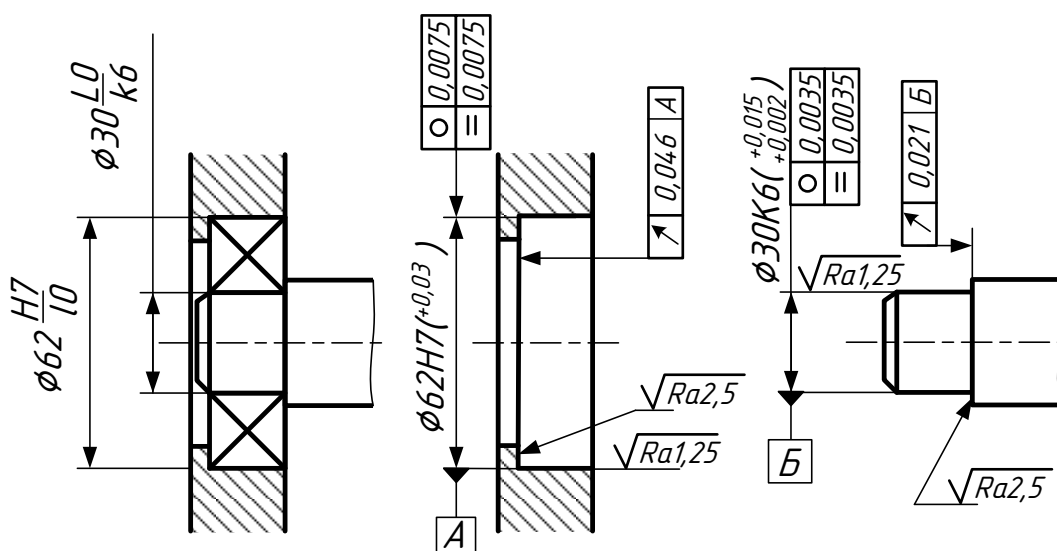


Рисунок 8.6 – Эскизы соединения и деталей

## Контрольные вопросы

1. Назначение и классификация подшипников качения.
2. Перечислите классы точности подшипников качения.
3. Виды нагружения колец подшипников качения.
4. Какие условия необходимо учитывать при выборе посадок колец подшипника?
5. Какие параметры показывает обозначение посадки подшипника качения?
6. В какую сторону относительно нулевой линии расположено поле допуска наружного кольца подшипника?
7. В какую сторону относительно нулевой линии расположено поле допуска внутреннего кольца подшипника?
8. В какой системе изготавливается вал под подшипник качения?
9. В какой системе изготавливается отверстие в корпусе под подшипник качения?
10. В чем особенность расположения поля допуска внутреннего кольца подшипника и чем она вызвана?
11. Как обозначаются посадки подшипников на сборочных чертежах?

## 9 ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 9.1 Основные положения

**Шпоночным соединением** называют соединение вала с установленным на нем отверстием посредством шпонки, т.е. детали, представляющей собой призматический, клинообразный или сегментный брусок. В шпоночных соединениях имеются вал и отверстие, как в гладких цилиндрических соединениях. На валу и во втулке этого соединения выполнен паз, расположенные вдоль оси. В этот паз вала и втулки вставляется шпонка, которая дает возможность валу и втулке вращаться вместе.

Шпоночные соединения предназначены для получения разъемных неподвижных соединений, передающих крутящие моменты. Их применяют в случаях, когда к точности центрирования сопрягаемых деталей не предъявляется высоких требований: для соединения с валами зубчатых колес, шкивов ременных передач, муфт, маховиков, эксцентриков, рукояток и т. п.

Шпоночные соединения могут быть неподвижными и подвижными и служат обычно для предотвращения относительного поворота ступицы и вала при передаче вращающего момента.

Достоинства шпоночных соединений: простота и надежность конструкции, легкость сборки и разборки соединения, невысокая стоимость. Основным недостатком шпоночных соединений – снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за ослабления их поперечных сечений шпоночными пазами и значительной концентрации напряжений в зоне этих пазов.

Шпоночные пазы на валах и осях обычно получают фрезерованием концевыми или дисковыми фрезами. Шпоночные пазы в ступицах обычно протягивают шпоночной протяжкой или долбят резцом.

В машиностроении применяются шпоночные соединения с призматическими, сегментными, клиновыми и тангенциальными шпонками. Наибольшее распространение получили призматические и сегментные шпонки.

Основные размеры шпоночных соединений с призматическими шпонками представлены в таблице 9.1.



Таблица 9.1 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками

Интервалы диаметров вала и отверстия втулки, мм	Ширина шпонки и пазов, мм	Высота шпонки, мм	Глубина паза вала, мм	Глубина паза втулки, мм	Интервалы длин шпонок, мм	Фаска шпонки, мм	Фаска или радиус закругления в пазах, мм
$D$	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$	$l$	$s$	$s_1$ или $r$
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6–20	0,16–0,25	0,08–0,16
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6–36		
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8–45		
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	10–56	0,25–0,4	0,16–0,25
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14–70		
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3	18–90		
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3	22–110	0,4–0,6	0,25–0,4
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3	28–140		
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36–160		
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3	45–180		
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4	50–200		
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56–220	0,6–0,8	0,4–0,6
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4	63–250		
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4	70–280		
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4	80–320		
Св. 110 до 130	32	18	11	7,4	90–360		

Специфическая особенность шпоночных соединений заключается в том, что кроме гладкого цилиндрического соединения «вал–втулка» (таблица 9.2) в сопряжении участвуют три элемента:

- поверхность паза во втулке;
- поверхность паза на валу;
- поверхность шпонки.

Таблица 9.2 – Рекомендуемые поля допусков в соединениях «вал–втулка» для призматических шпонок

Условия работы и назначение	Рекомендуемые поля допусков		Посадки
	отверстия	вала	
При точном центрировании	<i>H6</i>	<i>js6; k6; m6; n6</i>	Переходные
При больших динамических нагрузках	<i>H7</i>	<i>s7</i>	С натягом
	<i>H8</i>	<i>x8; u8; s8</i>	
При осевом перемещении втулки по валу	<i>H6</i>	<i>h6</i>	С зазором
	<i>H7</i>	<i>h7</i>	

Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки  $b$ , в зависимости от которых различают три вида соединений.

– *свободное соединение* – это соединение с гарантированным зазором, обеспечивает подвижность сопряженных деталей при условии затрудненной сборки (для направляющих шпонок);

– *нормальное соединение* – это соединение с переходной посадкой и большей вероятностью получения зазора (для серийного и массового производства);

– *плотное соединение* – это соединение с переходной посадкой и приблизительно равной вероятностью зазоров и натягов. Целесообразно использовать при реверсивных нагрузках с запрессовкой деталей при сборке (для единичного и серийного производства).

Для соединений с призматической шпонкой ГОСТ 23360 устанавливает всего **пять полей допуска** на сопрягаемые размеры пазов и **одно поле допуска** для ширины шпонки, которые представлены в таблице 9.3. Все соединения шпонок с валом и втулкой производятся по системе вала. При этом шпонки по ширине  $b$  обычно сопрягаются с валом по неподвижной посадке, а с втулками – по одной из подвижных посадок. Натяг необходим для того, чтобы шпонка не выпадала и не перемещалась при эксплуатации, а зазор – для компенсации неизбежных неточностей изготовления пазов и их перекоса.

Таблица 9.3 – Рекомендуемые поля допусков в соединениях призматической шпонки с пазом вала и с пазом втулки (по ГОСТ 23360)

Вид соединения и характер производства	Рекомендуемые поля допусков		
	ширина шпонки	ширина паза вала	ширина паза втулки
Плотные соединения при точном центрировании (для единичного и серийного производства)	<i>h9</i>	<i>P9</i>	<i>P9</i>
Нормальные соединения (для серийного и массового производства)	<i>h9</i>	<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Свободное соединение (для направляющих шпонок)	<i>h9</i>	<i>H9</i>	<i>D10</i>

Все остальные размеры шпоночного соединения с призматической шпонкой, кроме ширины  $b$ , являются непосадочными размерами, на которые установлены следующие поля допусков:

- высота шпонки  $h$  – по *h11* (при  $h = 2-6$  мм – по *h9*);
- длина шпонки  $l$  – по *h14*;
- длина паза на валу и во втулке – *H15*;
- глубина паза вала  $t_1$  – по *H12*;
- глубина паза втулки  $t_2$  – по *H12*.

**Предельные отклонения на глубину паза вала  $t_1$**  (предпочтительный вариант) или на размер  $(d - t_1)$  и на глубину паза втулки  $t_2$  или на размер  $(D + t_2)$  зависят от высоты шпонки, и должны соответствовать указанным в таблице 9.4 значениям.

Таблица 9.4 – Предельные отклонения глубины паза (по ГОСТ 23360)

Высота призматической шпонки $h$ , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
	$d - t_1$	$t_1, t_2, (D + t_2)$
От 2 до 6	-0,1	+0,1
Св. 6 до 18	-0,2	+0,2
Св. 18 до 50	-0,3	+0,3

**Параметры шероховатости** поверхности элементов шпоночных соединений приведены в таблице 9.5. Рекомендуемые поля допусков для пазов вала и втулки *N9* и *P9* являются полями допусков ограниченного применения (таблица 9.6).

Таблица 9.5 – Зависимость параметров шероховатости поверхности от допуска размера (по ГОСТ 23360)

Допуск размера по квалитетам	Номинальные размеры, мм			
	До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
	<i>Ra</i> , мкм, не более			
<i>IT9</i>	3,2	3,2	6,3	6,3
<i>IT10</i>	3,2	6,3	6,3	6,3
<i>IT 11</i>	6,3	6,3	12,5	12,5
<i>IT12, 13</i>	12,5	12,5	25	25
<i>IT14, 15</i>	12,5	25	50	50

Примечания  
 1. Параметры шероховатости поверхностей с неуказанными предельными отклонениями – *Ra* = 20 мкм.  
 2. Параметр шероховатости дна шпоночного паза рекомендуется принимать равным *Ra* = 6,3 мкм.

Таблица 9.6 – Рекомендуемые поля допусков для пазов вала и втулки *N9* и *P9*

Поле допуска	Интервалы размеров, мм				
	от 1 до 3	св 3 до 6	св 6 до 10	св 10 до 18	св 18 до 30
	Предельные отклонения, мкм				
<i>N9</i>	–4	0	0	0	0
	–29	–30	–36	–43	–52
<i>P9</i>	–6	–12	–5	–18	–22
	–31	–42	–51	–61	–74

Основные размеры шпоночных соединений с сегментными шпонками представлены в таблице 9.7. Эти соединения отличаются от соединений с призматическими шпонками только формой шпонки.

У этих шпонок нормируется диаметр окружности *D*, из которой вырезается сегмент, а не длина шпонки.

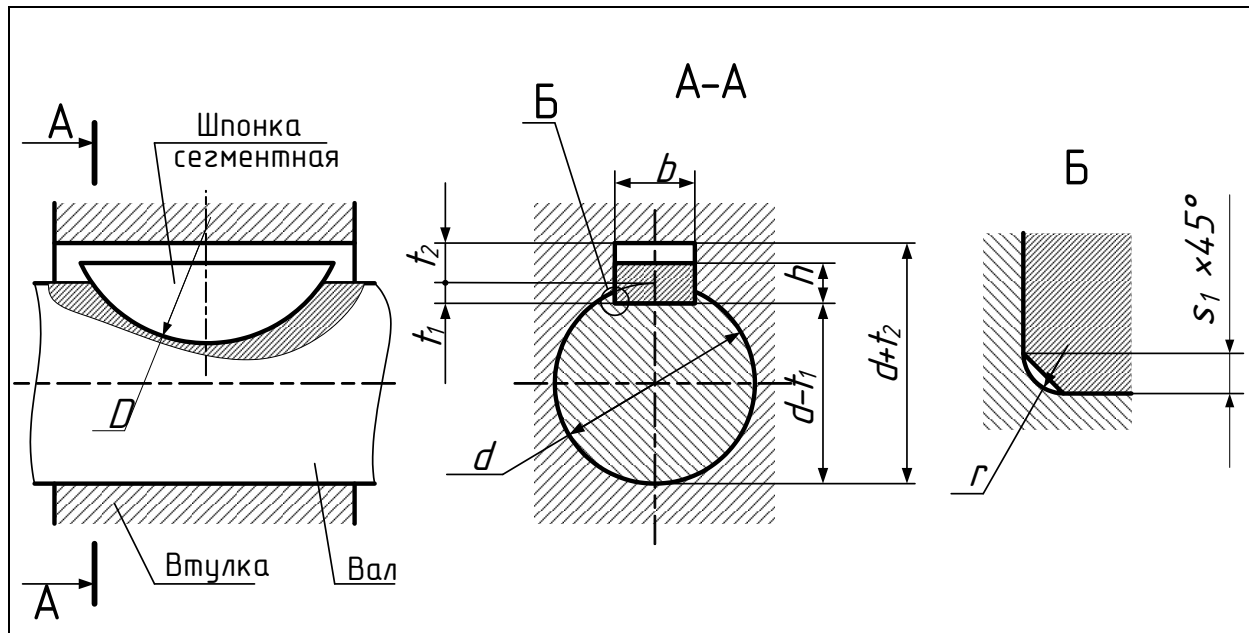
По ГОСТ 24071 для сегментных шпонок установлено только два вида соединения: нормальное и плотное с такими же полями допусков ширины шпонки (*h9*), паза вала (*N9* – нормальное, *P9* – плотное) и втулки (*Js9* – нормальное, *P9* – плотное), как и в соединениях с призматическими шпонками. Для термообработанных деталей допускается применять поля допусков на ширину пазов вала *H11* и втулки *D10*.

Диаметр  $D$  исходного контура шпонки выполняется с предельными отклонениями по  $h12$ , а предельные отклонения диаметра  $D$  паза вала соответствуют полю допуска  $H14-H15$ .

Предельные отклонения на глубину паза вала  $t_1$  (предпочтительно) или на размер  $(d - t_1)$  и на глубину паза втулки или на размер  $(d + t_2)$  зависят от размеров высоты шпонки  $h$  и должны соответствовать значениям, указанным в таблице 9.8.

Отклонение от параллельности боковых сторон пазов рекомендуется принимать примерно  $0,5T_w$  ( $T_w$  – допуск на ширину шпонки). Отклонение от симметричности пазов относительно продольной оси рекомендуется принимать примерно  $2T_w$  (в диаметральном выражении).

Таблица 9.7 – Основные размеры соединений с сегментными шпонками



Диаметр вала $d$	Размеры шпонки $b \times h \times D$	Размеры шпоночного паза					
		Глубина				Радиус закругления $r$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		$t_1$ на валу	$ES$ ( $EI = 0$ )	$t_2$ во втулке	$ES$ ( $EI = 0$ )	max	min
От 3 до 4	1×1,4×4	1,0		0,6			
Св.4 до 5	1,5×2,6×7	1,5		0,8			
Св.5 до 6	2×2,6×7	1,8	+0,1	1,0	+0,1	0,16	0,08
Св.6 до 7	2×3,7×10	2,9		1,0			
Св.7 до 8	2,5×3,7×10	2,7		1,2			

Продолжение таблицы 9.7

Диаметр вала $d$	Размеры шпонки $b \times h \times D$	Размеры шпоночного паза					
		Глубина				Радиус закругления $r$ или фаска $s_1 \times 45^\circ$	
		$t_1$ на валу	$ES$ ( $EI = 0$ )	$t_2$ во втулке	$ES$ ( $EI = 0$ )	max	min
Св.8 до 10	3×5×13	3,8		1,4		0,16	0,08
Св. 10 до 12	3×6,5×16	5,3		1,4			
Св. 12 до 14	4×6,5×16	5,0	+0,2	1,8	+0,1	0,25	0,16
Св. 14 до 16	4×7,5×19	6,0		1,8			
Св. 16 до 18	5×6,5×16	4,5		2,3			
Св. 18 до 20	5×7,5×19	5,5		2,3			
Св.20 до 22	5×9×22	7,0	+0,3	2,3			
Св.22 до 25	6×9×22	6,5		2,8			
Св.25 до 28	6×10×25	7,5		2,8			
Св.28 до 32	8×11×28	8,0		3,3			
Св.32 до 38	10×13×22	10,0			+0,2	0,40	0,25

Таблица 9.8 – Предельные отклонения глубины паза для соединений с сегментными шпонками (по ГОСТ 24071)

Высота сегментной шпонки $h$ , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
	$t_1$	$t_2, (D + t_2)$
От 1,4 до 3,7	+0,1	+0,1
От 5 до 7,5	+0,2	
9	+0,3	+0,2
От 10 до 13		

### 9.3 Пример выбора посадок шпоночного соединения

#### Исходные данные

Рассчитать и выбрать посадки шпоночного соединения, номинальный диаметр которого  $D = d = 65$  мм, длина шпонки  $l = 60$  мм, характер соединения – нормальный.

#### Решение

Согласно таблице 9.1 номинальному диаметру данного соединения соответствует шпонка с размерами: ширина  $b = 18$  мм, высо-

та  $h = 11$  мм, глубина паза вала  $t_1 = 7$  мм, глубина паза втулки  $t_2 = 4,4$  мм.

По таблице 9.3 назначим предельные отклонения: на шпонку –  $h9$ , на паз вала –  $N9$ , на паз ступицы –  $Js9$ .

Следовательно, посадка в соединении «шпонка–паз вала» –  $18 \frac{N9}{h9}$ , у которой максимальный натяг  $N_{max} = 43$  мкм, максимальный зазор  $S_{max} = 43$  мкм, допуск посадки TNS = 86 мкм, при этом ширина шпонки  $18h9(-0,043)$  мм, ширина паза в валу  $18N9(-0,043)$

мм. Посадка в соединении «шпонка–паз втулки» –  $18 \frac{Js9}{h9}$ , у которой максимальный натяг  $N_{max} = 21$  мкм, максимальный зазор  $S_{max} = 64$  мкм, допуск посадки TNS = 85 мкм, при этом ширина паза во втулке  $18Js9(\pm 0,021)$  мм. Схема полей допусков посадок представлена на рисунке 9.1.

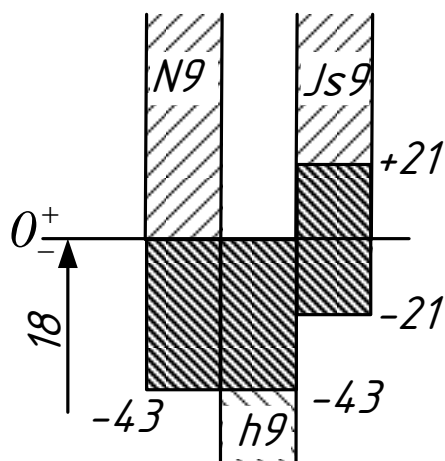


Рисунок 9.1 – Схема полей допусков посадок

В соответствии с таблицами 9.1 и 9.4 высота шпонки  $h = 11h11(-0,11)$  мм, глубина паза вала  $t_1 = 7^{+0,2}$  мм, глубина паза ступицы  $t_2 = 4,4^{+0,1}$  мм, а размер  $D + t_2 = 69,4^{+0,1}$  мм.

В соответствии с таблицей 9.5 шероховатость поверхностей боковых сторон пазов, а также боковых сторон шпонки ( $IT9$ ) –  $Ra = 3,2$  мкм; параметр шероховатости дна шпоночного паза –  $Ra = 6,3$  мкм.

Отклонение от параллельности боковых сторон пазов принимается примерно  $0,5T_{ш}$  ( $T_{ш} = 43$  мкм – допуск на ширину шпонки) равным  $0,021$  мм.

Отклонение от симметричности пазов относительно продольной оси принимается примерно  $2T_{ш}$  (в диаметральном выражении) равным  $0,09$  мм.

Эскизы шпоночного соединения, шпонки, вала и ступицы показаны на рисунке 9.2.

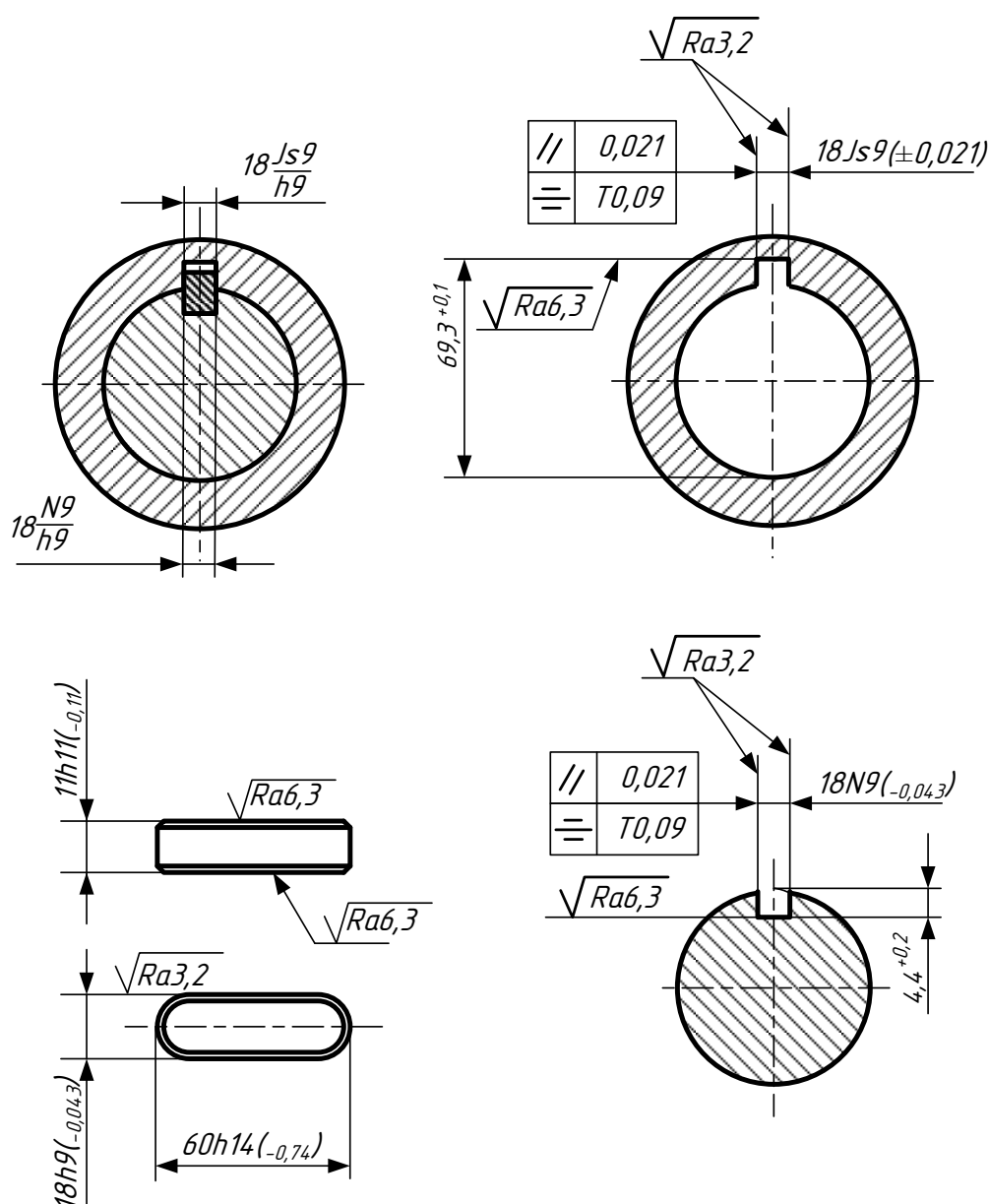


Рисунок 9.2 – Эскизы шпоночного соединения и деталей



## Контрольные вопросы

1. В чем особенность шпоночных соединений по сравнению с обычными цилиндрическими соединениями?
2. Достоинства и недостатки шпоночного соединения.
3. Типы шпонок и область их применения.
4. Назначение шпоночных соединений.
5. Как обозначаются призматические и сегментные шпонки?
6. Какие виды шпоночных соединений с призматическими шпонками предусмотрены стандартом?
7. По каким параметрам подбирается сечение шпонки?
8. Какие поля допусков используются для шпоночных соединений?
9. В какой системе (системе отверстия или вала) осуществляется посадка шпонок и почему?
10. Характер посадки шпонки с пазом вала и пазом втулки.
11. В чем отличие соединения сегментными шпонками от соединения призматическими шпонками?
12. Назовите элементы шпоночного соединения.
13. Назовите требования к точности присоединительных размеров.

## 10 ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

### 10.1 Основные положения

Известно, что для передачи крутящего момента можно создать неподвижную пару: «вал-отверстие», применив посадку с натягом. С точки зрения совпадения осей вала и отверстия такое соединение позволяет получить наилучшее сопряжение. Но это самое простое решение требует высокой точности при изготовлении пары, специальных технологических методов сборки, ограничено расчётным уровнем сил трения в области сопряжения, а так же, хотя бы после однократной разборки не сможет показать начальные характеристики. Для передачи крутящего момента возможно также применение шпоночного соединения, когда вал и отверстие собираются с гарантированным зазором, а, в предварительно подготовленные пазы вводится шпонка. Но это приводит к тому, что оси вала и втулки не совпадают, а кроме того, весь крутящий момент передаётся через одну шпонку, что создает повышенную концентрацию напряжений на деталях. Теоретически улучшить характеристики шпоночного соединения можно введя две шпонки и более, но этого не делают, а применяют шлицевое соединение. Его можно рассматривать как «многошпоночное» соединение, в котором шпонки выполнены заодно с валом или втулкой и расположены по всей окружности равномерно и параллельно их осям. Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными могут передавать большие крутящие моменты, обеспечивают лучшее центрирование деталей неподвижных соединений и более точное направление перемещения в подвижных соединениях.

