

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

Л.Г. Муханин, Ю.В. Федоров

**Основы взаимозаменяемости.
Тесты и задачи**

Учебное пособие



Санкт-Петербург
2012

Муханин Л.Г., Федоров Ю.В. Основы взаимозаменяемости. Тесты и задачи. Учебное пособие. – СПб: НИУ ИТМО, 2012. – 120 с.

В учебном пособии приводятся теоретические сведения и указания по выполнению лабораторных и практических работ по курсу «Основы взаимозаменяемости». Учебное пособие предназначено для подготовки студентов. Направления подготовки: 200100 – Приборостроение, 220401 – Мехатроника. Оно может быть полезно для студентов, аспирантов, преподавателей ВУЗов, научных работников и инженеров, занимающихся разработкой и эксплуатацией точных приборов и систем.

Рецензент: к.т.н., доцент Ю.П. Кузьмин, кафедра технологии приборостроения НИУ ИТМО.

Одобрено на заседании кафедры измерительных технологий и компьютерной томографии 03 апреля 2012 г., протокол №3.

Рекомендовано к печати Ученым советом факультета ТМиТ 10 апреля 2012 г., протокол №3.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена Программа развития государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный университет информационных технологий, механики и оптики» на 2009–2018 годы.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2012

© Муханин Л.Г., Федоров Ю.В., 2012

Содержание

Стр.

Глава 1. Основные понятия и определения	4
Примеры решения задач	12
Тесты	14
Контрольные вопросы	17
Глава 2. Соединения и посадки	18
Примеры решения задач	41
Тесты	43
Контрольные вопросы	44
Глава 3. Посадки типовых соединений	45
Примеры решения задач	59
Тесты	59
Контрольные вопросы	61
Глава 4. Размерные цепи	61
Примеры решения задач	77
Тесты	78
Контрольные вопросы	80
Глава 5. Точность формы и расположения поверхностей.	
Шероховатость поверхностей	81
Примеры решения задач	101
Тесты	102
Контрольные вопросы	105
Глава 6. Взаимозаменяемость зубчатых колёс и передач	106
Примеры решения задач	111
Тесты	112
Контрольные вопросы	113
Приложение	114
Принятые сокращения	114
Литература	116

Глава 1.

Основные понятия и определения

Взаимозаменяемость – это свойство совокупности независимо изготовленных изделий или их частей заменять во время сборки один экземпляр другим без пригонки или регулировки (рис. 1).

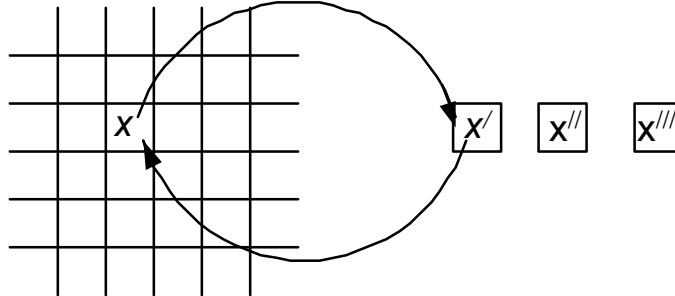


Рис. 1. Взаимозаменяемость

Возможность таких замен обеспечивается тем, что при конструировании требования к точности (т.е. допустимые отклонения функциональных параметров) устанавливают исходя из принципа взаимозаменяемости.

Различают виды взаимозаменяемости:

1. Полная взаимозаменяемость – когда обеспечивается возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) любых, независимо изготовленных с заданной точностью однотипных деталей.
2. Неполная взаимозаменяемость – когда требуется либо применение компенсаторов (прокладки, шайбы), либо требуется дополнительная обработка одного из параметров детали, либо селекция.
3. Размерная (геометрическая) и параметрическая взаимозаменяемости деталей.
4. Внешняя и внутренняя взаимозаменяемость (внешняя – взаимозаменяемость по выходным данным, таким как присоединительные или эксплуатационные параметры; внутренняя – взаимозаменяемость отдельных деталей, входящих в узел или узлов, входящих в изделие).

Изготавливать детали так, чтобы их размеры, форма и расположение поверхностей абсолютно точно соответствовали (были равны) номинальным параметрам, указанным на чертеже, невозможно, так как неизбежны погрешности изготовления. Источниками погрешностей изготовления являются объективные факторы, присущие конкретным характеристикам системы «станок-приспособление-инструмент-деталь», а также субъективные факторы, такие, как квалификация работника, климатические условия и др. Допустимая величина погрешностей изготовления определяется исходя из оценки эксплуатационных параметров изделия.