**Шлицевым** называется разъёмное соединение отверстия и вала, когда на валу выполнены выступы определённой формы, а на поверхности отверстия впадины аналогичной формы и количества.

Деталь (охватываемая), на наружной поверхности которой изготовлены выступы, называется **шлицевым валом**.

Деталь (охватывающая), на внутренней поверхности которой изготовлены впадины, называется **шлицевым отверстием**. К шлицевым соединениям относятся также и те, в которых соединение производится по торцевым поверхностям.

Форма профиля выступов у вала и пазов у втулки может быть различной, но наибольшее применение нашли **прямобочные, эвольвентные и треугольные шлицевые соединения** (рисунок 10.1).

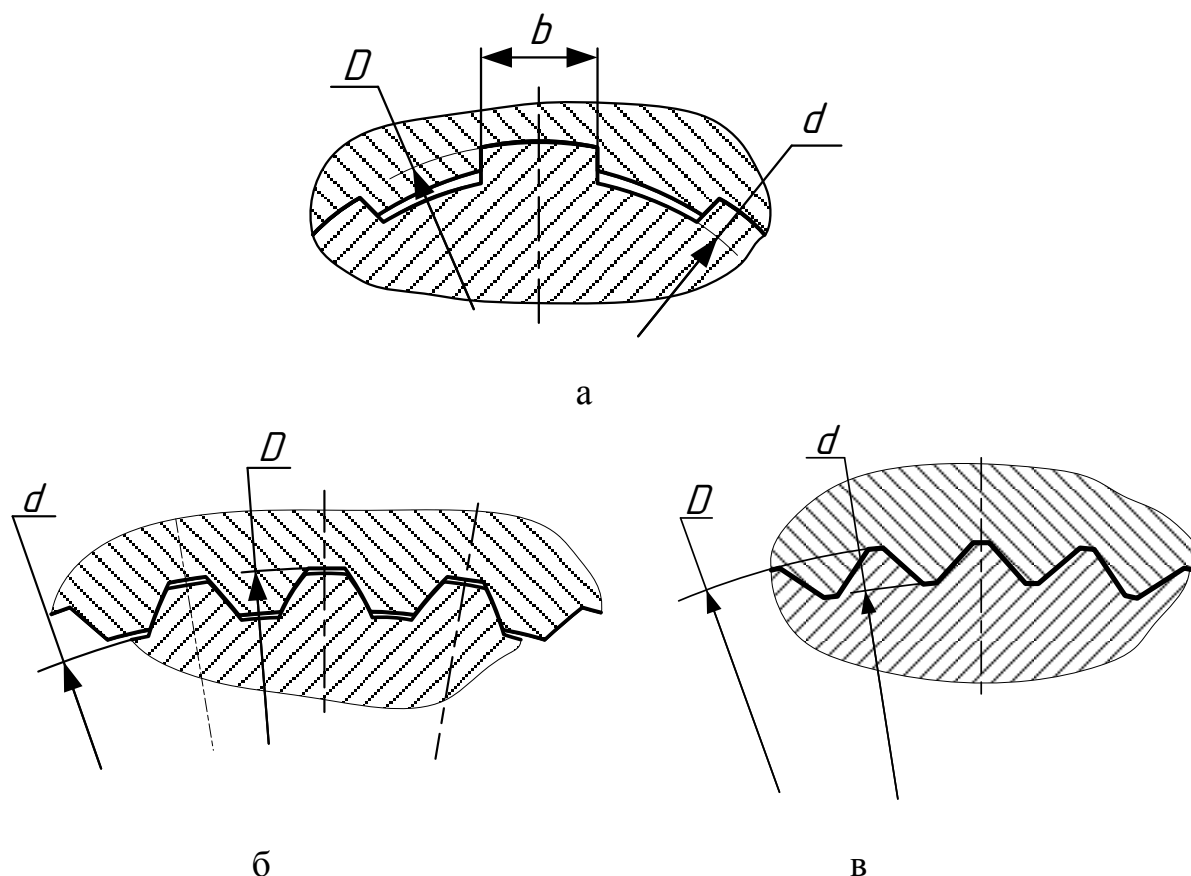


Рисунок 10.1 – Форма профилей шлицевых соединений:  
а – прямобочная; б – эвольвентная; в – треугольная

Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба, которые надежны и просты в изготовлении. Эти соединения применяются для подвижных и неподвижных соединений. В зависимости от передаваемого крутящего момента используются соединения легкой, средней и тяжелой серии.

Шлицевые эвольвентные соединения наиболее совершенны и имеют следующие достоинства:

- более технологичны, так как валы одного модуля (одного из основных параметров, через который определяются размеры зубьев шлицевых вала и втулки) могут быть обработаны одним типо-

размером червячной фрезы, и могут обеспечить высокую точность при использовании всех отделочных операций (шевингование, шлифование и т. д.);

- обладают способностью передавать большие крутящие моменты, благодаря плавным переходам профилей, а также в силу того, что зубья у них прочнее из-за переменной толщины и утолщения у основания. Такое решение позволяет снизить концентрацию напряжений на 10–40 % по сравнению с прямобочным профилем;

- при относительных перемещениях шлицевого вала и втулки обеспечивается самоустановка, более точное центрирование под нагрузкой, что обеспечивает более надёжное продольное перемещение.

Наряду с достоинствами, шлицевые эвольвентные соединения имеют и недостатки, сдерживающие их широкое применение, среди которых особо следует отметить следующие:

- сложность и высокая стоимость инструмента для обработки втулок – протяжек;

- сложность в изготовлении профиля;

- высокая стоимость и сложность калибров для контроля изделий.

Шлицевые треугольные соединения передают незначительные крутящие моменты, в силу того, что применяются с малым модулем. Однако, отсутствие стандартов на такие соединения приводит к тому, что применяют в промышленности соединения и с иными параметрами.

В силу геометрической формы соединения центрирование возможно только по боковым сторонам зубьев. С внедрением новых материалов и технологий треугольные шлицы применяются для разборных и подвижных соединений.

## **10.2 Шлицевые прямобочные соединения**

Стандарт распространяется на шлицевые соединения общего назначения с прямобочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения, и с боковыми сторонами профиля, параллельными оси симметрии шлица вне окружности диаметра. Он предусматривает три серии шлицевых соединений: легкую, сред-

ною и тяжелую, различающихся между собой размерами и числом шлицев.

Основное применение имеют соединения легкой и средней серий. Соединения тяжелой серии применяют преимущественно в тяжелых по износу условиях. Размеры шлицевых прямобочных соединений и их исполнение показаны в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Шлицевые прямобочные соединения. Номинальные размеры

$z \times d \times D \times b$ , мм ( $z$ – число зубьев)	$d_1$ , мм	$a$ , мм	$c$ , мм	$r$ , мм, не более
	не менее			
<b>Легкая серия</b>				
6×23×26×6	22,1	3,54	0,3	0,2
6×26×30×6	24,6	3,85	0,3	0,2
6×28×32×7	26,7	4,03	0,3	0,2
8×32×36×6	30,4	2,71	0,4	0,3
8×36×40×7	34,5	3,46	0,4	0,3
8×42×46×8	40,4	5,03	0,4	0,3
8×46×50×9	44,6	5,75	0,4	0,3
8×52×58×10	49,7	7,89	0,5	0,5
8×56×62×10	53,6	6,38	0,5	0,5
8×62×68×12	59,8	7,31	0,5	0,5
10×72×78×12	69,6	5,45	0,5	0,5
10×82×88×12	79,3	8,62	0,5	0,5

Продолжение таблицы 10.1

$z \times d \times D \times b$ , мм ( $z$ – число зубьев)	$d_1$ , мм	$a$ , мм	$c$ , мм	$r$ , мм, не более
	не менее			
<b>Средняя серия</b>				
6×11×14×3	9,9	–	0,3	0,2
6×13×16×3,5	12,0	–	0,3	0,2
6×16×20×4	14,5	–	0,3	0,2
6×18×22×5	16,7	–	0,3	0,2
6×21×25×5	19,5	1,95	0,3	0,2
6×23×28×6	21,3	1,34	0,3	0,2
6×26×32×6	23,4	1,65	0,4	0,3
6×28×34×7	25,9	1,70	0,4	0,3
8×32×38×6	29,4	–	0,4	0,3
8×36×42×7	33,5	1,02	0,4	0,3
8×42×48×8	39,5	2,57	0,4	0,3
8×46×54×9	42,7	–	0,5	0,5
8×52×60×10	48,7	2,44	0,5	0,5
8×56×65×10	52,2	2,50	0,5	0,5
8×62×72×12	57,8	2,40	0,5	0,5
10×72×82×12	67,4	–	0,5	0,5
10×82×92×12	77,1	3,00	0,5	0,5
10×92×102×14	87,3	4,50	0,5	0,5
<b>Тяжелая серия</b>				
10×16×20×2,5	14,1	–	0,3	0,2
10×18×23×3	15,6	–	0,3	0,2
10×21×26×3	18,5	–	0,3	0,2
10×23×29×4	20,3	–	0,3	0,2
10×26×32×4	23,0	–	0,4	0,3
10×28×35×4	24,4	–	0,4	0,3
10×32×40×5	28,0	–	0,4	0,3
10×36×45×5	31,3	–	0,4	0,3
10×42×52×6	36,9	–	0,4	0,3
10×46×56×7	40,9	–	0,5	0,5
16×52×60×5	47,0	–	0,5	0,5
16×56×65×5	50,6	–	0,5	0,5
16×62×72×6	56,1	–	0,5	0,5
16×72×82×7	65,9	–	0,5	0,5
20×82×92×6	75,6	–	0,5	0,5
<b>Примечания</b>				
1. Размер $a$ дан для валов при нарезании шлицев методом обкатывания.				
2. При центрировании по внутреннему диаметру валы изготавливаются в исполнении 1 и 3, при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам – в исполнении 2.				

Шлицевое соединение отличается от гладкого тем, что сопряжение осуществляется одновременно по трем поверхностям: наружной, внутренней и по боковым сторонам шлицев. В связи с этим в шлицевых прямобочных соединениях применяются три способа относительного центрирования вала и втулки (рисунок 10.2):

- по наружному диаметру  $D$ ;
- по внутреннему диаметру  $d$ ;
- по боковым поверхностям зубьев  $b$ .

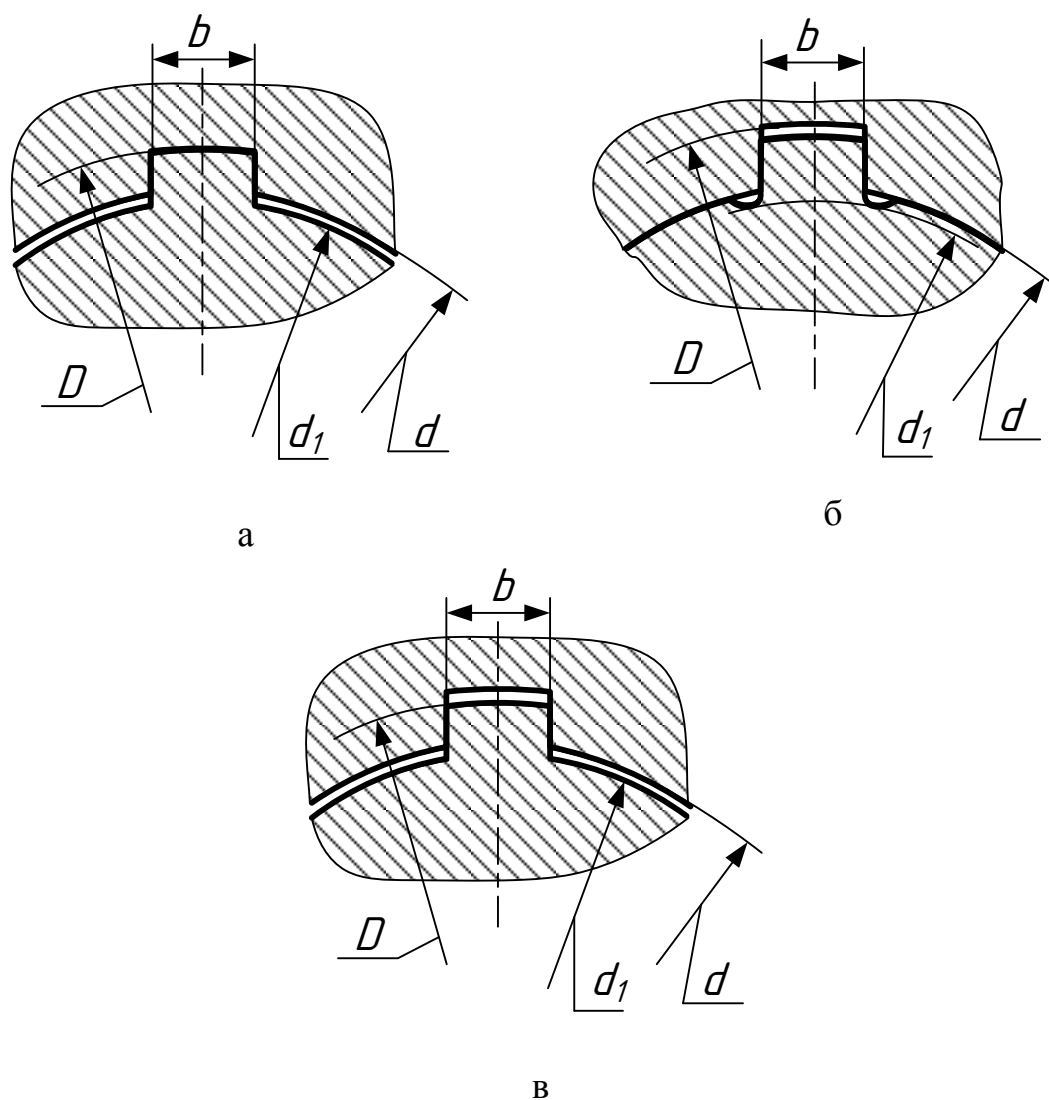


Рисунок 10.2 – Центрирование шлицевых прямобочных соединений:  
 а – по наружному диаметру; б – по внутреннему диаметру;  
 в – по боковым поверхностям зубьев

Центрирование по наружному диаметру  $D$  рекомендуется в случаях повышенных требований к соосности элементов соединения, когда твердость втулки допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и шлифованием по наружному диаметру  $D$ . Применяется в неподвижных соединениях, а также в подвижных соединениях, передающих малый крутящий момент, т. е. в соединениях с малым износом поверхностей.

Стандартные посадки при центрировании по наружному диаметру представлены в таблице 10.2, при этом посадки по нецентрирующим диаметрам соответствовать таблице 10.5.

Таблица 10.2 – Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров  $D$  и  $b$  при центрировании по  $D$

Поле допуска втулки	Посадка
Для размера $D$	
H7	$\boxed{\frac{H7}{js6}}$ ; $\boxed{\frac{H7}{f7}}$ ; $\frac{H7}{g6}$ ; $\frac{H7}{h7}$ ; $\frac{H7}{n6}$
H8	$\frac{H8}{e8}$
Для размера $b$	
F8	$\boxed{\frac{F8}{f7}}$ ; $\boxed{\frac{F8}{f8}}$ ; $\boxed{\frac{F8}{js7}}$ ; $\left(\frac{F8}{d9}\right)$ ; $\frac{F8}{e8}$ ; $\frac{F8}{h8}$ ; $\frac{F8}{h9}$
D9	$\left(\frac{D9}{d9}\right)$ ; $\frac{D9}{e8}$ ; $\frac{D9}{f7}$ ; $\frac{D9}{h8}$ ; $\frac{D9}{h9}$ ; $\frac{D9}{js7}$
F10	$\frac{F10}{e9}$ ; $\frac{F10}{f7}$ ; $\frac{F10}{h9}$
Js10	$\frac{Js10}{d10}$
Примечания	
1. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.	
2. Посадки, указанные в скобках, по возможности, не применять.	
3. Допуски и основные отклонения размеров брать по стандартам.	

Центрирование по внутреннему диаметру  $d$  применяют при повышенных требованиях к совпадению геометрических осей, когда охватываемая деталь подвергается термообработке до твердости  $HRC > 40$ . Исправить коробление детали, полученное при термообработке, и получить точную центрирующую поверхность можно только шлифованием внутреннего диаметра отверстия, а



точные поверхности на валу – только шлифованием впадин между шлицами профильными кругами. Обычно при этом шлифуются и боковые грани шлицев. Этот способ центрирования обеспечивает наибольшую точность.

Стандартные посадки при центрировании по внутреннему диаметру представлены в таблице 10.3, при этом посадки по нецентрирующим диаметрам соответствовать таблице 10.5.

Таблица 10.3 – Рекомендуемые поля допусков и посадок для размеров  $d$  и  $b$  при центрировании по  $d$

Поле допуска втулки	Посадка
Для размера $d$	
H6	$\frac{H6}{g5}$ ; $\frac{H6}{js5}$
H7	$\frac{H7}{f7}$ ; $\frac{H7}{g6}$ ; $\frac{H7}{h7}$ ; $\frac{H7}{n6}$ ; $\frac{H7}{js6}$ ; $\frac{H7}{js7}$
H8	$\frac{H8}{e8}$
Для размера $b$	
F8	$\frac{F8}{f7}$ ; $\frac{F8}{f8}$ ; $\frac{F8}{h7}$ ; $\frac{F8}{k7}$ ; $\frac{F8}{js7}$
H8	$\frac{H8}{h7}$ ; $\frac{H8}{h8}$ ; $\frac{H8}{js7}$
D9	$\frac{D9}{e8}$ ; $\frac{D9}{f8}$ ; $\frac{D9}{e9}$ ; $\frac{D9}{h9}$ ; $\frac{D9}{k7}$
D10	$\frac{D10}{d9}$
F10	$\frac{F10}{e8}$ ; $\frac{F10}{f8}$ ; $\frac{F10}{h7}$ ; $\frac{F10}{e9}$ ; $\frac{F10}{h9}$ ; $\frac{F10}{js7}$ ; $\frac{F10}{k7}$
Js10	$\frac{Js10}{d10}$
Примечания	
1. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.	
2. Допуски и основные отклонения размеров брать по стандартам.	

*Центрирование по боковым поверхностям  $b$*  используется, когда к соосности не предъявляют высоких требований, при передаче

значительных моментов, в случаях, когда недопустимы большие зазоры между боковыми поверхностями вала и втулки.

Боковые грани шлицев вала обычно шлифуют. У основания шлицев предусматривают канавки (рисунок 10.3). Центрирование по боковым граням применяется также в тех случаях, когда окончательная твердость втулки  $HRC < 40$ , т. е. когда протягивание может служить окончательной операцией обработки отверстия.

Выбор посадок основан на методе подобия. Собираемость шлицевых соединений с натягами затруднена из-за сложности контура шлицевых деталей. Поэтому в стандарте отсутствуют посадки с натягами, а неподвижные соединения получают с помощью переходных посадок или посадок с  $S_{min} = 0$ . С увеличением длины неподвижных сопряжений, а также длины и частоты перемещений подвижных соединений применяют посадки с увеличенными зазорами. Это необходимо для компенсации погрешностей формы шлицевых деталей и хорошего смазывания шлицевых поверхностей. Обычно для сопряжений по боковым сторонам зубьев назначают посадки с большими допусками, чем на центрирующие поверхности.

Стандартные посадки при центрировании по боковым сторонам шлицев  $b$  представлены в таблице 10.4, при этом посадки по нецентрирующим диаметрам соответствовать таблице 10.5.

Таблица 10.4 – Рекомендуемые поля допусков и посадок для размера  $b$  при центрировании по  $b$

Поле допуска втулки	Посадка
F8	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{F8}{js7}; \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{e9}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{f8}$
D9	$\left(\frac{D9}{d9}\right); \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{js7}; \frac{D9}{k7}$
D10	$\frac{D10}{d10}; \frac{D10}{d8}; \left(\frac{D10}{h10}\right)$
F10	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{k7}$
Js10	$\frac{Js10}{d9}$
Примечания	
1. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными.	

2. Посадки, указанные в скобках, по возможности, не применять.  
 3. Допуски и основные отклонения размеров брать по стандартам.

Таблица 10.5 – Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поля допусков	
		вала	втулки
$d$	по $D$ или $b$	не менее $d_1$ по таблице 10.1	H11
$D$	по $d$ или $b$	a11	H12

Допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента приведены в таблице 10.6.

Таблица 10.6 – Допуски симметричности боковых сторон шлицев

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

В условном обозначении шлицевых валов, отверстий и их соединений необходимо указывать поверхность центрирования, число зубьев, номинальные размеры внутреннего  $d$  и наружного  $D$  диаметров, поля допусков и посадки по диаметрам и по боковым сторонам зубьев  $b$ .

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по  $d$  показан на рисунке 10.3.

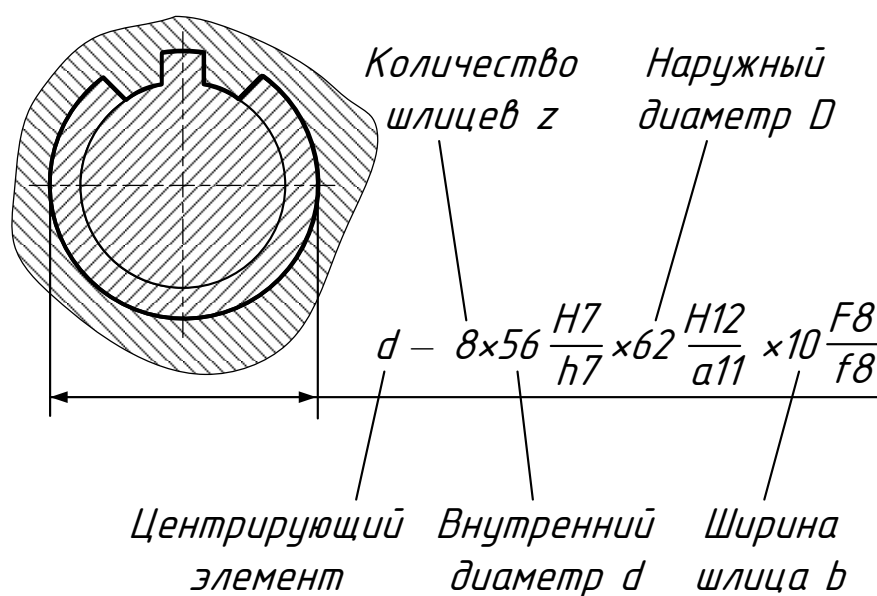


Рисунок 10.3 – Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по  $d$

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по  $d$ , число шлицов  $z = 8$ , внутренний диаметр  $d = 56$  мм, наружный диаметр  $D = 62$  мм, ширина шлица  $b = 10$  мм с посадками: по  $d - \frac{H7}{h6}$ ; по  $D - \frac{H12}{a11}$ ; по  $b - \frac{F8}{f8}$ :

$$d - 8 \times 56 \frac{H7}{h6} \times 62 \frac{H12}{a11} \times 10 \frac{F8}{f8}.$$

Для отверстия этого соединения:  $d - 8 \times 56 H7 \times 62 H12 \times 10 F8$ .

Для вала этого соединения:  $d - 8 \times 56 h6 \times 62 a11 \times 10 f8$ .

Для нецентрирующих диаметров в обозначении допускается не указывать допуски, например, для этого же соединения на сборочном чертеже может быть показано так:

$$d - 8 \times 56 \frac{H7}{h6} \times 62 \times 10 \frac{F8}{f8}.$$

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по  $D$ , число шлицов  $z = 6$ , внутренний диаметр  $d = 26$  мм, наружный диаметр  $D = 32$  мм, ширина шлица  $b = 6$  мм с посадками: по  $d$  – для втулки по  $H11$ , для вала – не менее  $d_1$ ; по  $D - \frac{H7}{f7}$ ; по  $b - \frac{F8}{f7}$ :

$$D - 6 \times 26 \times 32 \frac{H7}{f7} \times 6 \frac{F8}{f7}.$$

Для отверстия этого соединения:  $D - 6 \times 26 \times 32 H7 \times 6 F8$ .

Для вала этого соединения:  $D - 6 \times 26 \times 32 f7 \times 6 f7$ .

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по  $b$ , число шлицов  $z = 10$ , внутренний диаметр  $d = 42$  мм, наружный диаметр  $D = 52$  мм, ширина шлица  $b = 6$  мм с посадками: по  $d$  – для втулки по  $H11$ , для вала – не менее  $d_1$ ; по  $D - \frac{H12}{a11}$ ; по  $b - \frac{F8}{e8}$ :

$$b - 6 \times 42 \frac{H11}{a10} \times 52 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{F8}{e8}.$$

Для отверстия этого соединения:  $b - 6 \times 42H11 \times 52H12 \times 6F8$ .

Для вала этого соединения:  $b - 6 \times 26a10 \times 32a11 \times 6e8$ .

Параметры шероховатости шлицевых соединений назначаются в соответствии с рекомендациями (таблица А6).

Посадки шлицевых прямобочных соединений выбирают по соответствующим таблицам в зависимости от выбранного метода центрирования и от характера работы сопряжения.

Многие шлицевые соединения по сопрягаемым поверхностям имеют гарантированные зазоры. Чем больше длина осевого перемещения шлицевой втулки и чем чаще она перемещается, тем больше должен быть зазор между опорными поверхностями в сопряжении, необходимый для размещения смазки, компенсации температурных деформаций и погрешностей изготовления деталей. Гарантированные зазоры также устанавливают для обеспечения самоцентрирования втулки относительно вала в тяжело нагруженных и реверсивных передачах. Так, например, в тракторах, автомобилях и комбайнах имеются неподвижные шлицевые соединения, у которых по центрирующему диаметру назначают посадки с основными отклонениями  $f, e, d$ .

При высоких требованиях к точности центрирования стремятся получить наименьшие зазоры по центрирующим диаметрам.

Если точность центрирования не имеет существенного значения, но имеются требования к высокой прочности (особенно при переменных нагрузках и реверсивном движении), то предусматривают меньшие зазоры между боковыми поверхностями зубьев и впадин. Примером такого соединения является карданное сочленение в автомобилях, где используется центрирование по боковым поверхностям зубьев.

### 10.3 Шлицевые эвольвентные соединения

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба имеют то же назначение, что и прямобочные, но обладают рядом преимуществ: технологичностью; повышенной прочностью и передают большие крутящие моменты при аналогичных геометрических параметрах. Шлицевые эвольвентные соединения, особенно в тяжело нагруженных механизмах, вытесняют шлицевые прямобочные

соединения. Это объясняется повышенной прочностью зубьев шлицевых эвольвентных валов, более высокой технологичностью их изготовления (при заданном модуле шлицы любого размера вала нарезают с помощью одной червячной фрезы) и высокой точностью центрирования шлицевых соединений. Боковые поверхности зубьев и впадин выполнены по кривой, называемой эвольвентой, подобно профилю зубьев зубчатых колес.

К основным параметрам относятся:  $D$  – наружный диаметр зубьев, номинальный диаметр соединения;  $m$  – модуль;  $z$  – число зубьев;  $\alpha = 30^\circ$  – угол профиля.

Остальные параметры вычисляются по зависимостям, приведенным в таблице 10.7.

Таблица 10.7 – Зависимости параметров шлицевого эвольвентного соединения

Центрирование по боковым поверхностям зубьев	Центрирование по наружному диаметру	
Параметр	Обозначение	Зависимость
Диаметр делительной окружности	$d$	$d = mz$
Делительный окружной шаг	$p$	$p = \pi m$
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала (впадины втулки)	$s(e)$	$s = e = \frac{\pi}{2} m + 2xm \operatorname{tg} \alpha$
Смещение исходного контура	$xm$	$xm = \frac{1}{2} [D - m(z + 1,1)]$
Номинальный диаметр окружности впадин втулки	$D_f$	$D_f = D$

Продолжение таблицы 10.7

Параметр	Обозначение	Зависимость
Номинальный диаметр окружности вершин зубьев втулки	$D_a$	$D_a = D - 2m$
Номинальный диаметр окружности впадин вала	$d_f$	$d_f = D - 2,2m$
Номинальный диаметр окружности вершин зубьев вала: при центрировании по боковым поверхностям зубьев при центрировании по наружному диаметру	$d_a$	$d_a = D - 0,2m$ $d_a = D$

Номинальные значения основных параметров наиболее часто применяемых шлицевых эвольвентных соединений приведены в таблице 10.8.

Таблица 10.8 – Основные параметры шлицевого эвольвентного соединения

Модуль, мм	Номинальный диаметр $D$ , мм													
	17	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
	Число зубьев $z$													
0,8	20	23	30	36	42	48	55	60	66	74				
1,25	12	14	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58	62
2	7	8	11	13	16	18	21	24	26	28	31	34	36	38
3			7	8	10	12	13	15	17	18	20	22	24	25
5						6	7	8	9	10	11	12	13	14
Примечания														
1. Числа зубьев, заключенные в рамки, являются предпочтительными.														
2. Кроме указанных значений, имеются и другие (ГОСТ 6033-80).														
3. Значения $D$ изменяются от 4 до 440 мм, $m$ – от 0,5 до 10 мм.														

Шлицевые эвольвентные соединения чаще центрируют по наружному диаметру  $D$  и по боковым поверхностям зубьев  $s = e$ . Допускается центрирование по внутреннему диаметру. Форма дна впадины вала и втулки может быть как закругленной, так и плоской.

Посадки по нецентрирующим диаметрам установлены только при плоской форме диаметра впадины. В случае закругленной формы дна впадины при центрировании как по наружному диаметру  $D$ , так и по боковым поверхностям зубьев  $s = e$  на размер  $d_f$  поле допуска не назначают; размер  $d_f$  ограничивают его наибольшим значением  $d_{fmax}$  (для исключения возможного защемления вершин зубьев втулки во впадинах вала). Допуск для диаметра  $D_f$  окружности впадин втулки также не предусмотрен; размер диаметра  $D_f$  ограничен наименьшим значением. Поля допусков и посадки наиболее часто применяемых шлицевых эвольвентных соединений даны в таблице 10.9. По стандарту поля допусков размеров боковых поверхностей зубьев шлицевых эвольвентных соединений обозначаются цифрой (степенью точности), а затем буквой (основное отклонение), для того чтобы отличить эти соединения от гладких, в которых цифра стоит после буквы.

Таблица 10.9 – Поля допусков и посадки шлицевых эвольвентных соединений

Чертеж сопряжения						
Центрирующий элемент	$s(e)$			$D$		
Посадки	По $D$ ( $d_a, D_f$ )	По $s(e)$	По $D_a, d_f$	По $D$	По $s(e)$	По $D_a, d_f$
Подвижное сопряжение	$D_f - H16$ $d_a - h12$	$\frac{9H}{9g}; \frac{9H}{9h}$	$D_a - H11$ $d_{fmax} - h16$	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}$	$\frac{9H}{9g}; \frac{9H}{9h}$	$D_a - H11$ $d_{fmax} - h16$
Неподвижное сопряжение		$\frac{7H}{8k}; \frac{7H}{7h}$		$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{n6}$		



Обозначения шлицевых эвольвентных соединений должны содержать номинальный диаметр, модуль, обозначение посадки (полей допусков вала и отверстия).

Пример обозначения шлицевого эвольвентного соединения с центрированием по боковым поверхностям зубьев, диаметр соединения  $D = 40$  мм, модуль  $m = 1,25$  мм с посадкой по боковым поверхностям  $s(e) - \frac{7H}{8k}$ :

$$40 \times 1,25 \times \frac{7H}{8k}.$$

Для отверстия этого соединения:  $40 \times 1,25 \times 7H$ .

Для вала этого соединения:  $40 \times 1,25 \times 8k$ .

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по наружному диаметру  $D = 40$  мм, модуль  $m = 1,25$  мм с посадками: по  $D - \frac{H7}{f7}$ ; по боковым поверхностям  $s(e) - \frac{9H}{9g}$ :

$$40 \times \frac{H7}{f7} \times 1,25 \times \frac{9H}{9g}.$$

Для отверстия этого соединения:  $40 \times H7 \times 1,25 \times 9H$ .

Для вала этого соединения:  $40 \times f7 \times 1,25 \times 9g$ .

#### **10.4 Пример выбора посадок прямобочного шлицевого соединения**

##### **Исходные данные**

Рассчитать и выбрать посадки неподвижного прямобочного шлицевого соединения, номинальные размеры которого  $6 \times 28 \times 32 \times 7$ , центрирующий диаметр –  $D$ , точность по центрирующему диаметру – 7 квалитет, точность по ширине шлица – 8 квалитет.

## Решение

Так как соединение в работе неподвижное, то оно требует хорошего центрирования и небольших зазоров по боковым сторонам шлица. По таблице 31 для соединения 11 назначаем посадки

$$D - 6 \times 28 \times 32 \frac{H7}{h6} \times 7 \frac{F8}{f8}.$$

Так как соединение в работе неподвижное, то оно требует хорошего центрирования и небольших зазоров по боковым сторонам шлица. По таблице 10.2 для наружного диаметра назначаем посадку  $\frac{H7}{h7}$ , для размера  $b - \frac{F8}{f8}$ . Посадка по нецентрирующему внутреннему диаметру по таблице 10.5 – для втулки по H11, для вала – не менее  $d_1 = 26,7$  мм по таблице 10.1.

$$\text{Шлицевое соединение } D-6 \times 28 \times 32 \frac{H7}{h7} \times 7 \frac{F8}{f8}.$$

Схема полей допусков посадки по центрирующему диаметру  $D$  показана на рисунке 10.4, из которого видно, что максимальный зазор в соединении  $S_{max} = 50$  мкм, минимальный зазор  $S_{min} = 0$ , средний зазор  $S_c = 25$  мкм, допуск посадки  $TS = 50$  мкм.

Схема полей допусков посадки по ширине шлица  $b$  показана на рисунке 10.5, из которого видно, что максимальный зазор в соединении  $S_{max} = 70$  мкм, минимальный зазор  $S_{min} = 26$  мкм, средний зазор  $S_c = 48$  мкм, допуск посадки  $TS = 44$  мкм.

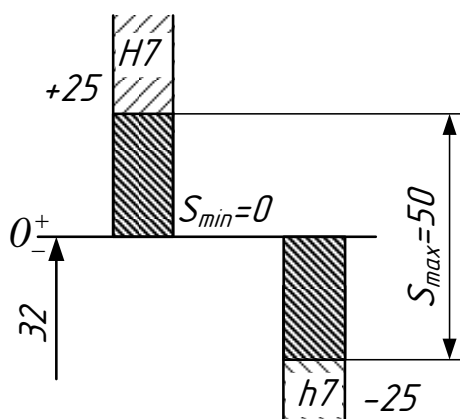


Рисунок 10.4 – Схема полей допусков посадки  $\varnothing 32 \frac{H7}{h7}$

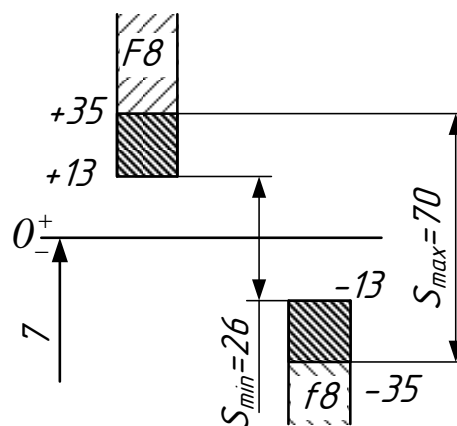


Рисунок 10.5 – Схема полей допусков посадки  $7 \frac{F8}{f8}$

Схема полей допусков посадки по нецентрирующему диаметру  $d$  показана на рисунке 10.6, из которого видно, что максимальный зазор в соединении  $S_{max} = 1430$  мкм, минимальный зазор  $S_{min} = 0$ , средний зазор  $S_c = 715$  мкм, допуск посадки  $TS = 1430$  мкм.

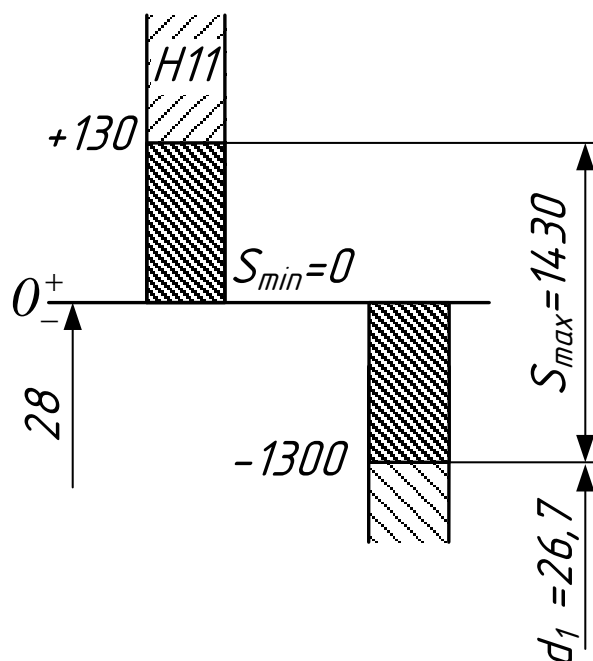


Рисунок 10.6 – Схема полей допусков посадки по нецентрирующему внутреннему диаметру

Допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении по отношению к оси симметрии по таблице 10.6 равны 0,015 мм.

Параметры шероховатости шлицевых соединений назначаются в соответствии с рекомендациями (таблица А6):

- по  $d$  – для вала  $Ra = 6,3$  мкм, для втулки  $Ra = 3,2$  мкм;
- по  $D$  – для вала  $Ra = 0,8$  мкм, для втулки  $Ra = 1,6$  мкм;
- по  $b$  – для вала и для втулки  $Ra = 3,2$  мкм.

Эскизы шлицевого соединения, вала и втулки показаны на рисунке 10.7.

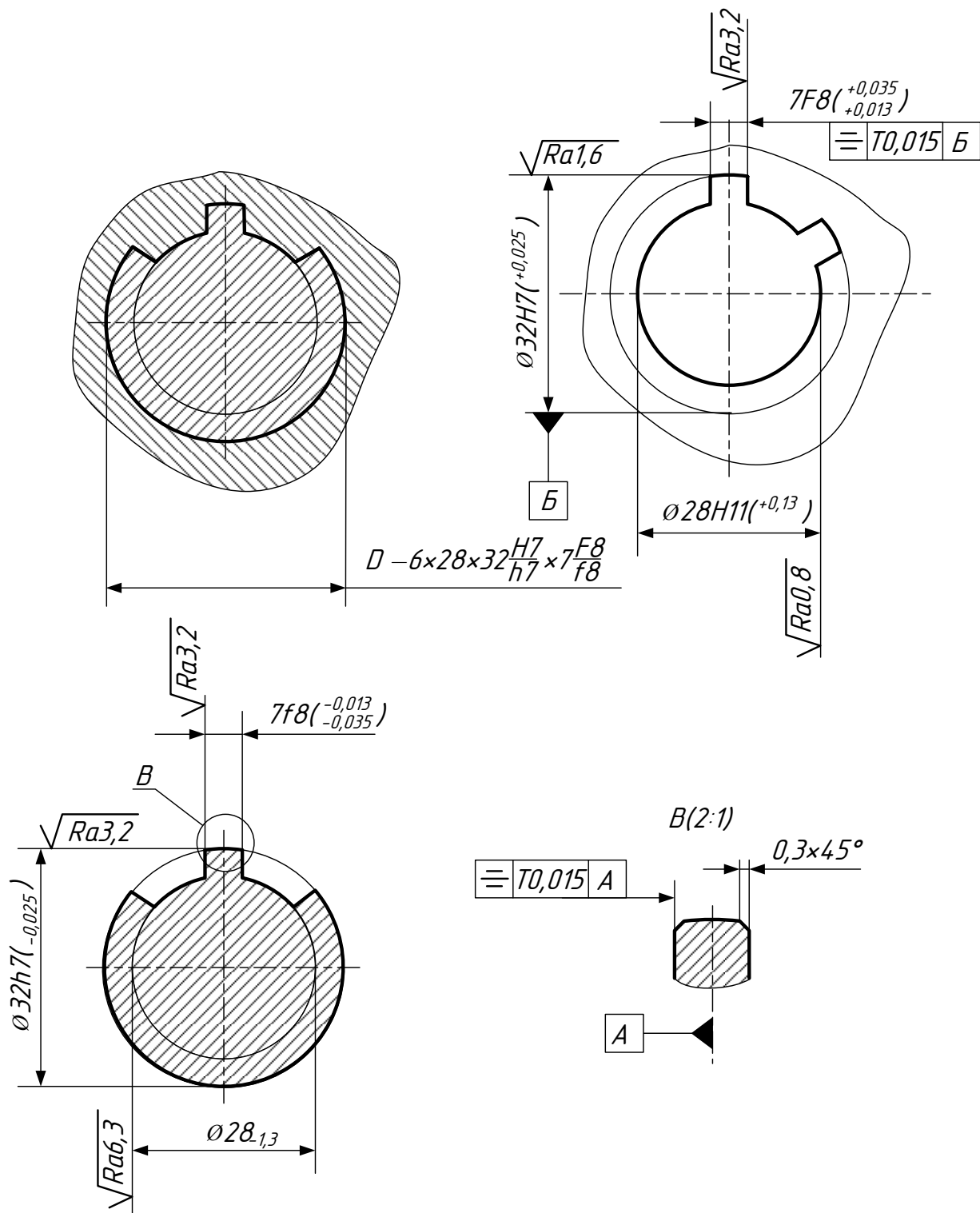


Рисунок 10.7 – Эскизы шлицевого соединения и деталей

## Контрольные вопросы

1. Какие виды шлицевых соединений применяются в машиностроении?
2. Что означает центрирование шлицевых соединений?
3. Какие применяются способы центрирования? Какие способы центрирования по соосности более точны?
4. Какие факторы влияют на выбор центрирования по наружному, либо по внутреннему диаметру?
5. Когда применяется центрирование по боковым сторонам зубьев?
6. Какие факторы определяют выбор посадок прямобочного шлицевого соединения?
7. Какие факторы влияют на выбор типа шлицевого соединения (прямобочное, эвольвентное, треугольное)?
8. Почему для подвижных шлицевых соединений нельзя применять посадки с малым и нулевым зазором?
9. В силу каких причин для ряда поверхностей шлицевого соединения обязательно предусмотреть на чертеже и выполнить в изделии выборки и фаски?
10. Можно ли по одному из размеров шлицевого соединения не указывать посадки?
11. В чём отличительная особенность в обозначении посадок на размеры  $e$  и  $s$  в эвольвентных шлицевых соединениях?
12. Когда взамен шлицевого соединения возможно применение шпоночного?
13. Какой из видов центрирования рационален при относительно невысоких требованиях к соосности и подвижном соединении шлицевой пары?
14. Какие шлицевые соединения, применяемые в машиностроении, не стандартизованы?
15. Достоинства, недостатки эвольвентных шлицевых соединений?
16. Достоинства, недостатки прямобочных шлицевых соединений?

17. Какой вариант центрирования в эвольвентных шлицевых соединениях применяется наиболее часто?

## 11 РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

### 11.1 Основные понятия

Собранные из отдельных деталей машина или механизм, будут нормально работать только в том случае, если каждая деталь изготовлена с заданной точностью и правильно занимает предназначенное для нее место среди других деталей, выполняя свои функции. Необходимое положение поверхностей деталей и их осей относительно других деталей в собранном изделии обеспечивается расчетом размерных цепей.

**Размерная цепь** – это совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. Размерные цепи могут быть: конструкторские, технологические, измерительные. Все размеры, входящие в размерную цепь называют *звеньями* и обозначают одной прописной буквой русского алфавита с соответствующим индексом.

Любая размерная цепь имеет одно исходное (замыкающее) звено и два или более составляющих звеньев.

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

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

**Увеличивающими** называют такие звенья, с увеличением размеров которых *замыкающее звено увеличивается*.

**Уменьшающими** называют такие звенья, с увеличением которых *замыкающее звено уменьшается*.

С этой целью исходному (замыкающему) звену дают направление стрелкой налево и обходят все звенья, начиная с него так, чтобы образовался замкнутый поток направления. Тогда при обходе по замкнутому контуру все составляющие звенья, имеющие направление стрелок налево будут уменьшающими, а с направлением стрелок направо – увеличивающими.

В зависимости от взаимного расположения звеньев размерные цепи разделяют на *линейные* (с параллельными звеньями), *плоские* и *пространственные*. Все размерные цепи рассчитывают по формулам для линейных цепей.

Размерные цепи обычно обозначают прописными буквами русского алфавита  $A, B, B$  и т. д. Звенья, образующие размерную цепь, обозначают буквой, принятой для размерной цепи, с порядковыми цифровыми индексами:  $A_1, A_2, \dots, A_n; B_1, \dots, B_n$  и т. д. Исходное (замыкающее) обозначают соответствующей буквой с индексом  $\Delta$ :  $A_\Delta, B_\Delta, B_\Delta$ .

Для упрощения решения размерных цепей последние часто изображают в виде размерных схем. На рисунке 11.1 показана детальная размерная цепь  $A$ , по которой можно определить точность замыкающего звена  $A_\Delta$  – ступени валика, а на рисунке 11.2 представлена сборочная размерная цепь  $B$ , по которой можно определить точность замыкающего звена  $B_\Delta$  – зазора между вилкой и рычагом, или по заданному исходному звену – зазору  $B_\Delta$  определить точность составляющих звеньев. В простых случаях схемы не выносятся отдельно, а изображаются непосредственно на эскизах деталей или узлов.

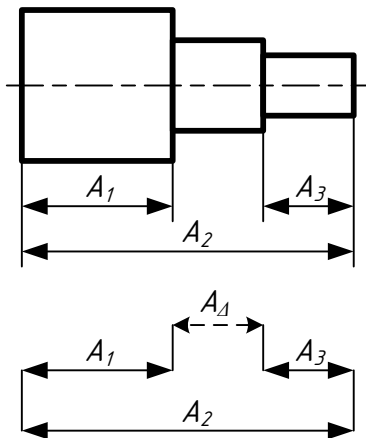


Рисунок 11.1 – Детальная  
размерная цепь

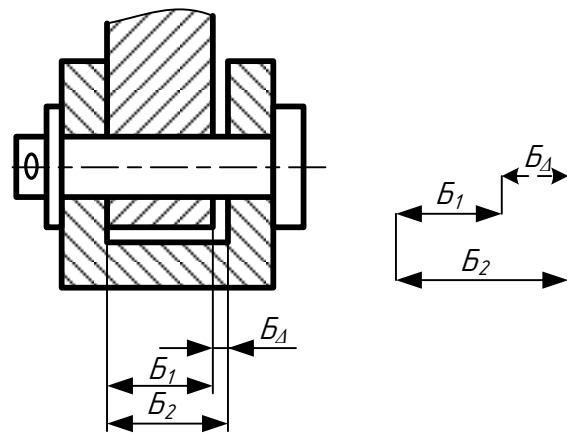


Рисунок 11.2 – Сборочная  
размерная цепь

## 11.2 Методика выявления размерных цепей и построение их схем

Несмотря на разнообразие видов размерных цепей, существует ряд общих методических приемов их выявления и составления, применяемых в такой последовательности:

1) исходя из поставленной задачи расчета, устанавливают замыкающее звено размерной цепи. При составлении схемы сборочной размерной цепи следует исходить из того, что *в одной цепи может быть только одно замыкающее звено*;

2) пользуясь сборочными и рабочими чертежами деталей изделия, а при необходимости и натуральными образцами, выявляют детали и сборочные единицы изделия, размеры которых оказывают влияние на величину замыкающего звена;

3) устанавливают направление действующих на детали рабочих и сборочных нагрузок, определяющих взаимное положение деталей, при котором в соответствии с условиями задачи расчета замыкаются (соприкасаются) звенья и фиксируется величина замыкающего звена;

4) вычерчивают эскиз взаимодействующих друг с другом (в соответствии с условиями задачи) деталей и сборочных единиц изделия, влияющих на величину замыкающего звена;

5) выявляют и обозначают на эскизе поверхности контактов (конструкторские базы) взаимодействующих деталей и сборочных единиц, образуемые под действием сборочных или рабочих нагрузок;



б) непосредственно на эскизе или рядом с ним вычерчивают схему основной размерной цепи, которая включает замыкающее звено и другие составляющие звенья, соединяющие конструкторские базы сопряженных деталей, образуя при этом замкнутый контур;

7) после проецирования всех звеньев выявленной размерной цепи на выбранное направление получают исходную схему основной размерной цепи;

8) определяют увеличивающие и уменьшающие звенья, составляют основное уравнение цепи и решают задачу.

### Пример построения размерной цепи

Даны три детали с соответствующими линейными размерами (рисунок 11.3). При сборке деталь 2 вставляется в отверстие детали 1 через прокладку 3 (рисунок 11.4). Необходимо построить размерную цепь, в которой замыкающим звеном будет зазор между торцами деталей 1 и 2 – замыкающее звено  $A_4$ .

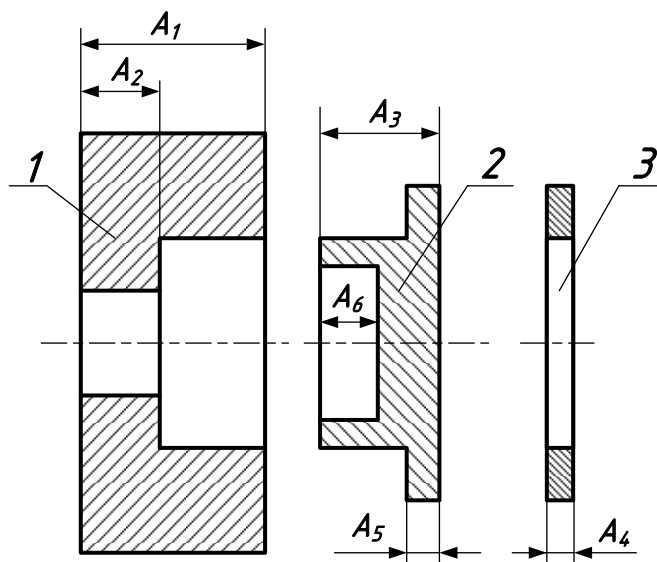


Рисунок 11.3 – Эскиз деталей

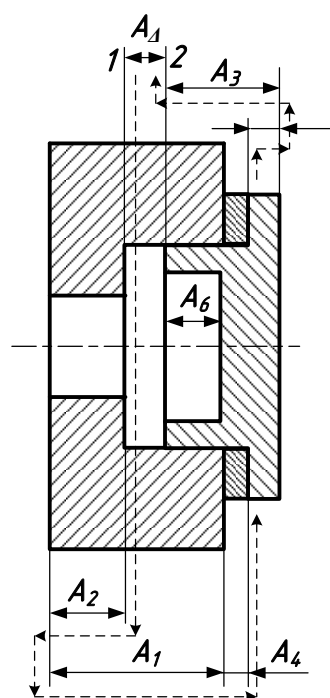


Рисунок 11.4 – Эскиз сборочной единицы

В рабочем положении детали будут находиться во взаимодействии через поверхности (конструкторские базы), изображенном на

рисунке 11.4. Из рисунка 11.4 видно, что на замыкающее звено  $A_4$  влияют длина и глубина детали 1  $A_1$  и  $A_2$ , размеры детали 2  $A_3$  и  $A_5$ , толщина детали 3  $A_4$ . Замыкающее звено от величины звена  $A_6$  не зависит.