Аналогично, невозможно абсолютно точно измерить размеры и другие габаритные характеристики деталей, составляющих изделия, что также обусловлено множеством объективных и субъективных причин (классом

точности средств измерений, квалификацией работника, условиями измерений и др.)

Виды отклонений геометрических параметров

1. Отклонения размеров;
2. Отклонения расположения поверхностей;
3. Отклонения формы поверхностей;
4. Отклонения шероховатости поверхностей.

Источники погрешностей обработки деталей, приводящие к отклонениям параметров

1. Неточности станка;
2. Неточности приспособления;
3. Неточности установки инструмента;
4. Деформации обрабатываемых деталей.

Достоинства взаимозаменяемости:

1. Упрощается процесс проектирования;
2. Упрощается сборка изделий;
3. Снижается квалификация исполнителей;
4. Удешевляется производство;
5. Обеспечиваются специализация, кооперация и предпосылки организации

поточного производства.

Стандартизация

Важнейшим фактором обеспечения взаимозаменяемости является стандартизация – деятельность, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения в определенной области (в данном случае – приборостроении). Основными принципами стандартизации являются: сбалансированность интересов разработчиков; системность и комплексность – рассмотрение каждого объекта разработки, как части более сложной системы; динамичность и опережающее развитие стандартизации, учитывающие возможность появления новых изделий и технологических процессов.

Закон о стандартизации №5154 от 10.06.1993 г. Содержит нормативные документы по стандартизации; данные о системе государственного контроля и надзора за стандартами; сведения об ответственности за нарушение стандартов.

Размеры

Чтобы действительный размер обеспечивал функциональную годность детали, нет необходимости стремиться к возможной наивысшей точности, вызывающей неоправданное удорожание производства. Исходя из анализа эксплуатационных факторов, конструктор определяет возможную величину погрешности («вилку размера»), при которой изделие будет соответствовать назначению. Таким образом, после расчета номинального размера устанавливают два предельных размера: наибольший и наименьший, определяющие возможные колебания размеров годных деталей. На чертежах эти наибольшие и наименьшие размеры указываются в виде предельных отклонений от номинального размера.

Основные определения

Основные определения иллюстрируются рис. 2.

Размер – это числовое значение величины (диаметры, длины, глубины и т. д.), в выбранных единицах измерения.

Номинальный размер ($D, d, L, \dots$) – это размер относительно которого определяются отклонения и который указывается на чертеже.

Номинальный размер соединения – общий для соединяемых деталей основной размер, то есть общий для отверстия и вала номинальный размер ($D = d$).

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

Предельные размеры (D_{max} и D_{min} , d_{max} и d_{min}) – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться, или которым может быть равен действительный размер.

Разрабатываемые приборы, узлы, детали характеризуются определёнными геометрическими и функциональными параметрами, выполненными с определённой *степенью приближения* к расчётным, то есть с тем или иным допуском (T).

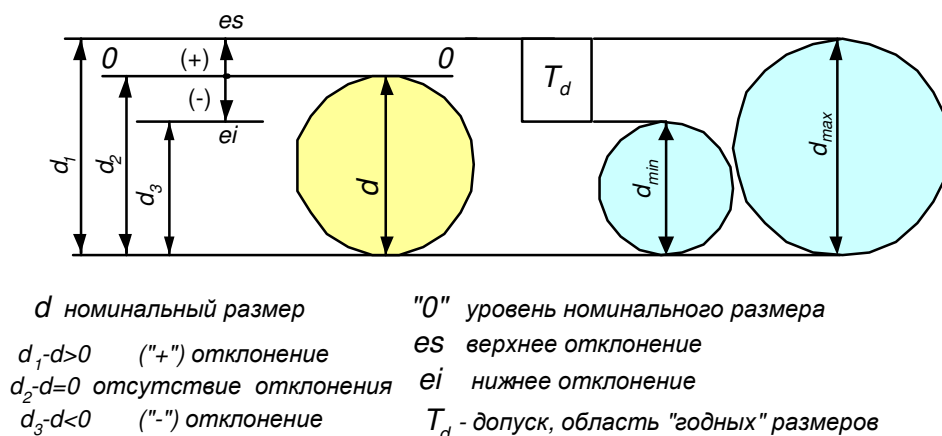


Рис. 2. Основные обозначения

Основные виды размеров (рис. 3):

1. Наружные (1), охватываемые (измерительным инструментом), обобщённое название – «валы». При обработке поверхности, формирующей размер (обточке), размер вала уменьшается (1^1);

2. Внутренние (2), охватывающие мерительный инструмент, обобщённое название – «отверстия». При обработке (расточке) отверстия его размер увеличивается (2^1);

3. Ступенчатые (3) или свободные размеры (глубина паза, высота уступа). При обработке размер может, как уменьшаться ($3''$), так и увеличиваться ($3'$).