Необходимо вычертить схему основной размерной цепи, которая включает замыкающее звено и другие составляющие звенья, соединяющие конструкторские базы сопряженных деталей, образуя при этом замкнутый контур, т. е. необходимо по размерным линиям по кратчайшему пути пройти из точки 1 до точки 2 (показано штриховыми линиями со стрелками на рисунке 11.4). После этого можно перенести размерные и выносные линии замыкающего звена  $A_4$  и влияющих на него составляющих звеньев ( $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_4$  и  $A_5$ ) из рисунка 11.4 на отдельный эскиз, расположив полученную схему размерной цепи в удобном виде, при этом допускаются искажения в пропорциях величин звеньев (рисунок 11.5).

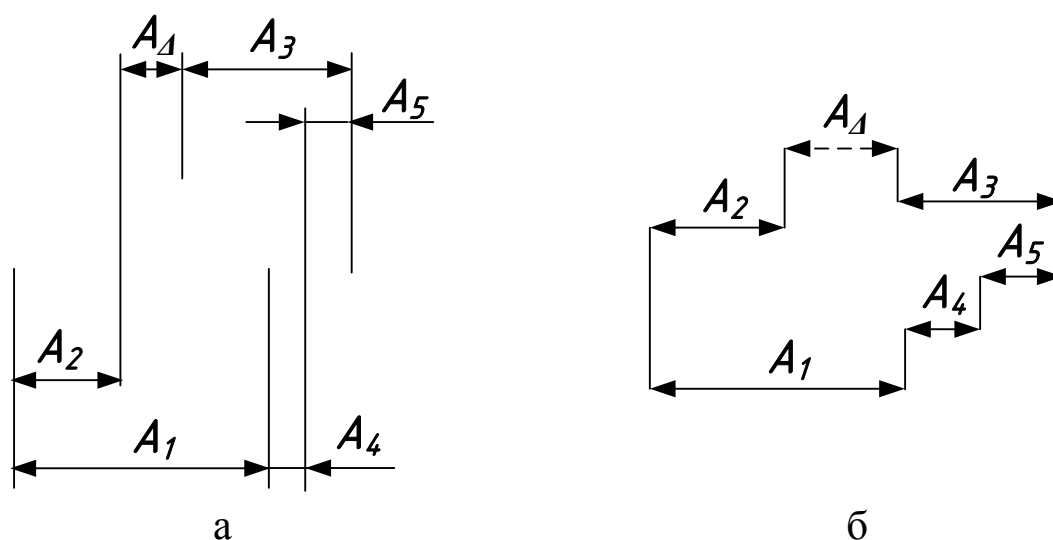


Рисунок 11.5 – Эскиз построения схемы размерной цепи:  
а – размеры после переноса; б – преобразованная  
схема размерной цепи

Определяем увеличивающие и уменьшающие звенья в цепи. Проще начинать со звена, примыкающему к замыкающему звену, например,  $A_3$  (рисунок 11.6).

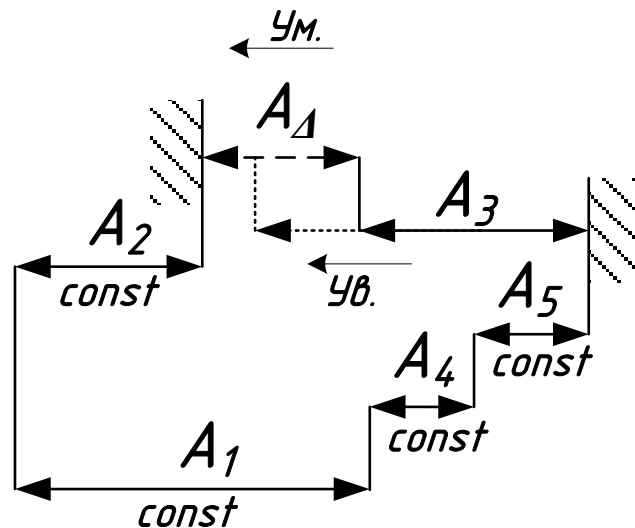


Рисунок 11.6 – Определение направления звена  $A_3$

Все остальные составляющие звенья считаем неизменными по величине (на рисунке обозначены словом «const»), соответственно, правые границы звеньев  $A_2$  и  $A_5$  неподвижны. Мысленно увеличиваем звено  $A_3$ , учитывая, что указанные границы неподвижны, а все остальные составляющие звенья неизменны. Из рисунка видно, что при увеличении звена  $A_3$  замыкающее звено  $A_4$  уменьшается, значит, звено  $A_3$  – уменьшающее. При вычерчивании схемы размерной цепи увеличивающие звенья принято показывать со стрелками, направленными вправо, а уменьшающие – влево. Определив направление звена  $A_3$  (влево), продолжаем обход контура дальше по стрелке влево до замыкания, проставляя стрелки на других звеньях. Все звенья образуют замкнутый контур со стрелками, направленными по часовой стрелке (рисунок 11.7). Звено  $A_4$  – замыкающее (показано штриховой линией).

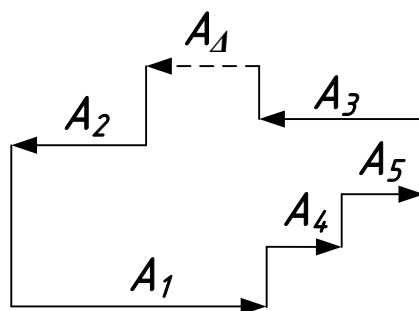


Рисунок 11.7 – Построенная схема размерной цепи

Проверим правильность определения направления, например, на звене  $A_1$  (рисунок 11.8).

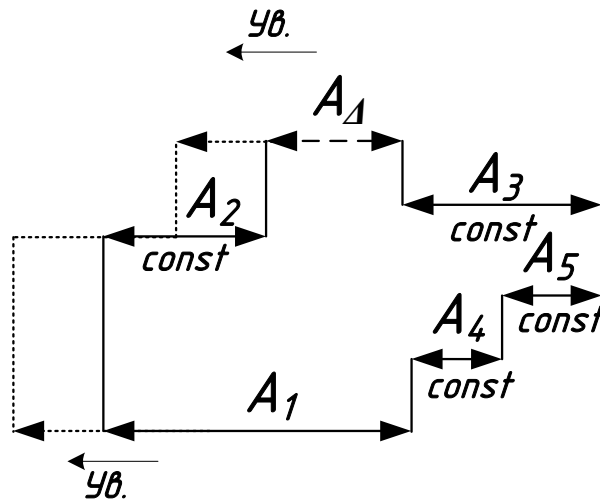


Рисунок 11.6 – Определение направления звена  $A_1$

Из рисунка 11.6 видно, что при увеличении звена  $A_1$  замыкающее звено  $A_4$  увеличивается, значит, звено  $A_3$  – увеличивающее, т. е. схема построена верно. Согласно рисунка 11.5 звенья  $A_1$ ,  $A_4$  и  $A_5$  – увеличивающие, а звенья  $A_2$  и  $A_3$  – уменьшающие.

### 11.3 Методы обеспечения точности замыкающего звена

При решении размерных цепей различают две задачи:

1 *Прямая задача.* Необходимо определить допуск и предельные отклонения всех составляющих звеньев по известным номинальным размерам звеньев, допуску и предельным отклонениям исходного звена. задача достаточно сложна и имеет несколько решений.

2 *Обратная задача.* Необходимо определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена по известным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев. Эту задачу часто применяют для проверочных расчетов. Она имеет однозначное и достаточно простое решение.

Размерные цепи могут решаться методами, дающими различные результаты. Предусмотрены следующие методы: полной взаимозаменяемости (метод максимума-минимума); неполной взаимозаменяемости (с использованием положений теории вероятностей); групповой взаимозаменяемости; метод пригонки; метод регулиро-

вания (рисунок 11.6).

*Метод полной взаимозаменяемости* – метод взаимозаменяемости, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается при включении в нее или замене в ней любого звена без подбора или изменения его величины.

При достижении точности замыкающего звена методом полной взаимозаменяемости детали при сборке соединяются без пригонки. При любом сочетании размеров деталей, изготовленных в пределах расчетных допусков, значения замыкающего звена не выходят за установленные пределы. Расчет размерной цепи производится методом максимума-минимума. Этот метод расчета обычно используется в индивидуальном и мелкосерийном производствах; при малой величине допуска на исходное звено и небольшом числе составляющих звеньев; при большом допуске на исходное звено.



Рисунок 11.6 – Методы обеспечения точности замыкающего звена

Преимуществами метода являются: простота и экономичность сборки; упрощенная организация сборочных процессов; возможность широкой кооперации заводов; упрощение системы обеспечения запасными частями и т. п. К недостаткам можно отнести более высокую стоимость изготовления изделия, так как допуски составляющих звеньев получаются меньше, чем при других методах.

*Методы неполной взаимозаменяемости* – методы, при которых требуемая точность замыкающего звена обеспечивается не у всех объектов, а у заранее обусловленной их части.

Детали при сборке соединяются, как правило, без пригонки, регулировки, подбора, но при этом у небольшого количества изделий (количество изделий принимается заранее) значение замыкающего звена выходит за установленные пределы. Расчет размерных цепей производится вероятностным методом.

Методы применяются в серийном и массовом производствах; при малой величине исходного звена и относительно большом числе составляющих звеньев.

Преимущества методов те же, что и у метода полной взаимозаменяемости. Стоимость же изготовления по сравнению с полной взаимозаменяемостью существенно ниже за счет расширения полей допусков составляющих звеньев. Недостатком методов является появление некоторого процента брака.

*Метод групповой взаимозаменяемости* (селективная сборка) – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается путем включения в нее составляющих звеньев, принадлежащих к одной из групп, на которые они предварительно рассортированы.

Детали, заранее рассортированные на группы, при сборке соединяются без пригонки. При этом обеспечивается требуемое значение замыкающего звена.

Метод применяется в массовом и крупносерийном производстве для малозвенных размерных цепей.

Достоинством метода является возможность достижения высокой точности замыкающего звена при экономически целесообразных полях допусков составляющих звеньев.

Недостатками метода являются: наличие незавершенного производства («лишние детали»); дополнительные затраты на предварительную сортировку деталей на группы; усложнение процесса организации сборки; усложнение обеспечения запасными частями.

Расчет размерной цепи обычно ведется методом максимума-минимума.

*Метод пригонки* – метод, при котором требуемая точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается изменением

специального звена (компенсирующего), предусмотренного в ней, путем снятия слоя материала.

Расчет размерной цепи ведется методом максимума-минимума или вероятностным методом.

Метод применяется в индивидуальном производстве.

К преимуществу метода следует отнести то, что на все составляющие звенья можно назначить экономически целесообразные допуски.

Недостатками метода являются: значительное увеличение стоимости сборки и снижение производительности труда на сборке; усложнение обеспечения запасными частями.

*Методы регулирования* – методы, при которых точность замыкающего звена размерной цепи обеспечивается изменением компенсирующего звена без снятия слоя материала.

Методы находят широкое применение во всех типах производства, когда требуется высокая точность замыкающего звена.

К преимуществам методов можно отнести: возможность регулирования размера замыкающего звена с целью обеспечения требуемой точности; возможность компенсации износа в процессе эксплуатации; возможность назначения на составляющие размеры экономически целесообразных полей допусков.

К недостаткам методов можно отнести: усложнение конструкции сборочной единицы; усложнение сборки.

#### **11.4 Основные уравнения размерных цепей с параллельными звеньями по методу максимума-минимума**

Номинальный размер замыкающего звена размерной цепи  $A$  определяют по формуле **основного уравнения номиналов**:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \quad (11.1)$$

где  $i = 1, 2, \dots, m$  – порядковый номер звена размерной цепи;

$\xi_i$  – передаточное отношение  $i$ -го звена размерной цепи  $A$ .

Для линейных размерных цепей (цепей с параллельными звеньями) передаточные отношения равны:  $\xi = 1$  для увеличиваю-

щих составляющих звеньев;  $\xi = -1$  для уменьшающих составляющих звеньев.

Поэтому для линейных размерных цепей зависимость (11.1) записывают в виде (уравнение номиналов):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_i^{y\delta} - \sum_{i=1}^p A_i^{yM}, \quad (11.2)$$

где  $A_i^{y\delta}$  – номинальный размер увеличивающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$A_i^{yM}$  – номинальный размер уменьшающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$n$  – количество увеличивающих звеньев;

$p$  – количество уменьшающих звеньев.

Из уравнения (11.2), а также из схемы размерной цепи можно установить, что наибольший и наименьший предельные размеры замыкающего звена

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i \max}^{y\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i \min}^{yM}, \quad (11.3)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i \min}^{y\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i \max}^{yM}, \quad (11.4)$$

$$A_{\Delta c} = \sum_{i=1}^n A_{ic}^{y\delta} - \sum_{i=1}^p A_{ic}^{yM}, \quad (11.6)$$

где  $A_{i \max}^{y\delta}$ ,  $A_{i \min}^{y\delta}$ ,  $A_{ic}^{y\delta}$  – максимальный, минимальный и средний размер увеличивающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$A_{i \max}^{yM}$ ,  $A_{i \min}^{yM}$ ,  $A_{ic}^{yM}$  – максимальный, минимальный и средний размер уменьшающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи.

При вычитании из выражения (11.3) выражения (11.4) после преобразований получится, что допуск замыкающего звена  $TA_{\Delta}$



при расчете на максимум-минимум находят по формуле (уравнение допусков)

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i, \quad (11.7)$$

где  $m$  – общее количество звеньев в цепи, включая замыкающее;

$m - 1$  – общее количество составляющих звеньев:  $n + p = m - 1$ ;

$TA_i$  – допуск  $i$ -го составляющего звена размерной цепи.

Из формулы (11.7) следует, что разброс размеров замыкающего звена равен сумме разбросов размеров составляющих звеньев. Поэтому, чтобы обеспечить наибольшую точность замыкающего звена, размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, т. е. необходимо при конструировании машин и проектировании технологических процессов соблюдать *принцип наименьшего количества звеньев*.

Координату середины поля допуска замыкающего звена  $E_C A_{\Delta}$  вычисляют по зависимости:

$$E_C A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i (E_C A_i) = \sum_{i=1}^n E_C A_i^{y^6} - \sum_{i=1}^p E_C A_i^{y^M}, \quad (11.8)$$

где  $E_C A_i$  – координата середины поля допуска  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$E_C A_i^{y^6}$  – координата середины поля допуска увеличивающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$E_C A_i^{y^M}$  – координата середины поля допуска уменьшающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи.

Верхнее отклонение замыкающего звена  $ESA_{\Delta}$  определяют

$$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n ESA_i^{y^6} - \sum_{i=1}^p EIA_i^{y^M} = E_C A_{\Delta} + \frac{TA_{\Delta}}{2}, \quad (11.9)$$

нижнее отклонение замыкающего звена  $EIA_{\Delta}$  определяют

$$EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n EIA_i^{y^6} - \sum_{i=1}^p ESA_i^{y^M} = E_C A_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta}}{2}, \quad (11.10)$$

где  $ESA_i^{y^6}$ ,  $EIA_i^{y^6}$  – верхнее и нижнее предельные отклонения увеличивающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи;

$ESA_i^{y^M}$ ,  $EIA_i^{y^M}$  – верхнее и нижнее предельные отклонения уменьшающего  $i$ -го составляющего звена размерной цепи.

Предельные значения замыкающего звена  $A_{\Delta}$

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + ESA_{\Delta}. \quad (11.11)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + EIA_{\Delta}. \quad (11.12)$$

Среднее значение замыкающего звена  $A_{\Delta}$

$$A_{\Delta C} = A_{\Delta} + E_C A_{\Delta}. \quad (11.13)$$

## 11.5 Основные уравнения размерных цепей с параллельными звеньями теоретико-вероятностным методом

Расчет размерных цепей по методу максимума-минимума, как правило, приводит к необоснованному ужесточению допусков на размеры составляющих звеньев размерных цепей. В связи с этим расчет по методу максимума-минимума должен иметь ограниченное применение. В частности, этим методом пользуются при расчете размерных цепей с числом звеньев не более четырех, а также с числом звеньев более четырех для изделий с единичным характером для предварительного решения некоторых практических задач по расчету многозвенных размерных цепей.

Более точным и научно обоснованным методом расчета размерных цепей является метод, основанный на теории вероятностей.

При расчете теоретико-вероятностным методом допуск замыкающего звена находят по формуле:

$$TA_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \xi_i^2 \lambda_i^2 TA_i^2}. \quad (11.14)$$

где  $t_{\Delta}$  – коэффициент риска (таблица 11.2);

$\lambda_i$  – коэффициент относительного рассеяния, характеризующий закон распределения погрешностей размера звена размерной цепи.

При нормальном законе распределении отклонений (закон Гаусса) коэффициент  $\lambda_i^2 = \frac{1}{9}$  (для массового и крупносерийного производства). При распределении отклонений по закону треугольника (закон Симпсона)  $\lambda_i^2 = \frac{1}{6}$  (серийное производство). При распределении отклонений по закону равной вероятности  $\lambda_i^2 = \frac{1}{3}$  (единичное

производство). Практически считают, что уже при числе составляющих звеньев размерной цепи  $m - 1 \geq 5$  погрешности замыкающего звена достаточно близко следуют закону нормального распределения.

Коэффициент риска  $t_{\Delta}$  зависит от принятой вероятности нахождения погрешностей любого звена в поле допуска. При вероятности  $p = 0,9973$  коэффициент риска  $t_{\Delta} = 3$ , а процент выхода значений погрешностей за пределы поля допуска составляет 0,27 %. Это означает, что на сборке 0,27 % сборочных единиц не будут собираться по методу взаимозаменяемости и потребуют дополнительной обработки деталей. Этот процент несобирающихся объектов по методу взаимозаменяемости называется процентом риска. Чем меньше  $t_{\Delta}$ , тем больше процент риска. Значения  $t_{\Delta}$  выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Таблица 11.1 – Зависимость процента риска от коэффициента риска

Процент риска $P$ , %	32	10	4,55	1,00	0,27	0,10	0,01
Коэффициент риска $t_{\Delta}$	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

Для размерных цепей с параллельными звеньями (линейные размерные цепи)  $\xi^2 = 1$ .

При нормальном законе распределении для размерных цепей с параллельными звеньями расчетная формула (11.14) преобразуется к следующему виду:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} TA_i^2}. \quad (11.15)$$

Предельные значения замыкающего звена в этом случае  $A_{\Delta max}$  и  $A_{\Delta min}$  можно определить по формулам

$$A_{\Delta max} = A_{\Delta C} + \frac{TA_{\Delta}}{2}. \quad (11.16)$$

$$A_{\Delta min} = A_{\Delta C} - \frac{TA_{\Delta}}{2}. \quad (11.17)$$

## 11.6 Пример решения обратной задачи размерных цепей

Решение обратной задачи связано с вычислением параметров замыкающего звена по известным (заданным) параметрам всех составляющих звеньев размерных цепей. Такие задачи обычно возникают на этапах производства и эксплуатации изделия. На этапе проектирования обратная задача решается, чтобы проверить правильность решения прямой задачи.

### Последовательность решения обратной задачи

1. Определяется номинальный размер замыкающего звена по формуле (11.2).
2. Определяется величину поля допуска замыкающего звена по формулам (11.7) или (11.14) в зависимости от метода решения задачи: максимума-минимума или теоретико-вероятностного.
3. Определяется координата середины поля допуска замыкающего звена по формуле (11.8).
4. Определяются верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена по формулам (11.9) и (11.10).

### Пример.

Определить величину зазора  $A_{\Delta}$  в сборочной единице при заданных размерах деталей (рисунок 11.7). Размерная цепь изображена на рисунке 11.8. Распределение отклонений размеров подчиняется нормальному закону распределения.

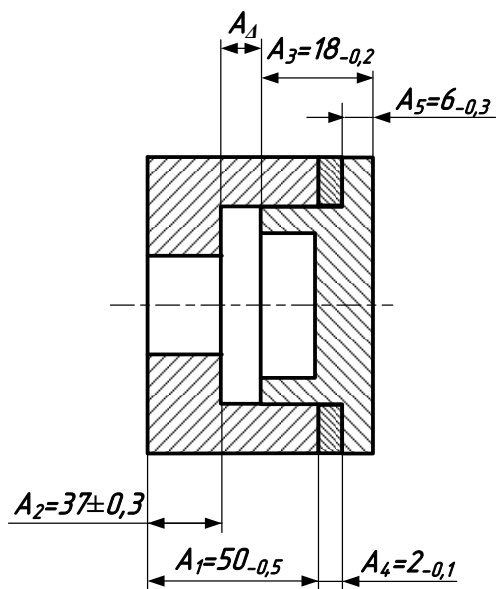


Рисунок 11.7 – Эскиз сборочной единицы

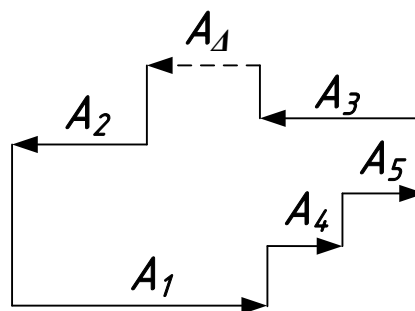


Рисунок 11.8 – Размерная цепь

Согласно рисунка 11.8 звенья  $A_1$ ,  $A_4$  и  $A_5$  – увеличивающие, а звенья  $A_2$  и  $A_3$  – уменьшающие.

Проведем расчет зазора по методу максимума-минимума.

Определим номинальный размер замыкающего звена по формуле (11.2)

$$A_{\Delta} = A_1 + A_5 + A_4 - A_2 - A_3.$$

$$A_{\Delta} = 50 + 6 + 2 - 37 - 18 = 3 \text{ мм.}$$

Определим величину поля допуска замыкающего звена по формуле (11.7)

$$TA_{\Delta} = 0,5 + 0,3 + 0,1 + 0,6 + 0,2 = 1,7 \text{ мм.}$$

Определим координату середины поля допуска замыкающего звена по формуле (11.8)

$$E_C A_{\Delta} = -0,25 - 0,15 - 0,05 - 0 + 0,1 = -0,35 \text{ мм.}$$

Определим верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена по формулам (11.9) и (11.10)

$$ESA_{\Delta} = -0,35 + \frac{1,7}{2} = +0,5 \text{ мм.}$$

$$EIA_{\Delta} = -0,35 - \frac{1,7}{2} = -1,2 \text{ мм.}$$

Окончательно, величина зазора по методу максимума-минимума  $A_{\Delta} = 3_{-1,2}^{+0,5}$  мм.

Проведем расчет зазора теоретико-вероятностным методом.

Номинальный размер замыкающего звена уже определен  $A_{\Delta} = 3$  мм.

Определим величину поля допуска замыкающего звена по формуле (11.15), так как распределение отклонений размеров подчиняется нормальному закону распределения.

$$TA_{\Delta} = \sqrt{0,5^2 + 0,3^2 + 0,1^2 + 0,6^2 + 0,2^2} = 0,87 \text{ мм.}$$

Координата середины поля замыкающего звена уже определена  $E_{CA_{\Delta}} = -0,35$  мм.

Определим верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена по формулам (11.9) и (11.10)

$$ESA_{\Delta} = -0,35 + \frac{0,87}{2} = +0,085 \text{ мм.}$$

$$EIA_{\Delta} = -0,35 - \frac{0,87}{2} = -0,785 \text{ мм.}$$

Окончательно, величина зазора по теоретико-вероятностному методу  $A_{\Delta} = 3_{-0,785}^{+0,085}$  мм.

## 11.7 Решение прямой задачи размерных цепей

Обычно при конструировании возникает необходимость определить параметры составляющих звеньев размерной цепи при из-

вестном замыкающем звене. Решением данной задачи может быть большое количество вариантов сочетаний допусков и предельных отклонений составляющих звеньев.

### **Последовательность решения прямой задачи**

1. Формулируют задачу и устанавливают замыкающее звено.
2. Устанавливают, исходя из поставленной задачи, требования к замыкающему звену, т. е. устанавливают характеристики замыкающего звена ( $TA_{\Delta}$ ,  $E_{CA_{\Delta}}$ ,  $ESA_{\Delta}$ ,  $EIA_{\Delta}$ ), которые обеспечат нормальную эксплуатацию изделия.
3. Строят схему размерной цепи.
4. Устанавливают составляющие звенья с регламентированными допускаемыми отклонениями. К таким звеньям относятся подшипники качения, стопорные кольца, покупные и стандартные элементы, допуски.
5. Для регламентированных составляющих звеньев определяют их основные характеристики ( $TA_{\Delta}$ ,  $E_{CA_{\Delta}}$ ,  $ESA_{\Delta}$ ,  $EIA_{\Delta}$ ).
6. Определяют поля допусков составляющих звеньев ( $TA_i$ ), используя один из методов достижения точности замыкающего звена.
7. Определяют координаты середин полей допусков составляющих звеньев ( $E_{CA_i}$ ).
8. Определяют предельные отклонения составляющих звеньев ( $ESA_i$ ,  $EIA_i$ ).

Пункты 1–5 являются общими для всех методов и способов расчета размерных цепей. Пункты 6 и 7 зависят от применяемого метода достижения точности замыкающего звена.

Исходными данными для решения прямой задачи являются: уравнение размерной цепи, составленное на основе конструкции изделия; номинальные размеры составляющих звеньев и параметры замыкающего звена. Известно много различных методов и способов решения размерных цепей. В практике расчетов размерных цепей наибольшее распространение получили, в частности, следующие способы: способ равных полей допусков; способ одного качества; способ пропорционального деления допусков и др.

### **Способ равных полей допусков**

Способ равных полей допусков применяется обычно при предварительных расчетах.

В основу способа положено условие, что допуски всех составляющих звеньев цепи примерно равны между собой и равны среднему допуску

$$TA_1 \approx TA_2 \approx \dots \approx TA_{m-1} \approx \frac{TA_\Delta}{m-1}. \quad (11.18)$$

По найденному значению среднего допуска устанавливают допуски на составляющие размеры, учитывая величину и ответственность каждого размера. При этом должны быть выполнены следующие условия: принятые допуски должны соответствовать стандартным допускам; сумма допусков составляющих размеров должна равняться допуску исходного размера. Если при стандартных допусках равенство (11.18) не может быть обеспечено, то на один составляющий размер устанавливают нестандартный допуск  $TA$ , определяя его значение по формуле

$$TA = TA_\Delta - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i. \quad (11.19)$$

Так как вычисленное значение поля допуска округляется до третьего знака после запятой, то уравнение допусков может не выполняться. Чтобы избежать этого, поля допусков по формуле (11.19) определяются на все звенья, кроме одного. Поле допуска оставшегося звена определяют из уравнения допусков (11.7).

Для всех составляющих звеньев, кроме одного, координаты средин полей допусков определяют по формулам:

а) для охватываемых звеньев (как для основного вала)

$$E_c A_i = -\frac{TA_i}{2}. \quad (11.20)$$

б) для охватывающих звеньев (как для основного отверстия)

$$E_c A_i = +\frac{TA_i}{2}. \quad (11.21)$$

в) для остальных размеров (не вал и не отверстие)

$$E_c A_i = 0. \quad (11.22)$$



Координату середины поля допуска оставшегося звена определяют из условия замкнутости размерной цепи (11.8).

Способ равных допусков прост и дает хорошие результаты, если номинальные размеры составляющих звеньев размерной цепи находятся в одном интервале. Если размеры существенно различаются, то при равенстве допусков на составляющие звенья обеспечить точность больших размеров сложнее, чем звеньев с меньшими размерами. Это является недостатком способа.

### **Способ допусков одного качества (одной степени точности)**

Точность размеров определяется допуском – с уменьшением допуска точность повышается, и наоборот.

Каждый технологический метод обработки деталей характеризуется своей экономически обоснованной оптимальной точностью, но практика показывает, что с увеличением размеров возрастают технологические трудности обработки деталей с малыми допусками и оптимальные допуски при неизменных условиях обработки несколько увеличиваются.

Экономически достижимая точность взаимосвязана с размерами с помощью условной величины, называемой единицей допуска  $i$ , которая служит базой для определения стандартных допусков.

Квалитетом называют совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Допуск для квалитетов за некоторым исключением устанавливают по формуле

$$T = ai, \quad (11.23)$$

где  $a$  – число единиц допуска.

В пределах одного и того же квалитета число единиц допуска  $a$  постоянно, поэтому все номинальные размеры в каждом квалитете имеют одинаковую степень точности (таблица 11.2). Однако допуски в одном и том же квалитете для разных размеров все же изменяются, так как с увеличением размеров увеличивается единица допуска  $i$ .

Таблица 11.2 – Число единиц допуска (для размеров до 500 мм)

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
----------	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----

Количество единиц допуска $a$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600
-------------------------------	---	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------

Чтобы добиться одинаковых требований к точности изготовления составляющих звеньев, необходимо, чтобы число единиц допуска  $a$  были бы одинаковыми у всех звеньев.

Подставив зависимость (11.23) в формулу (11.7) и выполнив преобразования, получим выражение для определения расчетного количества единиц допуска  $a_p$ , мкм, содержащихся в размерной цепи при расчете по методу максимума-минимума

$$a_p = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i_i}, \quad (11.24)$$

где  $\sum_{i=1}^{m-1} i_i$  – сумма величин единиц допуска составляющих звеньев, мкм (таблица 11.3).

Таблица 11.3 – Величины единицы допуска

Интервалы номинальных размеров, мм	От 1 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
$i$ , мкм	0,54	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86
Интервалы номинальных размеров, мм	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	–
$i$ , мкм	2,17	2,52	2,83	3,23	3,54	3,89	–

Если в размерную цепь входят звенья с регламентированными допусками (подшипники качения, стопорные кольца, покупные и стандартные элементы и т. д.), то уравнение (11.24) примет следующий вид:

$$a_p = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^r TA_j}{\sum_{i=1}^{m-r-1} i_i}, \quad (11.25)$$

где  $\sum_{j=1}^r TA_j$  – сумма допусков звеньев с регламентированными до-

пусками, мкм;

$r$  – количество звеньев с регламентированными допусками.

По найденному значению количества единиц допуска  $a_p$  подбирают ближайший квалитет (как правило, меньший).

По ГОСТ 25346-89, в соответствии с принятым квалитетом, назначают предельные отклонения на все составляющие звенья:

- для охватываемых звеньев как для основного вала ( $h$ );
- для охватывающих звеньев как для основного отверстия ( $H$ );
- для остальных размеров (не вал и не отверстие) – симметричное расположение поля допуска относительно номинала ( $Js$ ).

Определяют допуски составляющих звеньев

$$TA_i = ES(es)A_i - EI(ei)A_i. \quad (11.26)$$

Производят проверку суммы допусков составляющих звеньев с допуском замыкающего звена и проводят, при необходимости, корректировку допусков одного или нескольких составляющих звеньев так, чтобы получилось равенство допусков. Для уменьшения или увеличения допуска звеньев по конструкции узла следует проанализировать, какой размер экономически выгоднее выполнить более или менее точным.

Окончательно корректируют отклонения обычно какого-либо одного из составляющих звеньев по отклонениям замыкающего звена.

При расчете теоретико-вероятностным методом формула (11.25) записывается в виде

$$a_p = \sqrt{\frac{TA_{\Delta}^2 - \sum_{j=1}^r TA_j^2}{\sum_{i=1}^{m-r-1} i_i^2}}. \quad (11.27)$$

Далее расчет проводят в таком же порядке, как и по методу максимума-минимума.

Из всего многообразия методов и способов решения размерных цепей наиболее часто применяется теоретико-вероятностный метод и способ допусков одного качества (одной степени точности). Однако в практических расчетах необходимо всегда учитывать особенности производства, особенности конструкции, оснащенность и квалификацию персонала, технологию изготовления и сборки изделия.

### 11.8 Пример решения прямой задачи размерных цепей

Рассчитать допуски и предельные отклонения для размеров  $A_1 = 50$  мм,  $A_2 = 37$  мм,  $A_3 = 18$  мм,  $A_4 = 1_{-0,2}$  мм и  $A_5 = 6$  мм (рисунок 11.9) при заданном зазоре от 1,6 до 2,4 мм. Звено  $A_4$  с регламентированным допуском.

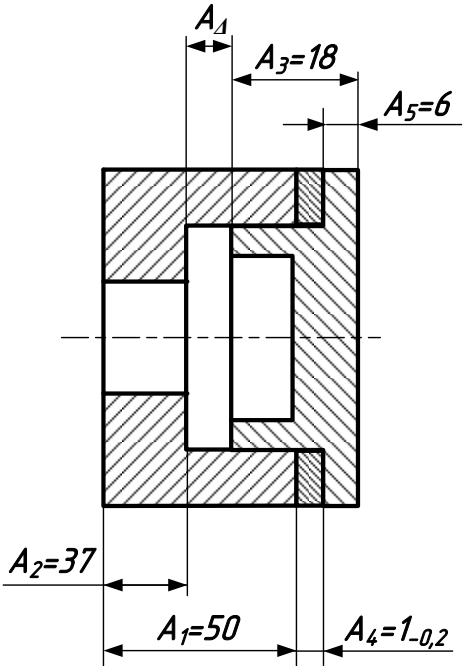


Рисунок 11.9 – Эскиз сборочной единицы

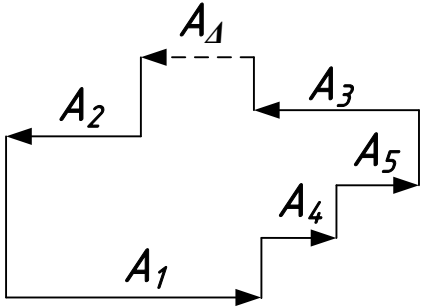


Рисунок 11.10 – Размерная цепь

Согласно рисунка 11.9 звенья  $A_1$ ,  $A_4$  и  $A_5$  – увеличивающие, а звенья  $A_2$  и  $A_3$  – уменьшающие. Допуск замыкающего звена  $TA_1 = 0,8$  мм.

Решим эту задачу методом полной взаимозаменяемости способом допусков одного качества (одной степени точности).

Определим номинальный размер замыкающего звена по формуле (11.2)

$$A_{\Delta} = A_1 + A_5 + A_4 - A_2 - A_3.$$

$$A_{\Delta} = 50 + 6 + 1 - 37 - 18 = 2 \text{ мм.}$$

Согласно исходным данным  $A_{\Delta min} = 1,6$  мм,  $A_{\Delta max} = 2,4$  мм,  $A_{\Delta C} = 2$  мм тогда координата середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_{\Delta}} = 0$ .

Определим число единиц допуска или коэффициент качества. Для этого используем уравнение (11.25), принимая значения  $i_i$  по таблице 11.3,

$$a_p = \frac{800 - 200}{1,56 + 1,56 + 1,08 + 0,73} = 121,7 \text{ мкм.}$$

Зная число единиц допуска  $a_p$ , по таблице 11.2 определим номер качества. В рассматриваемом случае значение находится между  $IT11$  ( $a = 100$ ) и  $IT12$  ( $a = 160$ ). Рекомендуется выбирать допуски по более грубому качеству. Однако в нашем случае  $a_p$  ближе к  $IT11$ , поэтому допуски на размер  $A_2$  установим по  $IT12$ , а на остальные (более технологичные в изготовлении размеры) – по  $IT11$ .

Исходя из номинальных размеров звеньев и выбранных качеств, определяем допуски составляющих звеньев по таблицам А1 и А2:  $TA_1 = 160$  мкм;  $TA_2 = 250$  мкм;  $TA_3 = 110$  мкм;  $TA_5 = 75$  мкм.

Произведем проверку суммы установленных допусков составляющих звеньев с остатком допуска замыкающего звена, который должен распределиться на оставшиеся составляющие звенья:

$$800 \neq 160 + 250 + 110 + 200 + 75 = 795 \text{ мкм.}$$

Разница составляет 5 мкм, поэтому необходимо скорректировать допуск одного составляющего звена так, чтобы получилось равенство допусков. Так как необходимо увеличить допуск одного из звеньев, по конструкции узла следует проанализировать, какой размер экономически выгоднее выполнить менее точным. Принимаем, что это размер  $A_5$ .

Увеличим допуск на изготовление размера  $A_5$  на 5 мкм:  $TA_5 = 80$  мкм. Окончательно получим

$$800 = 160 + 250 + 110 + 200 + 80 = 800 \text{ мкм.}$$

Назначим отклонения для всех составляющих звеньев.

В рассматриваемом примере на все размеры назначаем отклонения как для основного вала ( $h$ ), за исключением размера  $A_2$ , для которого отклонения назначаем симметрично ( $Js$ ).

Проставляем отклонения на размеры:

$$A_1 = 50_{-0,16} \text{ мм}; A_2 = 37 \pm 0,125 \text{ мм}; A_3 = 18_{-0,11} \text{ мм}; \\ A_4 = 1_{-0,2} \text{ мм}; A_5 = 6_{-0,08} \text{ мм}.$$

Для всех составляющих звеньев координаты середин полей допусков определим по формулам (11.20) и (11.22):  $E_{CA_1} = -80$  мкм;  $E_{CA_2} = 0$ ;  $E_{CA_3} = -55$  мкм;  $E_{CA_4} = -100$  мкм;  $E_{CA_5} = -40$  мкм.

Расчетную координату середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_{\Delta p}}$  вычислим по зависимости (11.8)

$$E_{CA_{\Delta p}} = -80 - 100 - 40 - 0 + 55 = -165 \text{ мкм.}$$

Расчетная координату середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_{\Delta p}} = -165$  мкм меньше заданной  $E_{CA_{\Delta}} = 0$  на 165 мкм, поэтому необходимо произвести корректировку предельных отклонений одного или нескольких составляющих размеров. При этом допуски корректируемых размеров должны оставаться без изменений.

Для увеличения расчетной координаты середины поля допуска замыкающего размера можно увеличить на нужную величину верхнее и нижнее отклонения увеличивающего размера или уменьшить отклонения уменьшающего.

При необходимости уменьшить расчетную координату можно увеличить на нужную величину предельные отклонения уменьшающего размера или уменьшить отклонения увеличивающего.

Скорректируем размер  $A_2$ . Так как он уменьшающий, то уменьшим его верхнее и нижнее отклонения на 165 мкм:

$$A_2 = 37_{-0,29}^{-0,04} \text{ мм. Тогда } A_{2min} = 36,71 \text{ мм}, A_{2max} = 36,96 \text{ мм, координата середины поля допуска } E_{CA_2} = -165 \text{ мкм.}$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_{\Delta}}$  после корректировки

$$E_{CA_{\Delta p}} = -80 - 100 - 40 + 165 + 55 = 0.$$

Для проверки определим наибольший и наименьший предельные размеры замыкающего звена по формулам (11.3) и (11.4)

$$A_{\Delta \max} = 50 + 1 + 6 - 36,71 - 17,89 = 2,4 \text{ мм.}$$

$$A_{\Delta \min} = 49,84 + 0,8 + 5,92 - 36,96 - 18 = 1,6 \text{ мм.}$$

Величина зазора  $A_{\Delta} = 2 \pm 0,4$  мм, размеры  $A_1 = 50_{-0,16}$  мм;  $A_2 = 37 \pm 0,125$  мм;  $A_3 = 18_{-0,11}$  мм;  $A_4 = 1_{-0,2}$  мм;  $A_5 = 6_{-0,08}$  мм.

Решим эту же задачу теоретико-вероятностным методом способом допусков одного качества (одной степени точности).

Номинальный размер замыкающего звена  $A_{\Delta} = 2$  мм, координата середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_{\Delta}} = 0$ .

Определим число единиц допуска или коэффициент качества. Для этого используем уравнение (11.27), принимая значения  $i_i$  по таблице 11.3,

$$a_p = \sqrt{\frac{800^2 - 200^2}{1,56^2 + 1,56^2 + 1,08^2 + 0,73^2}} = 302,3 \text{ мкм.}$$

Зная число единиц допуска  $a_p$ , по таблице 11.2 определим номер качества. В рассматриваемом случае значение находится между  $IT13$  ( $a = 250$ ) и  $IT14$  ( $a = 400$ ). Рекомендуется выбирать допуски по более грубому качеству. Однако в нашем случае  $a_p$  ближе к  $IT13$ , поэтому допуски на размер  $A_2$  установим по  $IT14$ , а на остальные (более технологичные в изготовлении размеры) – по  $IT13$ .

Исходя из номинальных размеров звеньев и выбранных качеств, определяем допуски составляющих звеньев по таблицам А1 и А2:  $TA_1 = 390$  мкм;  $TA_2 = 620$  мкм;  $TA_3 = 270$  мкм;  $TA_5 = 180$  мкм.

Определим расчетный допуск замыкающего звена по выражению (11.15)

$$TA_{\Delta p} = \sqrt{390^2 + 620^2 + 270^2 + 100^2 + 180^2} = 807,3 \text{ мкм.}$$

Разница между расчетным и заданным допуском замыкающего звена составляет 7 мкм, поэтому необходимо скорректировать до-

пуск одного составляющего звена так, чтобы получилось равенство допусков. Так как необходимо уменьшить допуск одного из звеньев, по конструкции узла следует проанализировать, какой размер экономически выгоднее выполнить более точным. Принимаем, что это размер  $A_3$ . Определим его допуск

$$TA_{\Delta 3} = \sqrt{800^2 - 390^2 - 620^2 - 100^2 - 180^2} = 247 \text{ мкм.}$$

Принимаем  $TA_3 = 240$  мкм.

Окончательно получим

$$TA_{\Delta} = \sqrt{390^2 + 620^2 + 240^2 + 100^2 + 180^2} = 798 \text{ мкм.}$$

Назначим отклонения для всех составляющих звеньев.

В рассматриваемом примере на все размеры назначаем отклонения как для основного вала ( $h$ ), за исключением размера  $A_2$ , для которого отклонения назначаем симметрично ( $Js$ ).

Проставляем отклонения на размеры:

$A_1 = 50_{-0,39}$  мм;  $A_2 = 37 \pm 0,31$  мм;  $A_3 = 18_{-0,24}$  мм;  $A_4 = 1_{-0,2}$  мм;  $A_5 = 6_{-0,18}$  мм.

Для всех составляющих звеньев координаты средин полей допусков определим по формулам (11.20) и (11.22):  $E_C A_1 = -195$  мкм;  $E_C A_2 = 0$ ;  $E_C A_3 = -120$  мкм;  $E_C A_4 = -100$  мкм;  $E_C A_5 = -90$  мкм.

Расчетную координату середины поля допуска замыкающего звена  $E_C A_{\Delta p}$  вычислим по зависимости (11.8)

$$E_C A_{\Delta p} = -195 - 100 - 90 - 0 + 120 = -265 \text{ мкм.}$$

Расчетная координату середины поля допуска замыкающего звена  $E_C A_{\Delta p} = -265$  мкм меньше заданной  $E_C A_{\Delta} = 0$  на 265 мкм, поэтому необходимо произвести корректировку предельных отклонений одного или нескольких составляющих размеров. При этом допуски корректируемых размеров должны оставаться без изменений.

Для увеличения расчетной координаты середины поля допуска замыкающего размера можно увеличить на нужную величину



верхнее и нижнее отклонения увеличивающего размера или уменьшить отклонения уменьшающего.

При необходимости уменьшить расчетную координату можно увеличить на нужную величину предельные отклонения уменьшающего размера или уменьшить отклонения увеличивающего.

Скорректируем размер  $A_3$ .

Так как он уменьшающий, то уменьшим его верхнее и нижнее отклонения на 265 мкм:  $A_3 = 18_{-0,505}^{-0,265}$  мм. Тогда наименьший предельный размер  $A_{3min} = 17,495$  мм, наибольший предельный размер  $A_{3max} = 17,735$  мм, средний размер  $A_{3C} = 17,615$  мм, координата середины поля допуска  $E_{CA_3} = -385$  мкм.

Координата середины поля допуска замыкающего звена  $E_{CA_4}$  после корректировки

$$E_{CA_{\Delta p}} = -195 - 100 - 90 - 0 + 385 = 0.$$

Для проверки определим средний, наибольший и наименьший предельные размеры замыкающего звена по формулам (11.6), (11.16) и (11.17)

$$A_{\Delta C} = 49,805 + 0,9 + 5,91 - 37 - 17,615 = 2 \text{ мм.}$$

$$A_{\Delta max} = 2 + \frac{0,798}{2} = 2,399 \text{ мм.}$$

$$A_{\Delta min} = 2 - \frac{0,798}{2} = 1,601 \text{ мм.}$$

Величина зазора  $A_4 = 2 \pm 0,399$  мм, размеры  $A_1 = 50_{-0,39}$  мм;  $A_2 = 37 \pm 0,31$  мм;  $A_3 = 18_{-0,505}^{-0,265}$  мм;  $A_4 = 1_{-0,2}$  мм;  $A_5 = 6_{-0,18}$  мм.

### Контрольные вопросы

1. Что такое размерная цепь?
2. Что такое составляющие звенья и замыкающее звено?
3. Чему равен допуск замыкающего звена?
4. Прямая и обратная задачи расчёта размерных цепей.
5. Что такое увеличивающий и уменьшающий размеры?

6. Что такое замыкающий размер?
7. Достоинства и недостатки метода полной взаимозаменяемости?
8. Достоинства и недостатки метода неполной взаимозаменяемости?
9. Почему способ равных допусков не применим для всех узлов без исключения?
10. Влияет ли количество деталей узла на точность их изготовления при заданном замыкающем размере?
11. В каких известных методах расчета будут получаться большие допуски, а в каких – меньшие?

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В учебном пособии рассмотрены вопросы расчета и выбора посадок гладких и типовых соединений деталей машин, изложены расчетные зависимости и методики при назначении отклонений размеров, расчете допусков, шероховатости, отклонений формы и расположения поверхностей, выбора и расчета посадок гладких соединений деталей машин при их изготовлении и ремонте, освещены вопросы выбора измерительных инструментов для контроля геометрических параметров деталей.

Большое внимание уделено методам расчета посадок с зазором, посадок с натягом и переходных посадок. Изложен порядок выбора посадок типовых поверхностей: шпоночных и шлицевых соединений, соединений деталей с подшипниками качения.

В пособии проанализированы аспекты теории размерных цепей, представлены наиболее распространенные методы расчета допусков и отклонений размеров при решении прямой и обратной задачи теории размерных цепей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Радкевич, Я. М. Метрология, стандартизация и сертификация [Текст] : учебник для вузов / Я. М. Радкевич, А. Г. Схиртладзе, Б. И. Лактионов. – М. : Высш. шк., 2010. – 767 с.
2. Анухин, В. И. Допуски и посадки [Текст] : учеб. пособие / В. И. Анухин. – 4-е изд. – СПб. : Питер, 2008. – 207 с.
3. Допуски и посадки. Справочник [Текст]. В 2 ч. Ч. 1 / под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1978. – 544 с.
4. Допуски и посадки. Справочник [Текст]. В 2 ч. Ч. 2 / под ред. В. Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1978. – 448 с.
5. ГОСТ 25346–89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений [Текст]. – Введ. 1990–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 23 с.
6. ГОСТ 25347–82. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. [Текст]. – Введ. 1983–07–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. – 53 с.
7. ГОСТ 2.307–68. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений. [Текст]. – Введ. 1971–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2007. – 21 с.

8. ГОСТ 2.309–73. Единая система конструкторской документации. Обозначения шероховатости поверхностей. [Текст]. – Введ. 1975–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2007. – 7 с.

9. ГОСТ 2789–73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. [Текст]. – Введ. 1975–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2006. – 6 с.

10. ГОСТ 8338–75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры. [Текст]. – Введ. 1976–07–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 11 с.

11. ГОСТ 3189–89. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений. [Текст]. – Введ. 1991–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 11 с.

12. ГОСТ 3478–79. Подшипники качения. Основные размеры. [Текст]. – Введ. 1980–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 34 с.

13. ГОСТ 23360–78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. [Текст]. – Введ. 1980–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 18 с.

14. ГОСТ 24071–97. Основные нормы взаимозаменяемости. Сегментные шпонки и шпоночные пазы. [Текст]. – Введ. 2000–07–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 1999. – 8 с.

15. ГОСТ 1139–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. [Текст]. – Введ. 1982–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2003. – 9 с.

16. ГОСТ 6033–80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины. [Текст]. – Введ. 1982–01–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 1993. – 82 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
**Справочные таблицы**

Таблица А1 – Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм.