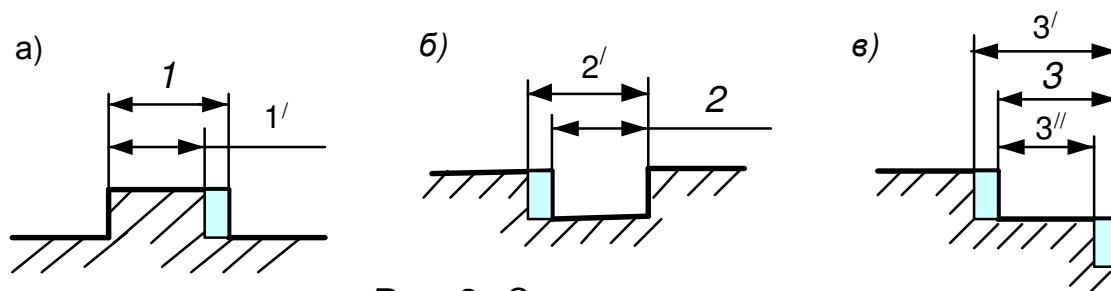


Рис. 3 . Основные размеры

Другие виды размеров (рис. 4):

1. Угловые;
2. Радиусные;
3. Размеры криволинейных поверхностей сложного сечения задаются таблично, как $y = f(x)$,
4. Прочие размеры, например, длина резьбовой части, зона термообработки и т. д.

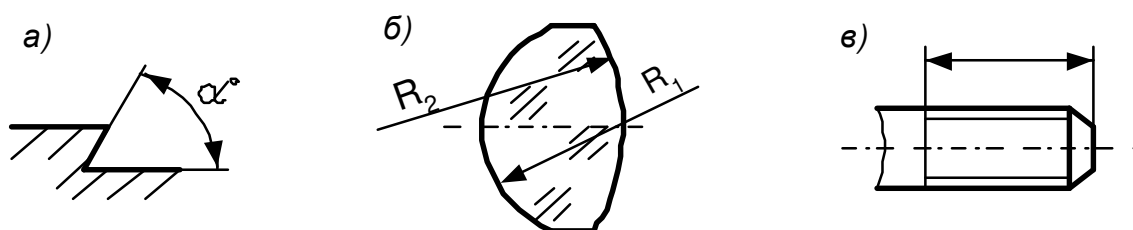


Рис. 4 . "Другие" размеры

Пример определения вида размера: размеры шпоночного соединения (рис. 5):

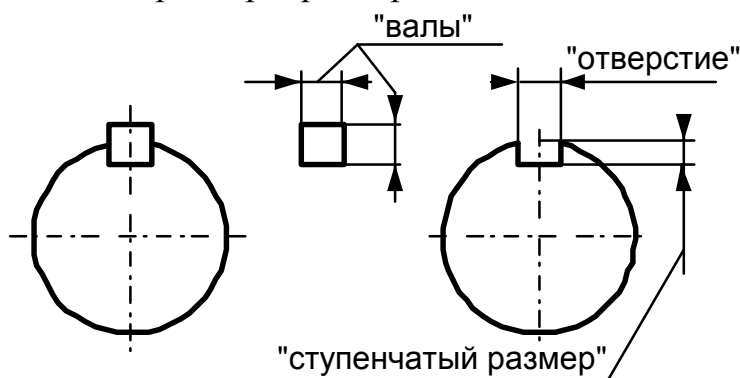


Рис. 5. Виды размеров

Нанесение размеров на чертежах

Способы нанесения размеров (рис. 6):

1. Цепной способ (рис. 6а). Обеспечивается точность расположения каждого последующего звена относительно предыдущего. Недостаток – последовательное снижение точности расположения элементов относительно некоторой общей базы.

2. Координатный способ (рис. 6б). Размеры устанавливаются как координаты относительно базы, общей для всех размеров. Обеспечивается наибольшая точность расположения элементов относительно общей базы. При этом не всегда можно удовлетворить все конструктивно-сборочные требования.

3. Комбинированный способ (рис. 6в) – наиболее распространённый на практике. Обеспечиваются необходимая точность исполнения наиболее ответственных размеров (указанием размеров цепным способом), а для элементов, требующих точного расположения размеры указываются относительно общей базы, то есть, координатным способом.