Интервал размеров, мм	Поля допусков									
	$h_{01}^x$	$j_{s01}^x$	$h_0^x$	$j_{s0}^x$	$h_1^x$	$j_{s1}^x$	$h_2^x$	$j_{s2}^x$	$h_3^x$	$j_{s3}^x$
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	0 -0,3	+0,15 -0,15	0 -0,5	+0,25 -0,25	0 -0,8	+0,40 -0,40	0 -1,2	+0,60 -0,60	0 -2,0	+1,00 -1,00
Св. 3 до 6	0 -0,4	+0,20 -0,20	0 -0,6	+0,30 -0,30	0 -1,0	+0,50 -0,50	0 -1,5	+0,75 -0,75	0 -2,5	+1,25 -1,25
Св. 6 до 10	0 0,4	+0,20 -0,20	0 -0,6	+0,30 -0,30	0 -1,0	+0,50 -0,50	0 -1,5	+0,75 -0,75	0 -2,5	+1,25 -1,25
Св. 10 до 14	0	+0,25	0	+0,40	0	+0,60	0	+1,00	0	+1,50
Св. 14 до 18	-0,5	-0,25	-0,8	-0,40	-1,2	-0,60	-2,0	-1,00	-3,0	-1,50
Св. 18 до 24	0	+0,30	0	+0,50	0	+0,75	0	+1,25	0	+2,00
Св. 24 до 30	-0,6	-0,30	-1,0	-0,50	-1,5	-0,75	-2,5	-1,25	-4,0	-2,00
Св. 30 до 40	0	+0,30	0	+0,50	0	+0,75	0	+1,25	0	+2,00
Св. 40 до 50	-0,6	-0,30	-1,0	-0,50	-1,5	-0,75	-2,5	-1,25	-4,0	-2,00
Св. 50 до 65	0	+0,40	0	+0,60	0	+1,00	0	+1,50	0	+2,50
Св. 65 до 80	-0,8	-0,40	-1,2	-0,60	-2,0	-1,00	-3,0	-1,50	-5,0	-2,50
Св. 80 до 100	0	+0,50	0	+0,75	0	+1,25	0	+2,00	0	+3,00
Св. 100 до 120	-1,0	-0,50	-1,5	-0,75	-2,5	-1,25	-4,0	-2,00	-6,0	-3,00
Св. 120 до 140	0	+0,60	0	+1,00	0	+1,75	0	+2,50	0	+4,00
Св. 140 до 160	-1,2	-0,60	-2,0	-1,00	-3,5	-1,75	-5,0	-2,50	-8,0	-4,00
Св. 160 до 180										
Св. 180 до 200	0	+1,00	0	+1,50	0	+2,25	0	+3,50	0	+5,00
Св. 200 до 225	-2,0	-1,00	-3,0	-1,50	-4,5	-2,25	-7,0	-3,50	-10,0	-5,00
Св. 225 до 250										
Св. 250 до 280	0	+1,25	0	+2,00	0	+3,00	0	+4,00	0	+6,00
Св. 280 до 315	-2,5	-1,25	-4,0	-2,00	-6,0	-3,00	-8,0	-4,00	-12,0	-6,00
Св. 315 до 355	0	+1,50	0	+2,50	0	+3,50	0	+4,50	0	+6,50
Св. 355 до 400	-3,0	-1,50	-5,0	-2,50	-7,0	-3,50	-9,0	-4,50	-13,0	-6,50
Св. 400 до 450	0	+2,00	0	+3,00	0	+4,00	0	+5,00	0	+7,50
Св. 450 до 500	-4,0	-2,00	-6,0	-3,00	-8,0	-4,00	-10,0	-5,00	-15,0	-7,50

Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков														
	g4	h4	js4	k4	m4	n4	g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5
	Предельные отклонения, мкм														
От 1 до 3	-2 -5	0 -3	+1,5 -1,5	+3 0	+5 +2	+7 +4	-2 -6	0 -4	+2,0 -2,0	+4 0	+6 +2	+8 +4	+10 +6	+14 +10	+18 +14
Св. 3 до 6	-4 -8	0 -4	+2,0 -2,0	+5 +1	+8 +4	+12 +8	-4 -9	0 -5	+2,5 -2,5	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12	+20 +15	+24 +19
Св. 6 до 10	-5 -9	0 -4	+2,0 -2,0	+5 +1	+10 +6	+14 +10	-5 -11	0 -6	+3,0 -3,0	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+21 +15	+25 +19	+29 +23
Св. 10 до 14	-6	0	+2,5	+6	+12	+17	-6	0	+4,0	+9	+15	+20	+26	+31	+36
Св. 14 до 18	-11	-5	-2,5	+1	+7	+12	-14	-8	-4,0	+1	+7	+12	+18	+23	+28
Св. 18 до 24	-7	0	+3,0	+8	+14	+21	-7	0	+4,5	+11	+17	+24	+31	+37	+44
Св. 24 до 30	-13	-6	-3,0	+2	+8	+15	-16	-9	-4,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35
Св. 30 до 40	-9	0	+3,5	+9	+16	+24	-9	0	+5,5	+13	+20	+28	+37	+45	+54
Св. 40 до 50	-16	-7	-3,5	+2	+9	+17	-20	-11	-5,5	+2	+9	+17	+26	+34	+43
Св. 50 до 65	-10	0	+4,0	+10	+19	+28	-10	0	+6,5	+15	+24	+33	+45	+54	+66
Св. 65 до 80	-18	-8	-4,0	+2	+11	+20	-23	-13	-6,5	+2	+11	+20	+32	+41	+53
Св. 80 до 100	-12	0	+5,0	+13	+23	+33	-12	0	+7,5	+18	+28	+38	+52	+66	+86
Св. 100 до 120	-22	-10	-5,0	+3	+13	+23	-17	-15	-7,5	+3	+13	+23	+37	+51	+71
Св. 120 до 140														+81	+110
Св. 140 до 160	-14	0	+6,0	+15	+27	+39	-14	0	+9,0	+21	+33	+45	+61	+63	+92
Св. 160 до 180	-26	-12	-6,0	+3	+15	+27	-32	-18	-9,0	+3	+15	+27	+43	+83	+118
Св. 180 до 200														+86	+126
Св. 200 до 225	-15	0	+7,0	+18	+31	+45	-15	0	+10,0	+24	+37	+51	+70	+68	+108
Св. 225 до 250	-29	-14	-7,0	+4	+17	+31	-35	-20	-10,0	+4	+17	+31	+50	+77	+122
Св. 250 до 280	-17	0	+8,0	+20	+36	+50	-17	0	+11,5	+27	+43	+57	+79	+100	+150
Св. 280 до 315	-33	-16	-8,0	+4	+20	+34	-40	-23	-11,5	+4	+20	+34	+56	+80	+130
Св. 315 до 355	-18	0	+9,0	+22	+39	+55	-18	0	+12,5	+29	+46	+62	+87	+104	+160
Св. 355 до 400	-36	-18	-9,0	+4	+21	+37	-43	-25	-12,5	+4	+21	+37	+62	+84	+140
Св. 400 до 450	-20	0	+10,0	+25	+43	+60	-20	0	+13,5	+32	+50	+67	+95	+117	+181
Св. 450 до 500	-40	-20	-10,0	+5	+23	+40	-47	-27	-13,5	+5	+23	+40	+68	+94	+158
														+121	+193
														+98	+170
														+133	+215
														+108	+190
														+139	+233
														+114	+208
														+153	+259
														+126	+232
														+159	+279
														+132	+252

Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков										
	f6	g6	h6	j <sub>s</sub> 6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6
	Предельные отклонения, мкм										
От 1 до 3	-6 -12	-2 -8	0 -6	+3,0 -3,0	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-
Св. 3 до 6	-10 -18	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-
Св. 6 до 10	-13 -22	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-
Св. 10 до 14	-16	-6	0	+5,5	+12	+18	+23	+29	+34	+39	-
Св. 14 до 18	-27	-17	-11	-5,5	+1	+7	+12	+18	+23	+28	-
Св. 18 до 24	-20	-7	0	+6,5	+15	+21	+28	+35	+41	+48	-
Св. 24 до 30	-33	-20	-13	-6,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+54 +41
Св. 30 до 40	-25	-9	0	+8,0	+18	+25	+33	+42	+50	+59	+64 +48
Св. 40 до 50	-41	-25	-16	-8,0	+2	+9	+17	+26	+34	+43	+70 +54
Св. 50 до 65	-30	-10	0	+9,5	+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+85 +66
Св. 65 до 80	-49	-29	-19	-9,5	+2	+11	+20	+32	+62 +43	+78 +59	+94 +75
Св. 80 до 100	-36	-12	0	+11,0	+25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71	+113 +91
Св. 100 до 120	-58	-34	-22	-11,0	+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79	+126 +104
Св. 120 до 140									+88 +63	+117 +92	+147 +122
Св. 140 до 160	-43	-14	0	+12,5	+28	+40	+52	+68	+90 +65	+125 +100	+159 +134
Св. 160 до 180	-68	-39	-25	-12,5	+3	+15	+27	+43	+93 +68	+133 +108	+171 +146
Св. 180 до 200									+106 +77	+151 +122	+195 +166
Св. 200 до 225	-50	-15	0	+14,5	+33	+46	+60	+79	+109 +80	+159 +130	+209 +180
Св. 225 до 250	-79	-44	-29	-14,5	+4	+17	+31	+50	+113 +84	+169 +140	+225 +196
Св. 250 до 280	-56	-17	0	+16,0	+36	+52	+66	+88	+126 +94	+190 +168	+250 +218
Св. 280 до 315	-88	-49	-32	-16,0	+4	+20	+34	+56	+130 +98	+202 +170	+272 +240
Св. 315 до 355	-62	-18	0	+18,0	+40	+57	+73	+98	+144 +108	+226 +190	+304 +268
Св. 355 до 400	-98	-54	-36	-18,0	+4	+21	+37	+62	+150 +114	+244 +208	+330 +294
Св. 400 до 450	-68	-20	0	+20,0	+45	+63	+80	+108	+166 +126	+272 +232	+370 +330
Св. 450 до 500	-108	-60	-40	-20,0	+5	+23	+40	+68	+172 +132	+292 +252	+400 +360

Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков																
	e7	f7	h7	js7	k7	m7	n7	s7	u7								
	Предельные отклонения, мкм																
От 1 до 3	-14 -24	-6 -16	0 -10	+5 -5	+10 0	-	+14 +4	+24 +14	+28 +18								
Св. 3 до 6	-20 -32	-10 -22	0 -12	+6 -6	+13 +1	+16 +4	+20 +8	+31 +19	+35 +23								
Св. 6 до 10	-25 -40	-13 -28	0 -15	+7 -7	+16 +1	+21 +6	+25 +10	+38 +23	+43 +28								
Св. 10 до 14	-32	-16	0	+9	+19	+25	+30	+46	+51								
Св. 14 до 18										-50	-34	-18	-9	+1	+7	+12	+28
Св. 18 до 24	-40	-20	0	+10	+23	+29	+36	+56	+62 +41								
Св. 24 до 30									-61	-41	-21	-10	+2	+8	+15	+35	+69 +48
Св. 30 до 40	-50	-25	0	+12	+27	+34	+42	+68	+85 +60								
Св. 40 до 50									-75	-50	-25	-12	+2	+9	+17	+43	+95 +70
Св. 50 до 65	-60	-30	0	+15	+32	+41	+50	+83 +53	+117 +87								
Св. 65 до 80									-90	-60	-30	-15	+2	+11	+20	+89 +59	+132 +102
Св. 80 до 100	-72	-36	0	+17	+38	+48	+58	+106 +71	+159 +124								
Св. 100 до 120									-107	-71	-35	-17	+3	+13	+23	+114 +79	+179 +144
Св. 120 до 140	-85	-43	0	+20	+43	+55	+67	+132 +92	+210 +170								
Св. 140 до 160									-125	-83	-40	-20	+3	+15	+27	+140 +100	+230 +190
Св. 160 до 180																+148 +108	+250 +210
Св. 180 до 200	-100	-50	0	+23	+50	+63	+77	+168 +122	+282 +236								
Св. 200 до 225									-146	-96	-46	-23	+4	+17	+31	+176 +130	+304 +258
Св. 225 до 250																+186 +140	+330 +284
Св. 250 до 280	-110	-56	0	+26	+56	+72	+86	+210 +158	+367 +315								
Св. 280 до 315									-162	-108	-52	-26	+4	+20	+34	+222 +170	+402 +350
Св. 315 до 355	-125	-62	0	+28	+61	+78	+94	+247 +190	+447 +390								
Св. 355 до 400									-182	-119	-57	-28	+4	+21	+37	+265 +208	+492 +435
Св. 400 до 450	-135	-68	0	+31	+68	+86	+103	+295 +232	+553 +490								
Св. 450 до 500									-198	-131	-63	-31	+5	+23	+40	+315 +252	+603 +540



Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков													
	c8	d8	e8	f8	h8	j <sub>s</sub> 8 <sup>x</sup>	u8	x8	z8	d9	e9	f9	h9	j <sub>s</sub> 9 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм													
От 1 до 3	-60 -74	-20 -34	-14 -28	-6 -20	0 -14	+7 -7	+32 +18	+34 +20	+40 +26	-20 -45	-14 -39	-6 -31	0 -25	+12 -12
Св. 3 до 6	-70 -88	-30 -48	-20 -38	-10 -28	0 -18	+9 -9	+41 +23	+46 +28	+53 +35	-30 -60	-20 -50	-10 -40	0 -30	+15 -15
Св. 6 до 10	-80 -102	-40 -62	-25 -47	-13 -35	0 -22	+11 -11	+50 +28	+56 +34	+64 +42	-40 -76	-25 -61	-13 -49	0 -36	+18 -18
Св. 10 до 14	-95	-50	-32	-16	0	+13	+60	+67 +40	+77 +50	-50	-32	-16	0	+21
Св. 14 до 18	-122	-77	-59	-43	-27	-13	+33	+72 +45	+87 +60	-93	-75	-59	-43	-21
Св. 18 до 24	-110	-65	-40	-20	0	+16	+74 +41	+87 +54	+106 +73	-65	-40	-20	0	+26
Св. 24 до 30	-143	-98	-73	-53	-33	-16	+81 +48	+97 +64	+121 +88	-117	-92	-72	-52	-26
Св. 30 до 40	-120 -159	-80	-50	-25	0	+19	+99 +60	+119 +80	+151 +112	-80	-50	-25	0	+31
Св. 40 до 50	-130 -169	-119	-89	-64	-39	-19	+109 +70	+136 +97	+175 +136	-142	-112	-87	-62	-31
Св. 50 до 65	-140 -186	-100	-60	-30	0	+23	+133 +87	+168 +122	+218 +172	-100	-60	-30	0	+37
Св. 65 до 80	-150 -196	-146	-106	-76	-46	-23	+148 +102	+192 +146	+256 +210	-174	-134	-104	-74	-37
Св. 80 до 100	-170 -224	-120	-72	-36	0	+27	+178 +124	+232 +178	+312 +258	-120	-72	-36	0	+43
Св. 100 до 120	-180 -234	-174	-126	-90	-54	-27	+198 +144	+264 +210	+364 +310	-207	-159	-123	-87	-43
Св. 120 до 140	-200 -263	-145	-85	-43	0	+31	+233 +170	+311 +248	+428 +365	-145	-85	-43	0	+50
Св. 140 до 160	-210 -273	-208	-148	-106	-63	-31	+253 +190	+343 +280	+478 +415	-245	-185	-143	-100	-50
Св. 160 до 180	-230 -293						+273 +210	+373 +310	+528 +465					
Св. 180 до 200	-240 -312	-170	-100	-50	0	+36	+308 +236	+422 +350	+592 +520	-170	-100	-50	0	+57
Св. 200 до 225	-260 -332	-242	-172	-122	-72	-36	+330 +258	+457 +385	+647 +575	-285	-215	-165	-115	-57
Св. 225 до 250	-280 -352						+356 +284	+497 +425	+712 +640					
Св. 250 до 280	-300 -381	-190	-110	-56	0	+40	+396 +315	+556 +475	+791 +710	-190	-110	-56	0	+65
Св. 280 до 315	-330 -411	-271	-191	-137	-81	-40	+431 +350	+606 +525	+871 +790	-320	-240	-186	-130	-65
Св. 315 до 355	-360 -449	-210	-125	-62	0	+44	+479 +390	+679 +590	+989 +900	-210	-125	-62	0	+70
Св. 355 до 400	-400 -489	-299	-214	-151	-89	-44	+524 +435	+749 +660	+1089 +1000	-350	-265	-202	-140	-70
Св. 400 до 450	-440 -537	-230	-135	-68	0	+48	+587 +490	+837 +740	+1197 +1100	-230	-135	-68	0	+77
Св. 450 до 500	-480 -577	-327	-232	-165	-97	-48	+637 +540	+917 +820	+1347 +1250	-385	-290	-223	-155	-77

Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков											
	d10	h10	$j_s10^x$	a11	B11	c11	d11	h11	$j_s11$	b12	H12	$j_s12^x$
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	-20 -60	0 -40	+20 -20	-270 -330	-140 -200	-60 -120	-20 -80	0 -60	+30 -30	-140 -240	0 -100	+50 -50
Св. 3 до 6	-30 -78	0 -48	+24 -24	-270 -345	-140 -215	-70 -145	-30 -105	0 -75	+37 -37	-140 -260	0 -120	+60 -60
Св. 6 до 10	-40 -98	0 -58	+29 -29	-280 -370	-150 -240	-80 -170	-40 -130	0 -90	+45 -45	-150 -300	0 -150	+75 -75
Св. 10 до 14	-50	0	+35	-290	-150	-95	-50	0	+55	-150	0	+90
Св. 14 до 18	-120	-70	-35	-400	-260	-205	-160	-110	-55	-330	-180	-90
Св. 18 до 24	-65	0	+42	-300	-160	-110	-65	0	+65	-160	0	+105
Св. 24 до 30	-149	-84	-42	-430	-290	-240	-195	-130	-65	-370	-210	-105
Св. 30 до 40	-80	0	+50	-310 -470	-170 -330	-120 -280	-80	0	+80	-170 -420	0	+125
Св. 40 до 50	-180	-100	-50	-320 -480	-180 -340	-130 -290	-240	-160	-80	-180 -430	-250	-125
Св. 50 до 65	-100	0	+60	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100	0	+95	-190 -490	0	+150
Св. 65 до 80	-220	-120	-60	-360 -550	-200 -390	-150 -340	-290	-190	-95	-200 -500	-300	-150
Св. 80 до 100	-120	0	+70	-380 -600	-220 -440	-170 -390	-120	0	+110	-220 -570	0	+175
Св. 100 до 120	-260	-140	-70	-410 -630	-240 -460	-180 -400	-340	-220	-110	-240 -590	-350	-175
Св. 120 до 140				-460 -710	-260 -510	-200 -450				-260 -660		
Св. 140 до 160	-145	0	+80	-520 -770	-280 -530	-210 -460	-145	0	+125	-280 -680	0	+200
Св. 160 до 180	-305	-160	-80	-580 -830	-310 -560	-230 -480	-395	-250	-125	-310 -710	-400	-200
Св. 180 до 200				-660 -950	-340 -630	-240 -530				-340 -800		
Св. 200 до 225	-170	0	+92	-740 -1030	-380 -670	-260 -550	-170	0	+145	-380 -840	0	+230
Св. 225 до 250	-355	-185	-92	-820 -1110	-420 -710	-280 -570	-460	-290	-145	-420 -880	-460	-230
Св. 250 до 280	-190	0	+105	-920 -1240	-480 -800	-300 -620	-190	0	+160	-480 -1000	0	+260
Св. 280 до 315	-400	-210	-105	-1050 -1370	-540 -860	-330 -650	-510	-320	-160	-540 -1060	-520	-260
Св. 315 до 355	-210	0	+115	-1200 -1660	-600 -960	-360 -720	-210	0	+180	-600 -1170	0	+285
Св. 355 до 400	-440	-230	-115	-1350 -1710	-680 -1040	-400 -760	-570	-360	-180	-680 -1250	-570	-285
Св. 400 до 450	-230	0	+125	-1500 -1900	-760 -1160	-440 -840	-230	0	+200	-760 -1390	0	+315
Св. 450 до 500	-480	-250	-125	-1650 -2050	-840 -1240	-480 -880	-630	-400	-200	-840 -1470	-630	-315

Продолжение таблицы А1

Интервал размеров, мм	Поля допусков									
	h13 <sup>x</sup>	j <sub>s</sub> 13 <sup>x</sup>	h14 <sup>x</sup>	j <sub>s</sub> 14 <sup>x</sup>	h15 <sup>x</sup>	j <sub>s</sub> 15 <sup>x</sup>	h16 <sup>x</sup>	j <sub>s</sub> 16 <sup>x</sup>	h17 <sup>x</sup>	j <sub>s</sub> 17 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	0 -140	+70 -70	0 -250	+125 -125	0 -400	+200 -200	0 -600	+300 -300	0 -1000	+500 -500
Св. 3 до 6	0 -180	+90 -90	0 -300	+150 -150	0 -480	+240 -240	0 -750	+375 -375	0 -1200	+600 -600
Св. 6 до 10	0 -220	+110 -110	0 -360	+180 -180	0 -580	+290 -290	0 -900	+450 -450	0 -1500	+750 -750
Св. 10 до 14	0	+135	0	+215	0	+350	0	+550	0	+900
Св. 14 до 18	-270	-135	-430	-215	-700	-350	-1100	-550	-1800	-900
Св. 18 до 24	0	+165	0	+260	0	+420	0	+650	0	+1050
Св. 24 до 30	-330	-165	-520	-260	-840	-420	-1300	-650	-2100	-1050
Св. 30 до 40	0	+195	0	+310	0	+500	0	+800	0	+1250
Св. 40 до 50	-390	-195	-620	-310	-1000	-500	-1600	-800	-2500	-1250
Св. 50 до 65	0	+230	0	+370	0	+600	0	+950	0	+1500
Св. 65 до 80	-460	-230	-740	-370	-1200	-600	-1900	-950	-3000	-1500
Св. 80 до 100	0	+270	0	+435	0	+700	0	+1100	0	+1750
Св. 100 до 120	-540	-270	-870	-435	-1400	-700	-2200	-1100	-3500	-1750
Св. 120 до 140	0	+315	0	+500	0	+800	0	+1250	0	+2000
Св. 140 до 160	-630	-315	-1000	-500	-1600	-800	-2500	-1250	-4000	-2000
Св. 160 до 180	0	+360	0	+575	0	+925	0	+1450	0	+2300
Св. 180 до 200	-720	-360	-1150	-575	-1850	-925	-2900	-1450	-4600	-2300
Св. 200 до 225	0	+405	0	+650	0	+1050	0	+1600	0	+2600
Св. 225 до 250	-810	-405	-1300	-650	-2100	-1050	-3200	-1600	-5200	-2600
Св. 250 до 280	0	+445	0	+700	0	+1150	0	+1800	0	+2850
Св. 280 до 315	-890	-445	-1400	-700	-2300	-1150	-3600	-1800	-5700	-2850
Св. 315 до 355	0	+485	0	+775	0	+1250	0	+2000	0	+3150
Св. 355 до 400	-970	-485	-1550	-775	-2500	-1250	-4000	-2000	-6300	-3150
Св. 400 до 450	0	+485	0	+775	0	+1250	0	+2000	0	+3150
Св. 450 до 500	-970	-485	-1550	-775	-2500	-1250	-4000	-2000	-6300	-3150

Таблица А2 – Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм.

Интервал размеров, мм	Поля допусков											
	H01 <sup>x</sup>	Js01 <sup>x</sup>	H0 <sup>x</sup>	Js0 <sup>x</sup>	H1 <sup>x</sup>	Js1 <sup>x</sup>	H2 <sup>x</sup>	Js2 <sup>x</sup>	H3 <sup>x</sup>	Js3 <sup>x</sup>	H4 <sup>x</sup>	Js4 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	+0,3 0	+0,15 -0,15	+0,5 0	+0,25 -0,25	+0,8 0	+0,40 -0,40	+1,2 0	+0,60 -0,60	+2,0 0	+1,00 -1,00	+3 0	+1,5 -1,5
Св. 3 до 6	+0,4 0	+0,20 -0,20	+0,6 0	+0,30 -0,30	+1,0 0	+0,50 -0,50	+1,5 0	+0,75 -0,75	+2,5 0	+1,25 -1,25	+4 0	+2,0 -2,0
Св. 6 до 10	+0,4 0	+0,20 -0,20	+0,6 0	+0,30 -0,30	+1,0 0	+0,50 -0,50	+1,5 0	+0,75 -0,75	+2,5 0	+1,25 -1,25	+4 0	+2,0 -2,0
Св. 10 до 14	+0,5	+0,25	+0,8	+0,40	+1,2	+0,60	+2,0	+1,00	+3,0	+1,50	+5	+2,5
Св. 14 до 18	0	-0,25	0	-0,40	0	-0,60	0	-1,00	0	-1,50	0	-2,5
Св. 18 до 24	+0,6	+0,30	+1,0	+0,50	+1,5	+0,75	+2,5	+1,25	+4,0	+2,00	+6	+3,0
Св. 24 до 30	0	-0,30	0	-0,50	0	-0,75	0	-1,25	0	-2,00	0	-3,0
Св. 30 до 40	+0,6	+0,30	+1,0	+0,50	+1,5	+0,75	+2,5	+1,25	+4,0	+2,00	+7	+3,5
Св. 40 до 50	0	-0,30	0	-0,50	0	-0,75	0	-1,25	0	-2,00	0	-3,5
Св. 50 до 65	+0,8	+0,40	+1,2	+0,60	+2,0	+1,00	+3,0	+1,50	+5,0	+2,50	+8	+4,0
Св. 65 до 80	0	-0,40	0	-0,60	0	-1,00	0	-1,50	0	-2,50	0	-4,0
Св. 80 до 100	+1,0	+0,50	+1,5	+0,75	+2,5	+1,25	+4,0	+2,00	+6,0	+3,00	+10	+5,0
Св. 100 до 120	0	-0,50	0	-0,75	0	-1,25	0	-2,00	0	-3,00	0	-5,0
Св. 120 до 140	+1,2	+0,60	+2,0	+1,00	+3,5	+1,75	+5,0	+2,50	+8,0	+4,00	+12	+6,0
Св. 140 до 160	0	-0,60	0	-1,00	0	-1,75	0	-2,50	0	-4,00	0	-6,0
Св. 160 до 180												
Св. 180 до 200	+2,0	+1,00	+3,0	+1,50	+4,5	+2,25	+7,0	+3,50	+10,0	+5,00	+14	+7,0
Св. 200 до 225	0	-1,00	0	-1,50	0	-2,25	0	-3,50	0	-5,00	0	-7,0
Св. 225 до 250												
Св. 250 до 280	+2,5	+1,25	+4,0	+2,00	+6,0	+3,00	+8,0	+4,00	+12,0	+6,00	+16	+8,0
Св. 280 до 315	0	-1,25	0	-2,00	0	-3,00	0	-4,00	0	-6,00	0	-8,0
Св. 315 до 355	+3,0	+1,50	+5,0	+2,50	+7,0	+3,50	+9,0	+4,50	+13,0	+6,50	+18	+9,0
Св. 355 до 400	0	-1,50	0	-2,50	0	-3,50	0	-4,50	0	-6,50	0	-9,0
Св. 400 до 450	+4,0	+2,00	+6,0	+3,00	+8,0	+4,00	+10,0	+5,00	+15,0	+7,50	+20	+10,0
Св. 450 до 500	0	-2,00	0	-3,00	0	-4,00	0	-5,00	0	-7,50	0	-10,0

Продолжение таблицы А2

Интервал размеров, мм	Поля допусков												
	G5	H5	Js5	K5	M5	N5	G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6
	Предельные отклонения, мкм												
От 1 до 3	+6 +2	+4 0	+2,0 -2,0	0 -4	-2 -6	-4 -8	+8 +2	+6 0	+3,0 -3,0	0 -6	-2 -8	-4 -10	-6 -12
Св. 3 до 6	+9 +4	+5 0	+2,5 -2,5	0 -5	-3 -8	-7 -12	+12 +4	+8 0	+4,0 -4,0	+2 -6	-1 -9	-5 -13	-9 -17
Св. 6 до 10	+11 +5	+6 0	+3,0 -3,0	+1 -5	-4 -10	-8 -14	+14 +5	+9 0	+4,5 -4,5	+2 -7	-3 -12	-7 -18	-12 -21
Св. 10 до 14	+14	+8	+4,0	+2	-4	-9	+17	+11	+5,5	+2	-4	-9	-15
Св. 14 до 18	+6	0	-4,0	-6	-12	-17	+8	0	-5,5	-9	-15	-20	-26
Св. 18 до 24	+16	+9	+4,5	+1	-5	-12	+20	+13	+6,5	+2	-4	-11	-18
Св. 24 до 30	+7	0	-4,5	-8	-14	-21	+7	0	-6,5	-11	-17	-24	-31
Св. 30 до 40	+20	+11	+5,5	+2	-5	-13	+25	+16	+8,0	+3	-4	-12	-21
Св. 40 до 50	+9	0	-5,5	-9	-16	-24	+9	0	-8,0	-13	-20	-28	-37
Св. 50 до 65	+23	+13	+6,5	+3	-6	-15	+29	+19	+9,5	+4	-5	-14	-28
Св. 65 до 80	+10	0	-6,5	-10	-19	-28	+10	0	-9,5	-15	-24	-33	-45
Св. 80 до 100	+27	+15	+7,5	+2	-8	-18	+34	+22	+11,0	+4	-6	-16	-30
Св. 100 до 120	+12	0	-7,5	-13	-23	-33	+12	0	-11,0	-18	-28	-38	-52
Св. 120 до 140	+32 +14	+18 0	+9,0 -9,0	+3 -15	-9 -27	-21 -39	+39 +14	+25 0	+12,5 -12,5	+4 -21	-8 -33	-20 -45	-36 -61
Св. 140 до 160													
Св. 160 до 180													
Св. 180 до 200	+35	+20	+10,0	+2	-11	-25	+44	+29	+14,5	+5	-8	-22	-41
Св. 200 до 225	+15	0	-10,0	-18	-31	-45	+15	0	-14,5	-24	-37	-51	-70
Св. 225 до 250													
Св. 250 до 280	+40	+23	+11,5	+3	-13	-27	+49	+32	+16,0	+5	-9	-25	-47
Св. 280 до 315	+17	0	-11,5	-20	-36	-50	+17	0	-16,0	-27	-41	-57	-79
Св. 315 до 355	+43	+25	+12,5	+3	-14	-30	+54	+36	+18,0	+7	-10	-26	-51
Св. 355 до 400	+18	0	-12,5	-22	-39	-55	+18	0	-18,0	-29	-46	-62	-87
Св. 400 до 450	+47	+27	+13,5	+2	-16	-33	+60	+40	+20,0	+8	-10	-27	-55
Св. 450 до 500	+20	0	-13,5	-25	-43	-60	+20	0	-20,0	-32	-50	-67	-95

Продолжение таблицы А2

Интервал размеров, мм	Поля допусков																					
	F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7											
	Предельные отклонения, мкм																					
От 1 до 3	+16 +6	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-2 -12	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24	-											
Св. 3 до 6	+22 +10	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27	-											
Св. 6 до 10	+28 +13	+20 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32	-											
Св. 10 до 14	+34	+24	+18	+9	+6	0	-5	-11	-16	-21	-											
Св. 14 до 18												+16	+6	0	-9	-12	-18	-23	-29	-34	-39	
Св. 18 до 24	+41	+28	+21	+10	+6	0	-7	-14	-20	-27	-											
Св. 24 до 30	+20	+7	0	-10	-15	-21	-28	-35	-41	-48	-33 -54											
Св. 30 до 40	+50	+34	+25	+12	+7	0	-8	-17	-25	-34	-39 -64											
Св. 40 до 50	+25	+9	0	-12	-18	-25	-33	-42	-50	-59	-45 -70											
Св. 50 до 65	+60	+40	+30	+15	+9	0	-9	-21	-30 -60	-42 -72	-55 -85											
Св. 65 до 80	+30	+10	0	-15	-21	-30	-39	-51	-32 -62	-48 -78	-64 -94											
Св. 80 до 100	+71	+47	+35	+17	+10	0	-10	-24	-38 -73	-58 -93	78 -113											
Св. 100 до 120	+36	+12	0	-17	-25	-35	-45	-59	-41 -76	-66 -101	-91 -126											
Св. 120 до 140	+83	+54	+40	+20	+12	0	-12	-28	-48 -88	-77 -117	-107 -147											
Св. 140 до 160												+43	+14	0	-20	-28	-40	-52	-68	-50 -90	-85 -125	-119 -159
Св. 160 до 180																				-53 -93	-93 -133	-131 -171
Св. 180 до 200	+96	+61	+46	+23	+13	0	-14	-33	-60 -106	-105 -151	-149 -195											
Св. 200 до 225												+50	+15	0	-23	-33	-46	-60	-79	-63 -109	-113 -159	-163 -209
Св. 225 до 250																				-67 -113	-123 -169	-179 -225
Св. 250 до 280	+108	+69	+52	+26	+16	0	-14	-36	-74 -126	-138 -190	-198 -250											
Св. 280 до 315	+56	+17	0	-26	-36	-52	-66	-88	-78 -130	-150 -202	-220 -272											
Св. 315 до 355	+119	+75	+57	+28	+17	0	-16	-41	-87 -144	-169 -226	-247 -304											
Св. 355 до 400												+62	+18	0	-28	-40	-57	-73	-98	-93 -150	-187 -244	-273 -330
Св. 400 до 450	+131	+83	+63	+31	+18	0	-17	-45	-103 -166	-209 -272	-307 -370											
Св. 450 до 500	+68	+20	0	-31	-45	-63	-80	-108	-109 -172	-229 -292	-337 -400											

Продолжение таблицы А2

Интервал размеров, мм	Поля допусков													
	D8	E8	F8	H8	Js8	K8	M8	N8	U8	D9	E9	F9	H9	Js9 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм													
От 1 до 3	+34 +20	+28 +14	+20 +6	+14 0	+7 -7	0 -14	-	-4 -18	-18 -32	+45 +20	+39 +14	+31 +6	+25 0	+12 -12
Св. 3 до 6	+48 +30	+38 +20	+28 +10	+18 0	+9 -9	+5 -13	+2 -16	-2 -20	-23 -41	+60 +30	+50 +20	+40 +10	+30 0	+15 -15
Св. 6 до 10	+62 +40	+47 +25	+35 +13	+22 0	+11 -11	+6 -16	+1 -21	-3 -25	-28 -50	+76 +40	+61 +25	+49 +13	+36 0	+18 -18
Св. 10 до 14	+77	+59	+43	+27	+13	+8	+2	-3	-33	+93	+75	+59	+43	+21
Св. 14 до 18	+50	+32	+16	0	-13	-19	-25	-30	-60	+50	+32	+16	0	-21
Св. 18 до 24	+98	+73	+53	+33	+16	+10	+4	-3	-41 -74	+117	+92	+72	+52	+26
Св. 24 до 30	+65	+40	+20	0	-16	-23	-29	-36	-48 -81	+65	+40	+20	0	-26
Св. 30 до 40	+119	+89	+64	+39	+19	+12	+5	-3	-60 -99	+142	+112	+87	+62	+31
Св. 40 до 50	+80	+50	+25	0	-19	-27	-34	-42	-70 -109	+80	+50	+25	0	-31
Св. 50 до 65	+146	+106	+76	+46	+23	+14	+5	-4	-87 -133	+174	+134	+104	+74	+37
Св. 65 до 80	+100	+60	+30	0	-23	-32	-41	-50	-102 -148	+100	+60	+30	0	-37
Св. 80 до 100	+174	+126	+90	+54	+27	+16	-6	-4	-124 -178	+207	+159	+123	+87	+43
Св. 100 до 120	+120	+72	+36	0	-27	-38	-48	-58	-144 -198	+120	+72	+36	0	-43
Св. 120 до 140									-170 -233					
Св. 140 до 160	+208	+148	+106	+63	+31	+20	+8	-4	-190 -253	+245	+185	+143	+100	+50
Св. 160 до 180	+145	+85	+43	0	-31	-43	-55	-67	-210 -273	+145	+85	+43	0	-50
Св. 180 до 200									-236 -308					
Св. 200 до 225	+242	+172	+122	+72	+36	+22	+9	-5	-258 -330	+285	+215	+165	+115	+57
Св. 225 до 250	+170	+100	+50	0	-36	-50	-63	-77	-284 -356	+170	+100	+50	0	-57
Св. 250 до 280	+271	+191	+137	+81	+40	+25	+9	-5	-315 -396	+320	+240	+186	+130	+65
Св. 280 до 315	+190	+110	+56	0	-40	-56	-72	-86	-350 -431	+190	+110	+56	0	-65
Св. 315 до 355	+299	+214	+151	+89	+44	+28	+11	-5	-390 -479	+350	+265	+202	+140	+70
Св. 355 до 400	+210	+125	+62	0	-44	-61	-78	-94	-435 -524	+210	+125	+62	0	-70
Св. 400 до 450	+327	+232	+165	+97	+48	+29	+11	-6	-490 -587	+385	+290	+223	+155	+77
Св. 450 до 500	+230	+135	+68	0	-48	-68	-86	-103	-540 -637	+230	+135	+68	0	-77

Продолжение таблицы А2

Интервал размеров, мм	Поля допусков											
	D10	H10	Js10 <sup>x</sup>	A11	B11	C11	D11	H11	Js11 <sup>x</sup>	B12	H12	Js12 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	+60 +20	+40 0	+20 -20	+330 +270	+200 +140	+120 +60	+80 +20	+60 0	+30 -30	+240 +140	+100 0	+50 -50
Св. 3 до 6	+78 +30	+48 0	+24 -24	+345 +270	+215 +140	+145 +70	+105 +30	+75 0	+37 -37	+260 +140	+120 0	+60 -60
Св. 6 до 10	+98 +40	+58 0	+29 -29	+370 +280	+240 +150	+170 +80	+130 +40	+90 0	+45 -45	+300 +150	+150 0	+75 -75
Св. 10 до 14	+120 +50	+70 0	+35 -35	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+160 +50	+110 0	+55 -55	+330 +150	+180 0	+90 -90
Св. 14 до 18												
Св. 18 до 24	+149 +65	+84 0	+42 -42	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+195 +65	+130 0	+65 -65	+370 +160	+210 0	+105 -105
Св. 24 до 30												
Св. 30 до 40	+180 +80	+100 0	+50 -50	+470 +310	+330 +170	+280 +120	+240 +80	+160 0	+80 -80	+420 +170	+250 0	+125 -125
Св. 40 до 50				+480 +320	+340 +180	+290 +130				+430 +180		
Св. 50 до 65	+220 +100	+120 0	+60 -60	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+290 +100	+190 0	+95 -95	+490 +190	+300 0	+150 -150
Св. 65 до 80				+550 +360	+390 +200	+340 +150				+500 +200		
Св. 80 до 100	+260 +120	+140 0	+70 -70	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+340 +120	+220 0	+110 -110	+570 +220	+350 0	+175 -175
Св. 100 до 120				+630 +410	+390 +170	+400 +180				+590 +240		
Св. 120 до 140	+305 +145	+160 0	+80 -80	+710 +460	+510 +260	+450 +200	+395 +145	+250 0	+125 -125	+660 +260	+400 0	+200 -200
Св. 140 до 160				+770 +520	+530 +280	+460 +210				+580 +280		
Св. 160 до 180				+830 +580	+560 +310	+480 +230				+710 +310		
Св. 180 до 200	+355 +170	+185 0	+92 -92	+950 +660	+630 +340	+530 +240	+460 +170	+290 0	+145 -145	+800 +340	+460 0	+230 -230
Св. 200 до 225				+1030 +740	+670 +380	+550 +260				+840 +380		
Св. 225 до 250				+1110 +820	+710 +420	+570 +280				+880 +420		
Св. 250 до 280	+400 +190	+210 0	+105 -105	+1240 +920	+800 +480	+620 +300	+510 +190	+320 0	+160 -160	+1000 +480	+520 0	+260 -260
Св. 280 до 315				+1370 +1050	+860 +540	+650 +330				+1060 +540		
Св. 315 до 355	+440 +210	+230 0	+115 -115	+1560 +1200	+960 +600	+720 +360	+570 +210	+360 0	+180 -180	+1170 +600	+570 0	+285 -285
Св. 355 до 400				+1710 +1350	+1040 +680	+760 +400				+1250 +680		
Св. 400 до 450	+480 +230	+250 0	+125 -125	+1900 +1500	+1160 +760	+840 +440	+630 +230	+400 0	+200 -200	+1390 +760	+630 0	+315 -315
Св. 450 до 500				+2050 +1650	+1240 +840	+880 +480				+1470 +840		



Продолжение таблицы А2

Интервал размеров, мм	Поля допусков									
	H13 <sup>x</sup>	Js13 <sup>x</sup>	H14 <sup>x</sup>	Js14 <sup>x</sup>	H15 <sup>x</sup>	Js15 <sup>x</sup>	H16 <sup>x</sup>	Js16 <sup>x</sup>	H17 <sup>x</sup>	Js17 <sup>x</sup>
	Предельные отклонения, мкм									
От 1 до 3	+140 0	+70 -70	+250 0	+125 -125	+400 0	+200 -200	+600 0	+300 -300	+1000 0	+500 -500
Св. 3 до 6	+180 0	+90 -90	+300 0	+150 -150	+480 0	+240 -240	+750 0	+375 -375	+1200 0	+600 -600
Св. 6 до 10	+220 0	+110 -110	+360 0	+180 -180	+580 0	+290 -290	+900 0	+450 -450	+1500 0	+750 -750
Св. 10 до 14	+270	+135	+430	+215	+700	+350	+1100	+550	+1800	+900
Св. 14 до 18	0	-135	0	-215	0	-350	0	-550	0	-900
Св. 18 до 24	+330	+165	+520	+260	+840	+420	+1300	+650	+2100	+1050
Св. 24 до 30	0	-165	0	-260	0	-420	0	-650	0	-1050
Св. 30 до 40	+390	+195	+620	+310	+1000	+500	+1600	+800	+2500	+1250
Св. 40 до 50	0	-195	0	-310	0	-500	0	-800	0	-1250
Св. 50 до 65	+460	+230	+740	+370	+1200	+600	+1900	+950	+3000	+1500
Св. 65 до 80	0	-230	0	-370	0	-600	0	-950	0	-1500
Св. 80 до 100	+540	+270	+870	+435	+1400	+700	+2200	+1100	+3500	+1750
Св. 100 до 120	0	-270	0	-435	0	-700	0	-1100	0	-1750
Св. 120 до 140	+630	+315	+1000	+500	+1600	+800	+2500	+1250	+4000	+2000
Св. 140 до 160	0	-315	0	-500	0	-800	0	-1250	0	-2000
Св. 160 до 180										
Св. 180 до 200	+720	+360	+1150	+575	+1850	+925	+2900	+1450	+4600	+2300
Св. 200 до 225	0	-360	0	-575	0	-925	0	-1450	0	-2300
Св. 225 до 250										
Св. 250 до 280	+810	+405	+1300	+650	+2100	+1050	+3200	+1600	+5200	+2600
Св. 280 до 315	0	-405	0	-650	0	-1050	0	-1600	0	-2600
Св. 315 до 355	+890	+445	+1400	+700	+2300	+1150	+3600	+1800	+5700	+2850
Св. 355 до 400	0	-445	0	-700	0	-1150	0	-1800	0	-2850
Св. 400 до 450	+970	+485	+1550	+775	+2500	+1250	+4000	+2000	+6300	+3150
Св. 450 до 500	0	-485	0	-775	0	-1250	0	-2000	0	-3150

Таблица А3 – Степени точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от качества допуска диаметра и относительной геометрической точности

Относительная геометрическая точность	Квалитет допуска диаметра по ЕСДП СЭВ									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Степень точности формы									
Нормальная (А)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Повышенная (В)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Высокая (С)		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особо высокая			1	2	3	4	5	6	7	8

Таблица А4 – Допуски формы и расположения поверхностей

Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски плоскостности и прямолинейности, мкм									
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16
Св. 10 до 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20
» 16 » 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
» 25 » 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30
» 40 » 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
» 63 » 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
» 100 » 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 160 » 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 250 » 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 400 » 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 630 » 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Примечание – Под номинальным размером понимается номинальная длина нормируемого участка. Если нормируемый участок не задан, то под номинальным размером понимается номинальная длина большей стороны поверхности или номинальный большой диаметр торцевой поверхности.										
Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, мкм									
Св. 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
» 10 » 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30
» 18 » 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
» 30 » 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
» 50 » 120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 120 » 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 250 » 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 400 » 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Примечание – Под номинальным размером понимается номинальный диаметр										

Продолжение таблицы А4

Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона и торцового биения, мкм									
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25
Св. 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30
» 16 » 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
» 25 » 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
» 40 » 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 63 » 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 100 » 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 160 » 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 250 » 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Примечание – При назначении допусков параллельности, перпендикулярности, наклона под номинальным размером понимается номинальная длина нормируемого участка или номинальная длина всей нормируемой поверхности, при назначении допусков торцового биения – заданный номинальный диаметр торцовой поверхности.										
Интервалы номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Допуски радиального биения. Допуски соосности, симметричности, пересечения осей, мкм									
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
» 10 » 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
» 18 » 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
» 30 » 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
» 50 » 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 120 » 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 250 » 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 400 » 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Примечание – При назначении допусков радиального биения под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности, при назначении допусков соосности, симметричности, пересечения осей – номинальный диаметр рассматриваемой поверхности вращения или номинальный размер между поверхностями, образующими рассматриваемый симметричный элемент.										

Таблица А5 – Параметры шероховатости поверхности по ГОСТ 2789-73

Значения Ra, мкм						Значения Rz и Rmax, мкм					
–	100	10,0	1,00	0,100	0,010	–	1000	100	10,0	1,00	0,100
–	80	8,0	0,80	0,080	0,008	–	800	80	8,0	0,80	0,080
–	63	6,3	0,63	0,063	–	–	630	63	6,3	0,63	0,063
–	50	5,0	0,50	0,050	–	–	500	50	5,0	0,50	0,050
400	40	4,0	0,40	0,040	–	–	400	40	4,0	0,40	0,040
320	32	3,2	0,32	0,032	–	–	320	32	3,2	0,32	0,032
250	25	2,5	0,25	0,025	–	–	250	25	2,5	0,25	0,025
200	20	2,0	0,20	0,020	–	–	200	20	2,0	0,20	–
160	16	1,6	0,160	0,016	–	1600	160	16	1,6	0,160	–
125	12,5	1,25	0,125	0,012	–	1250	125	12,5	1,25	0,125	–

Таблица А6 – Шероховатость поверхности типовых элементов деталей машин

Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более					
Посадочные поверхности сменных деталей	Квалитет	Поверхность	Номинальные размеры, мм				
			До 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500		
	5	Вал	0,2	0,4	0,4		
		Отверстие	0,4	0,8	0,8		
	6, 7	Вал	0,8	0,8	1,6		
		Отверстие	0,8	1,6	3,2		
	8	Вал	0,8	1,6	3,2		
		Отверстие	1,6	1,6	3,2		
	9	Вал	1,6	1,6	3,2		
		Отверстие	3,2	3,2	3,2		
Поверхности деталей в посадках с натягом: а) собираемых под прессом; б) собираемых способом термических деформаций	5	Вал	0,1–0,2	0,4	0,4		
		Отверстие	0,2–0,4	0,8	0,8		
	6–7	Вал	0,4	0,8	1,6		
		Отверстие	0,8	1,6	1,6		
	8	Вал	0,8	0,8–1,6	1,6–3,2		
		Отверстие	1,6	1,6–3,2	1,6–3,2		
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более					
Поверхности деталей при селективной сборке	Поверхность	Допуск сортировочной группы, мкм					
		< 2,5	2,5	5	10	20	
	Вал	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	
	Отверстие	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	
Поверхности деталей для посадок с точным центрированием	Поверхность	Допуск радиального биения, мкм					
		2,5	4	6	10	16	25
	Вал	0,05	0,1	0,1	0,2	0,2	0,8
	Отверстие	0,1	0,2	0,2	0,4	0,8	1,6
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Поверхность	Квалитеты			Жидкостной режим трения		
		6–9	10–12				
	Вал	0,4–0,8	0,8–3,2		0,1–0,4		
	Отверстие	0,8–1,6	1,6–3,2		0,2–0,8		
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более					
Поверхности цилиндров, поршней, золотников гидравлических систем	Поверхность	Высокое давление		Обычное исполнение	Низкое исполнение		
		Диаметр, мм					
		До 50	Св. 50				
	Вал	0,025	0,05	0,1	0,2		
	Отверстие	0,05	0,1	0,2	0,4		

Продолжение таблицы А6

Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более				
Поверхности подшипников качения	Поверхность	Номинальный размер, мм	Класс точности подшипника			
			0	6, 5	4	
	Валов	До 80	1,25	0,63	0,32	
		Свыше 80 до 500	2,5	1,25	0,63	
	Отверстий корпусов	До 80	1,25	0,63	0,63	
Свыше 80 до 500		2,5	1,25	1,25		
Опорных торцов заплечиков валов и корпусов	До 80	2,5	1,25	1,25		
	Свыше 80 до 500	2,5	2,5	2,5		
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более				
Поверхности осей и валов под уплотнения	Уплотнение	Скорость, м/с				
		до 3	5	св. 5		
	Резиновое	0,8–1,6; полировать	0,4–0,8; полировать	0,2–0,4; полировать		
		Войлочное	0,8–1,6; полировать			–
	Лабиринтное	3,2–6,3			–	
Жировые канавки	3,2–6,3			–		
Поверхности направляющих: скольжения качения	Скорость, м/с	Допуск плоскостности, мкм (на 100 мм)				
		до 6	10	25	60	св. 60
	До 0,5 Св. 0,5	0,2 0,1	0,4 0,2	0,8 0,4	1,6 0,8	3,2 1,6
Поверхности торцовых опор (пят и подпятников)	Скорость, м/с	Допуск торцового биения, мкм				
		до 6	16	25	св. 25	
	До 0,5 Св. 0,5	0,1 0,1	0,4 0,2	0,8–1,6 0,8	3,2 1,6	
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более				
Звездочки для приводных цепей	Поверхности	Точность исполнения				
		Нормальная			Повышенная	
	Рабочие	3,2–6,3			1,6–3,2	
	Впадин	6,3			3,2	
Выступов	3,2–12,5					
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более				
Поверхности сферических опор	Допуск формы профиля, мкм					
	до 30			св. 30		
	0,8			1,6		

Продолжение таблицы А6

Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более									
Зубчатые и червячные передачи	Поверхности	Степень точности									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	
	Профили зубьев прямозубых, косозубых и шевронных цилиндрических и червячных колес	0,1–0,2	0,2–0,4		0,4	0,4–0,8		1,6	3,2	6,3	6,3
	Профили зубьев конических колес	–	–	0,2–0,4		0,4–0,8		0,8–1,6	1,6–3,2	3,2–6,3	6,3
	Профили витков червяков	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4–0,8		0,8–1,6	1,6–3,2	–	–
	По диаметрам впадин	То же, что и для рабочих поверхностей, или ближайшее более грубое предпочтительное значение									
	По диаметрам выступов	3,2–12,5									
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более									
Торцевые опорные поверхности неподвижных стыков (фланцевые соединения и т. п.)		Допуск перпендикулярности, мкм (на длине 100 мм)									
		до 25			60			св. 60			
		1,6			3,2			6,3			
Поверхности разъема корпусов (редукторов, подшипников и т. п.)	Соединение	С прокладкой			Без прокладки						
	Герметичное Негерметичное	3,2–6,3 0,3–12,5			0,8–1,6 6,3–12,5						
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более									
Поверхности кронштейнов, втулок, поводков, колец, ступиц, крышек и аналогичных деталей, прилегающих к другим поверхностям, но не являющихся посадочными		3,2–6,3									
Рабочие поверхности кулачков и копиров	Сопряжение	Допуск формы профиля, мкм									
		до 6		30		50		св. 50			
		0,4		0,8		1,6		3,2			
		0,8		1,6		3,2		6,3			
Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более									
Рабочие поверхности шкивов плоско- и клиноременных передач		Диаметр шкива, мм									
		до 120			св. 120 до 315			св. 315			
		1,6			3,2			6,3			