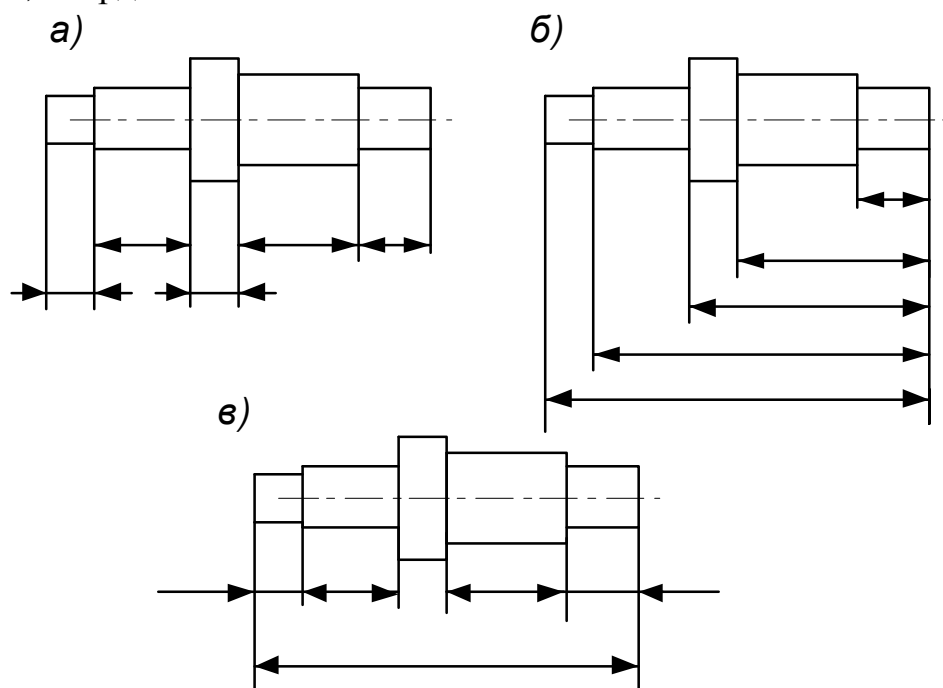


Рис. 6. Способы простановки размеров

При нанесении размеров на чертеже деталь должна рассматриваться не изолированно, а во взаимодействии с другими деталями сборочной единицы, то есть, размеры следует наносить от *конструкторских баз*.

Базой называется поверхность или ось, относительно которой определяется положение других поверхностей или осей детали. Конструкторской базой называют поверхность или сочетание поверхностей, принадлежащих детали, и используемых для определения ее положения в изделии. Если конструкторская база определяет собственное положение детали, она называется *основной*; если же конструкторская база определяет положение присоединяемых деталей, она называется *вспомогательной* (рис.7). Поверхности стоек 2 и 5, контактирующие с основанием 1 являются основными, так как они определяют положение в узле самих стоек 2 и 5. Верхняя поверхность основания 1, определяющая положение не самого основания, а стоек 2 и 5, является вспомогательной конструкторской базой. Отверстия в стойках являются вспомогательными, а поверхности вала 3, входящие в эти отверстия – основные. Напротив, поверхность средней части вала является вспомогательной конструкторской базой по отношению к посадочному отверстию шестерни 4.

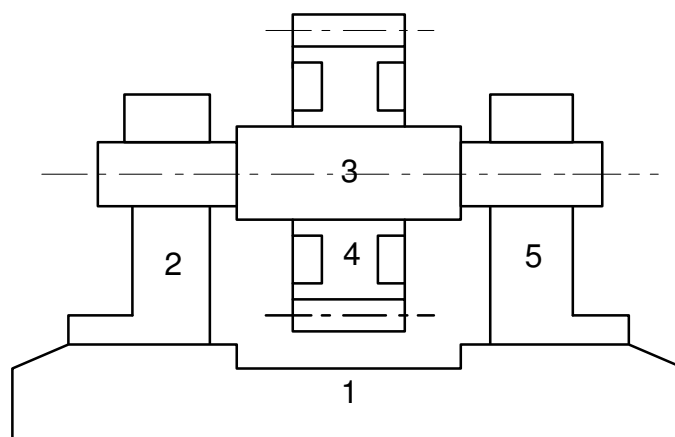


Рис. 7. Конструкторские базы

Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел, и ряды нормальных линейных размеров.