Продолжение таблицы А6

Характеристика поверхности			Значение параметра Ra, мкм, не более					
Индексирующие поверхности делительных и установочных устройств, например, поверхности делительных дисков, фиксаторов, упоров и т. п.			Точность фиксации, мкм					
			до 4	6	10	25	63	св. 63
			0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2
Нерабочие торцовые поверхности зубчатых и червячных колес и звездочек			3,2–12,5					
Нерабочие поверхности осей и валов			6,3–12,5					
Канавки, фаски, выточки, зенковки, закругления и т. п.			3,2–12,5					
Проходные отверстия под болты, винты, заклепки и т. п.			25					
Болты и гайки чистые (кругом)			3,2–12,5					
Болты и гайки получистые (в местах обработки)			25					
Поверхности головок винтов			3,2–12,5					
Опорные поверхности пружин сжатия			12,5–25					
Рабочие поверхности катков, фрикционных передач			В зависимости от габарита и условий работы					
			0,2–0,8					
Характеристика поверхности			Значение параметра Ra, мкм, не более					
Рабочие поверхности фрикционных	Колодки, муфты, диски	Колодки		Муфты		Диски		
				0,8–1,6		0,1–0,8		
	Тормозные барабаны	Диаметр барабана, мм						
		до 500			св. 500			
Рабочие поверхности конических соединений			Соединения					
			герметичные		центрирующие		прочие	
			0,1–0,4		0,4–1,6		1,6–6,3	
Характеристика поверхности			Значение параметра Ra, мкм, не более					
Соединения с призматическими и сегментными шпонками	Соединение	Поверхность	Шпонка		Паз вала		Паз втулки	
			Рабочая		1,6–3,2		1,6–3,2	
	Неподвижное	Рабочая	6,3–12,5		6,3–12,5		6,3–12,5	
			Нерабочая		1,6–3,2		1,6–3,2	
С направляющей шпонкой	Рабочая	1,6–3,2		1,6–3,2		1,6–3,2		
		Нерабочая		6,3–12,5		6,3–12,5		
Характеристика поверхности			Значение параметра Ra, мкм, не более					
Зубчатые (шлицевые) соединения	Соединение	Впадина отверстия	Зуб вала	Центрирующие поверхности		Нецентрирующие поверхности		
				Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	
	Неподвижное		1,6–3,2	1,6–3,2	0,8–1,6	0,4–0,8	3,2–3,6	1,6–6,3
Подвижное		0,8–1,6	0,4–0,8	0,8–1,6		3,2	1,6–3,2	

Продолжение таблицы А6

Характеристика поверхности		Значение параметра Ra, мкм, не более		
Резьбовые соединения	Рабочие поверхности резьбы	Степень точности резьбы		
		4; 5	6; 7	7–9
	Крепежная резьба на болтах, винтах и гайках	1,6	3,2	3,2–6,3
	Резьба на валах, штоках, втулках и т. д., а также на конусах (коническая)	0,8–1,6	1,6	3,2
	Резьба ходовых и грузовых винтов	–	0,4	0,8
	Резьба гаек ходовых и грузовых винтов	–	0,8	1,6

Таблица А7 – Шероховатость свободных поверхностей деталей машин

Вид поверхности	Шероховатость, мкм
Поверхности, видимые при наружном осмотре машины	
Прецизионные шкалы с оптическим отсчетом	Ra = 0,040
Шкалы нормальной точности, лимбы	Ra = 0,63
Выступающие части быстровращающихся деталей; концы и фланцы шпинделей, валов	Ra = 1,25
Рукоятки, обводы маховиков, штурвалы, ручки, кнопки	Ra = 0,32 (полировать)
Поверхности указателей, таблиц	Ra = 0,63 (полировать)
Головки винтов, торцы валов, фаски, канавки, закругления	от Ra = 2,5 до Rz = 40
Поверхности механически обработанных корпусных деталей с наибольшим размером, мм: до 100 св. 100 до 400 св. 400 до 1200	Ra = 2,5 Ra = 20 Rz = 40
Поверхности фланцев и крышек негерметичных соединений	Rz = 40
Разъем подшипников скольжения	Rz = 40
Поверхности, невидимые при наружном осмотре машины	
Поверхности, механически обрабатываемые	Rz = 80–20
Подшвы и основания станин, корпусов, лап; несопрягаемые поверхности, механически обработанные	Rz = 80



Таблица А8 – Шероховатость поверхности в зависимости от допусков размера и формы

Допуск размера	Допуск формы, % от допуска размера	Номинальные размеры, мм				Допуск размера	Допуск формы, % от допуска размера	Номинальные размеры, мм			
		До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500			До 18	Св. 18 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
		Значения Ra, мкм, не более						Значения Ra, мкм, не более			
IT3	100	0,2	0,4	0,4	0,8	IT9	100; 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	60	0,1	0,2	0,2	0,4		40	1,6	3,2	3,2	6,3
	40	0,05	0,1	0,1	0,2		25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT4	100	0,4	0,8	0,8	1,6	IT10	100; 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	60	0,2	0,4	0,4	0,8		40	1,6	3,2	3,2	6,3
	40	0,1	0,2	0,2	0,4		25	0,8	1,6	1,6	3,2
IT5	100	0,4	0,8	1,6	1,6	IT11	100; 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	60	0,2	0,4	0,8	0,8		40	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	0,1	0,2	0,4	0,4		25	1,6	1,6	3,2	3,2
IT6	100	0,8	1,6	1,6	3,2	IT12, IT13	100; 60	12,5	12,5	25	25
	60	0,4	0,8	0,8	1,6		40	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	0,2	0,4	0,4	0,8	IT14, IT15	100; 60	12,5	25	50	50
IT7	100	1,6	3,2	3,2	3,2	IT16, IT17	40	12,5	12,5	25	25
	60	0,8	1,6	1,6	3,2		100; 60	25	50	100	100
	40	0,4	0,8	0,8	1,6	40	25	25	50	50	
IT8	100	1,6	3,2	3,2	3,2	Если необходимо по функциональным требованиям допускается устанавливать значения Ra менее указанных в таблице					
	60	0,8	1,6	3,2	3,2						
	40	0,4	0,8	1,6	1,6						

Таблица А9 – Шероховатость поверхности и качества точности при различных способах и видах обработки деталей резанием

Вид обработки		Значения параметра Ra, мкм	Квалитеты	
			экономические	достижимые
Автоматическая газовая резка		12,5–100	15–17	–
Отрезка	приводной пилой	25*–50 (12,5)	15–17	
	резцом	25*–100	14–17	
	фрезой	25*–50		
	абразивом	3,2–6,3*	12–15	

Продолжение таблицы А9

Вид обработки		Значения параметра Ra, мкм	Квалитеты	
			экономические	достижимые
Подрезка торцев		3,2*–12,5 (0,8)**	11–13	8; 9
Строгание	черновое	12,5*–25	12–14	–
	чистовое	3,2*–6,3	11–13 (10)**	
	тонкое	(0,8)**–1,6	8–10	7
Долбление	черновое	25–50	14; 15	–
	чистовое	3,2*–12,5	12; 13	11
Фрезерование цилиндрической фрезой	черновое	25–50	12–14 (11)**	–
	чистовое	3,2*–6,3	11 (10)**	
	тонкое	1,6	8; 9	6; 7
Фрезерование торцевой фрезой	черновое	6,3–12,5	12–14 (11)**	–
	чистовое	3,2*–6,3 (1,6)**	11	10
	тонкое	(0,8)–1,6	8; 9	6; 7
Обтачивание продольной подачей	обдирочное	25–100	15–17	–
	получистовое	6,3–12,5	12–14	
	чистовое	1,6*–3,2 (0,8)**	7–9	6
	тонкое (алмазное)	0,4*–0,8 (0,2)**	6	5
Обтачивание поперечной подачей	обдирочное	25–100	16; 17	–
	получистовое	6,3–12,5	14; 15	
	чистовое	3,2*	11–13	8; 9
	тонкое	(0,8)**–1,6	8–11	7
Сверление	до 15 мм	6,3–12,5*	12–14***	10; 11
	св 15 мм	12,5–25*	12–14***	10; 11
Рассверливание		12,5–25* (6,3)**	12–14	10; 11
Зенкерование	черновое (по корке)	12,5–25	12–15	–
	чистовое	3,2*–6,3	10; 11	8; 9
Растачивание	черновое	50–100	15–17	–
	получистовое	12,5–25	12–14	
	чистовое	1,6*–3,2 (0,8)**	8; 9	7
	тонкое (алмазное)	0,4*–0,8 (0,2)**	7	6

Продолжение таблицы А9

Развертывание	получистовое	6,3–12,5	9; 10	8
	чистовое	1,6*–3,2	7; 8 (8)**	–
	тонкое	(0,4)**– 0,8	7	6
Слесарная опилковка		(1,6)**– 25	8–11	6; 7
Зачистка наждачным полотном (после резца и фрезы)		(0,2)**–1,6	8–11	7; 8
Шлифование круглое	получистовое	3,2–6,3	8–11	–
	чистовое	0,8*–1,6	6–8	6
	тонкое	0,2*–0,4 (0,1)**	5	Выше 5-го
Шлифование плоское	получистовое	3,2	8–11	–
	чистовое	0,8*–1,6	6–8	
	тонкое	0,2*–0,4 (0,1)**	6; 7	6
Обкатывание и раскатывание роликами или шариками при значении параметра $Ra$ исходной поверхности 3,2–12,5 мкм		0,4–1,6	6–9	–
Притирка	чистовая	0,4–3,2	6; 7	
	тонкая	0,1–1,6	5	
Полирование	обычное	0,2–1,6	6	
	тонкое	0,05–0,1	5	
Хонингование	плоскостей	0,1–0,4*	7; 8	6
	цилиндром	0,05–0,2*	6; 7	–
Суперфиниширование	плоскостей	0,2*–0,4 (0,05)**	5 и точнее	
	цилиндров	0,1*–0,4 (0,05)**	–	
Нарезание резьбы	плашкой, метчиком	3,2–12,5*	6–8	4–5
	резцом, гребенкой	3,2*–6,3 (1,6)**	6–8	
*Оптимальное значение $Ra$ для данного вида обработки.				
**В скобках приведена экономическая точность изготовления для чугуна.				
*** При сверлении без кондуктора.				

Таблица А10 – Допустимые погрешности при измерении линейных размеров

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	4		5		6		7		8		9	
	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$
До 3	3	1,0	4	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,0	25	6
Свыше 3 до 6	4	1,4	5	1,6	8	2,0	12	3,0	18	4,0	30	8
Свыше 6 до 10	4	1,4	6	2,0	9	3,0	15	4,0	22	5,0	36	9
Свыше 10 до 18	5	1,6	8	2,8	11	3,0	18	5,0	27	7,0	43	10
Свыше 18 до 30	6	2,0	9	3,0	13	4,0	21	6,0	33	8,0	52	12
Свыше 30 до 50	7	2,4	11	4,0	16	5,0	25	7,0	39	10,0	62	16
Свыше 50 до 80	8	2,8	13	4,0	19	5,0	30	9,0	48	12,0	74	18
Свыше 80 до 120	10	3,0	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	12,0	87	20
Свыше 120 до 180	12	4,0	18	6,0	25	7,0	40	12,0	63	16,0	100	30
Свыше 180 до 250	14	5,0	20	7,0	29	8,0	46	12,0	72	18,0	115	30
Свыше 250 до 315	16	5,0	23	8,0	32	10,0	52	14,0	81	20,0	130	30
Свыше 315 до 400	18	6,0	25	9,0	36	10,0	57	16,0	89	24,0	140	40
Свыше 400 до 500	20	6,0	27	9,0	40	12,0	63	18,0	97	26,0	155	40

Продолжение таблицы А10

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	10		11		12		13		14		15	
	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$	IT	$\delta$
До 3	40	8	60	12	100	20	140	30	250	50	400	80
Свыше 3 до 6	48	10	75	16	120	30	180	40	300	60	480	100
Свыше 6 до 10	58	12	90	18	150	30	220	50	360	80	580	120
Свыше 10 до 18	70	14	110	30	180	40	270	60	430	90	700	140
Свыше 18 до 30	84	18	130	30	210	50	330	70	520	120	840	180
Свыше 30 до 50	100	20	160	40	250	50	390	80	620	140	1000	200
Свыше 50 до 80	120	30	190	40	300	60	460	100	740	160	1200	240
Свыше 80 до 120	140	30	220	50	350	70	510	120	870	180	1400	280
Свыше 120 до 180	180	40	250	50	400	80	630	140	1000	200	1600	320
Свыше 180 до 250	185	40	290	60	460	100	720	160	1150	240	1850	380
Свыше 250 до 315	210	50	320	70	520	120	810	180	1300	260	2100	440
Свыше 315 до 400	230	50	360	80	570	120	890	180	1400	280	2300	460
Свыше 400 до 500	250	50	400	80	630	140	970	200	1550	320	2500	500

Таблица А11 – Метрологическая характеристика многомерных средств измерения

Наименование средства измерения		Интервал измерения	Цена деления шкалы	Интервал шкалы	Суммарная погрешность измерения	Настроечная мера	Погрешность показаний шкалы
		мм	мм	мм	мм		мм
<b>При измерении отверстий</b>							
Штангенциркуль	ШЦ-II	10–200	0,05	0–200	±0,130	–	±0,050
Нутромер микрометрический		75–175	0,01	13	±0,020	–	±0,008
Нутромер индикаторный при измерении в пределах всей шкалы	НИ- 10	6–10	0,01	±0,3	±0,016	Скоба из концевых мер 3 класса	±0,006
	НИ-18	10–18	0,01	±0,4	±0,016		±0,006
	НИ-35	18–35	0,01	±0,75	±0,016		±0,0075
	НИ-50	35–50	0,01	±1	±0,017		±0,0075
	НИ-100	50–100	0,01	±2	±0,017		±0,010
	НИ-160	100–160	0,01	±2	±0,018		±0,010
Нутромер индикаторный при измерении аттестованным участком шкалы	НИ-10	6–10	0,01	±0,05	±0,009	Скоба из концевых мер 3 класса	±0,004
	НИ-18	10–18	0,01	±0,05	±0,009		±0,004
	НИ-35	18–35	0,01	±0,05	±0,009		±0,004
	НИ-50	35–50	0,01	±0,05	±0,009		±0,004
	НИ-100	50–100	0,01	±0,05	±0,009		±0,004
	НИ-160	100–160	0,01	±0,05	±0,009		±0,004
Нутромер индикаторный повышенной точности	104	6–10	0,001	±0,05	±0,0025	Скоба из концевых мер 2 класса	±0,002
	105	10–18	0,001	±0,05	±0,0030		±0,0025
	109	18–50	0,002	±0,1	±0,0045		±0,0025
Нутромер индикаторный с головкой точностью 0,001 мм		6–10	0,01	±0,05	0,0015	Скоба из концевых мер 2 класса	±0,004
		10–18	0,01	±0,05	0,0015		±0,004
		18–30	0,01	±0,05	0,0015		±0,004
		30–50	0,01	±0,05	0,0020		±0,004
		50–80	0,01	±0,05	0,0020		±0,004
		80–120	0,01	±0,05	0,0020		±0,004
Оптиметр горизонтальный ОГО-1 с приспособлением ИП-3		14–150	0,001	±0,1	±0,0018		±0,0003

Продолжение таблицы А11

Наименование средства измерения		Интервал измерения	Цена деления шкалы	Интервал шкалы	Суммарная погрешность измерения	Настроечная мера	Погрешность показаний шкалы
		мм	мм	мм	мм		мм
<b>При измерении валов</b>							
Штангенциркуль	ШЦ-I	0-125	0,1	0-125	±0,160	-	±0,100
	ШЦ-II	0-200	0,05	0-200	±0,090	-	±0,050
Индикаторная скоба СИ		0-50	0,01	±5	±0,012	Меры 3 кл.	±0,010
		50-100					±0,012
Индикаторная скоба СИ при измерении аттестованным участком шкалы		100-200	0,01	±5	±0,014		±0,006
		0-50	0,01	±0,05	±0,008		±0,006
50-100	±0,008						
Индикатор на штативе		100-200	0,01	±0,05	±0,008		±0,006
		0-200	0,01	±5	±0,015	±0,011	
Микрометр 1 кл.		0-25; 25-50	0,01	25	±0,008	-	±0,004
		50-75; 75-100					
Микрометр 0 кл.		100-125; 125-150	0,01	25	±0,012	-	±0,005
		150-175; 175-200					
Микрометр 0 кл.		0-25	0,01	25	±0,005	-	±0,002
Микрометр рычажный		MP	0-25	0,002	±0,02	Меры 3 кл.	±0,004
		МРИ	25-50				±0,003
Скоба рычажная СР		50-75	0,005	±0,05	±0,006		±0,004
		75-100				±0,002	
Инструментальный микроскоп ММИ		0-25; 25-50	0,002	±0,08	±0,0035	-	±0,002
		50-75; 75-100					
Инструментальный микроскоп ММИ		прод. 0-75	0,005	25	±0,003	-	±0,002
		попер. 0-25					
Оптиметр горизонтальный ОГО-1		0-350	0,001	±0,1	±0,0016	Меры 2 кл.	±0,0003
Оптиметр вертикальный ОВО-1		0-160	0,001	±0,1	±0,0013		±0,0003
<b>При измерении высот и глубин</b>							
Штангенциркуль ШЦ-I		0-125	0,1	125	±0,300	-	±0,100
Штангенглубиномер		0-200	0,05	200	±0,150	-	±0,050
Штангенрейсмасс		0-250	0,05	250	±0,150	-	±0,050
Глубиномер микрометрический ГМ		0-100	0,01	25	±0,018	-	±0,004
Глубиномер индикаторный		0-100	0,01	10	±0,015	Меры 3 кл.	±0,004

Таблица А12 – Рекомендуемые посадки для размеров от 1 до 500 мм  
в системе отверстия

Характеристика посадки		Посадки
Посадки с зазором	Посадки с особо большим зазором	$\frac{H7}{c8}; \frac{H8}{c8}; \frac{H11}{a11}; \frac{H11}{b11}; \frac{H11}{c11}; \frac{H12}{b12}$
	Посадки с большим зазором	$\frac{H7}{d8}; \frac{H8}{d8}; \frac{H8}{d9}; \frac{H9}{d9}; \frac{H10}{d10}; \frac{H11}{d11}$
	Посадки с увеличенным зазором	$\frac{H7}{e7}; \frac{H7}{e8}; \frac{H8}{e8}; \frac{H8}{e9}; \frac{H9}{e8}; \frac{H9}{e9}$
	Посадки с нормальным зазором	$\frac{H6}{f6}; \frac{H7}{f7}; \frac{H8}{f7}; \frac{H8}{f8}; \frac{H8}{f9}; \frac{H9}{f8}; \frac{H9}{f9}$
	Посадки с уменьшенным зазором	$\frac{H5}{g4}; \frac{H6}{g5}; \frac{H7}{g6}$
	Посадки с малым зазором	$\frac{H5}{h4}; \frac{H6}{h5}; \frac{H7}{h6}; \frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{h9}; \frac{H9}{h8}; \frac{H9}{h9}; \frac{H10}{h9}; \frac{H10}{h10}; \frac{H11}{h11}; \frac{H12}{h12}$
Переходные посадки	Посадки с преимущественным зазором	$\frac{H5}{js4}; \frac{H5}{k4}; \frac{H6}{js5}; \frac{H6}{k5}; \frac{H7}{js6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H8}{js7}; \frac{H8}{k7}$
	Посадки с преимущественным натягом	$\frac{H5}{m4}; \frac{H6}{m5}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{n6}; \frac{H8}{m7}; \frac{H8}{n7}$
Посадки с натягом	Особо легкие	$\frac{H5}{n4}; \frac{H6}{n5}$
	Легкие посадки	$\frac{H6}{p5}; \frac{H6}{r5}; \frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}$
	Средние посадки	$\frac{H6}{s5}; \frac{H7}{s6}; \frac{H7}{s7}; \frac{H8}{s7}; \frac{H7}{t6}$
	Тяжелые посадки	$\frac{H7}{u7}; \frac{H8}{u8}$
	Особо тяжелые посадки	$\frac{H8}{x8}; \frac{H8}{z8}$
Примечание – Предпочтительные посадки выделены рамкой.		

Таблица А13 – Рекомендуемые посадки для размеров от 1 до 500 мм  
в системе вала

Характеристика посадки		Посадки
Посадки с зазором	Посадки с особо большим зазором	$\frac{A11}{h11}; \frac{B11}{h11}; \frac{C11}{h11}; \frac{B12}{h12}$
	Посадки с большим зазором	$\frac{D8}{h6}; \frac{D8}{h7}; \frac{D8}{h8}; \frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D10}{h9}; \frac{D10}{h10}; \frac{D11}{h11}$
	Посадки с увеличенным зазором	$\frac{E8}{h6}; \frac{E8}{h7}; \frac{E8}{h8}; \boxed{\frac{E9}{h8}}; \frac{E9}{h9}$
	Посадки с нормальным зазором	$\frac{F7}{h5}; \frac{F7}{h6}; \boxed{\frac{F8}{h6}}; \frac{F8}{h7}; \frac{F8}{h8}; \frac{F9}{h8}; \frac{F9}{h9}$
	Посадки с уменьшенным зазором	$\frac{G5}{h4}; \frac{G6}{h5}; \frac{G7}{h6}$
	Посадки с малым зазором	$\frac{H5}{h4}; \frac{H6}{h5}; \boxed{\frac{H7}{h6}}; \boxed{\frac{H8}{h7}}; \boxed{\frac{H8}{h8}}; \frac{H9}{h8}; \frac{H8}{h9}; \frac{H9}{h9}; \frac{H10}{h9}; \frac{H10}{h10}; \boxed{\frac{H11}{h11}}; \frac{H12}{h12}$
Переходные посадки	Посадки с преимущественным зазором	$\frac{Js5}{h4}; \frac{K5}{h4}; \frac{Js6}{h5}; \frac{K6}{h5}; \boxed{\frac{Js7}{h6}}; \boxed{\frac{K7}{h6}}; \frac{Js8}{h7}; \frac{K8}{h7}$
	Посадки с преимущественным натягом	$\frac{M5}{h4}; \frac{M6}{h5}; \frac{M7}{h6}; \boxed{\frac{N7}{h6}}; \frac{M8}{h7}; \frac{N8}{h7}$
Посадки с натягом	Особо легкие	$\frac{N5}{h4}; \frac{N6}{h5}$
	Легкие посадки	$\frac{P6}{h5}; \boxed{\frac{P7}{h6}}; \frac{R7}{h6}$
	Средние посадки	$\frac{S7}{h6}; \frac{T7}{h6}$
	Тяжелые посадки	$\frac{U8}{h7}$
Примечание – Предпочтительные посадки выделены рамкой.		

## ОГЛАВЛЕНИЕ



ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
1 СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ .....	4
1.1 Основные термины, понятия и обозначения .....	4
1.2 Допуски и посадки по ЕСДП .....	5
1.3 Основные расчетные зависимости .....	9
1.4 Обозначение предельных значений на чертежах .....	11
2 ПОГРЕШНОСТИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ .....	13
2.1 Основные понятия и обозначения .....	13
2.2 Зависимые и независимые допуски .....	22
3 ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ .....	22
3.1 Основные понятия и обозначения .....	24
3.2 Нормирование параметров шероховатости поверхности .....	29
3.3 Пример размерного анализа посадки .....	31
4 СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ .....	36
4.1 Выбор средств измерения .....	36
4.2 Влияние погрешностей измерения .....	37
4.3 Пример выбора измерительного инструмента .....	38
5 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ .....	41
5.1 Назначение и применение посадок с натягом .....	41
5.2 Расчет посадок с натягом .....	46
5.3 Пример расчета посадки с натягом .....	52
6 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ .....	57
6.1 Назначение и применение посадок с зазором .....	57
6.2 Расчет посадок с зазором .....	60
6.3 Пример расчета посадки с зазором .....	64
7 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК .....	67
7.1 Назначение и применение переходных посадок .....	67
7.2 Расчет переходных посадок .....	69
7.3 Пример расчета переходной посадки .....	73
8 СОЕДИНЕНИЯ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ .....	77
8.1 Основные положения .....	77
8.2 Особенности соединений подшипников качения с деталями машин .....	81
8.3 Пример выбора посадок подшипников качения .....	92

9 ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	96
9.1 Основные положения .....	96
9.3 Пример выбора посадок шпоночного соединения .....	102
10 ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ .....	106
10.1 Основные положения .....	106
10.2 Шлицевые прямобоочные соединения .....	108
10.3 Шлицевые эвольвентные соединения .....	117
10.4 Пример выбора посадок прямобоочного шлицевого соединения.....	121
11 РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ .....	126
11.1 Основные понятия.....	126
11.2 Методика выявления размерных цепей и построение их схем .....	128
11.3 Методы обеспечения точности замыкающего звена.....	132
11.4 Основные уравнения размерных цепей с параллельными звеньями по методу максимума-минимума .....	135
11.5 Основные уравнения размерных цепей с параллельными звеньями теоретико-вероятностным методом .....	138
11.6 Пример решения обратной задачи размерных цепей.....	140
11.7 Решение прямой задачи размерных цепей .....	142
11.8 Пример решения прямой задачи размерных цепей .....	147
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	154
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	155
Приложение А .....	157

Учебное издание

**Чеботарёв Михаил Иванович**  
**Кадыров Михаил Реминович**

# **НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ В СОЕДИНЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

*Учебное пособие*

В авторской редакции

Дизайн обложки – Н. П. Лиханская

Подписано в печать 14.09.2017. Формат 60 × 84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Усл. печ. л. – 10,9. Уч.-изд. л. – 8,5.

Тираж 100 экз. Заказ № 573

Типография Кубанского государственного аграрного университета.  
350044, г. Краснодар, ул. Калинина, 13