Любой размер, полученный в результате расчёта или выбранный по конструктивным соображениям, должен быть округлён до ближайшего (как правило, большего) значения из ряда нормальных линейных размеров и уже в таком виде может быть нанесён на чертёж. ГОСТ 6636-69 содержит четыре основных ряда чисел от 0.001 до 20000 мм. Эти ряды размеров представляют собой геометрические прогрессии $a_n = a_1 q^{n-1}$, со знаменателем $q = \sqrt[n]{10}$, где R – номер десятичного ряда, равный 5, 10, 20 и 40. Стандарт построен на основе рядов предпочтительных чисел, принятых во всём мире в качестве универсальной системы числовых значений любых параметров и размеров. Для размеров от 1 до 10 мм ряд $Ra5$ (табл. 1) содержит только 5 чисел (1; 1.6; 2.5; 4; 6.3), ряд $Ra10$ – 10, ряд $Ra20$ – 20, ряд $Ra40$ – 40 чисел. Размеры менее 1 и более 9.5 получают умножением чисел таблицы на 0.01; 0.1; 10 и 100. Исключение составляют числа 115 и 120 мм, вместо которых употребляются 120 и 125 мм соответственно.

Нормальные линейные размеры

Таблица 1

Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
1.0	1.0	1.0	1.0		3.2	3.2	3.2
			1.05				3.4
		1.1	1.1			3.6	3.6
			1.15				3.8
	1.2	1.2	1.2	4.0	4.0	4.0	4.0
			1.3				4.2
		1.4	1.4			4.5	4.5
			1.5				4.8
1.6	1.6	1.6	1.6		5.0	5.0	5.0
			1.7				5.3
		1.8	1.8			5.6	5.6
			1.9				6.0

	2.0	2.0	2.0	6.3	6.3	6.3	6.3
			2.1				6.7
		2.2	2.2			7.1	7.1
			2.4				7.5
2.5	2.5	2.5	2.5		8.0	8.0	8.0
			2.6				8.5
			2.8			9.0	9.0
		3.0	3.0				9.5

Допуски и отклонения размеров

Допуск размера T , (рис. 8) есть разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. T определяет величину возможного изменения (допустимого рассеяния) действительных размеров годных деталей, то есть заданную точность обработки. Допуски внутренних и наружных размеров называются соответственно допуском отверстия $T_D = D_{\max} - D_{\min}$ и допуском вала $T_d = d_{\max} - d_{\min}$.

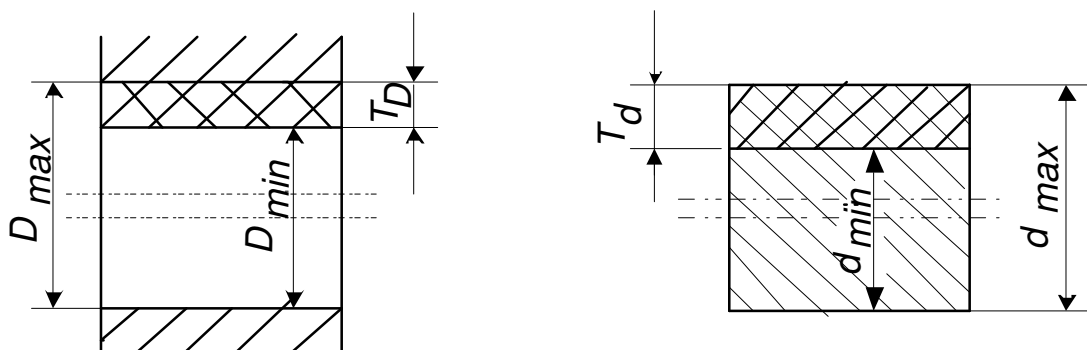


Рис. 8. Допуски и отклонения размеров

Обозначения размеров на чертежах

На чертеже вместо двух размеров: наибольшего и наименьшего из возможных, проставляют номинальный размер и его предельные отклонения (рис. 9): D_{EI}^{ES} – для отверстия и d_{ei}^{es} – для вала.

Верхним отклонением (отверстия ES, вала es, других видов размеров Es) называется алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами, т.е. наибольший предельный размер задается верхним отклонением от номинального размера

$$ES = D_{\max} - D; \quad es = d_{\max} - d; \quad Es = L_{\max} - L.$$

Нижним отклонением (отверстия EI, вала ei, других видов размеров Ei) называется алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами, т.е. наименьший предельный размер задается нижним отклонением от номинального размера

$$EI = D_{\min} - D; \quad ei = d_{\min} - d; \quad Ei = L_{\min} - L;$$

Средним отклонением (отверстия E_m , вала e_m , других размеров) называется алгебраическая разность между средним и номинальным размерами:

$$Em = D_m - D; \quad e_m = d_m - d; \quad \Delta_m = L_m - L$$

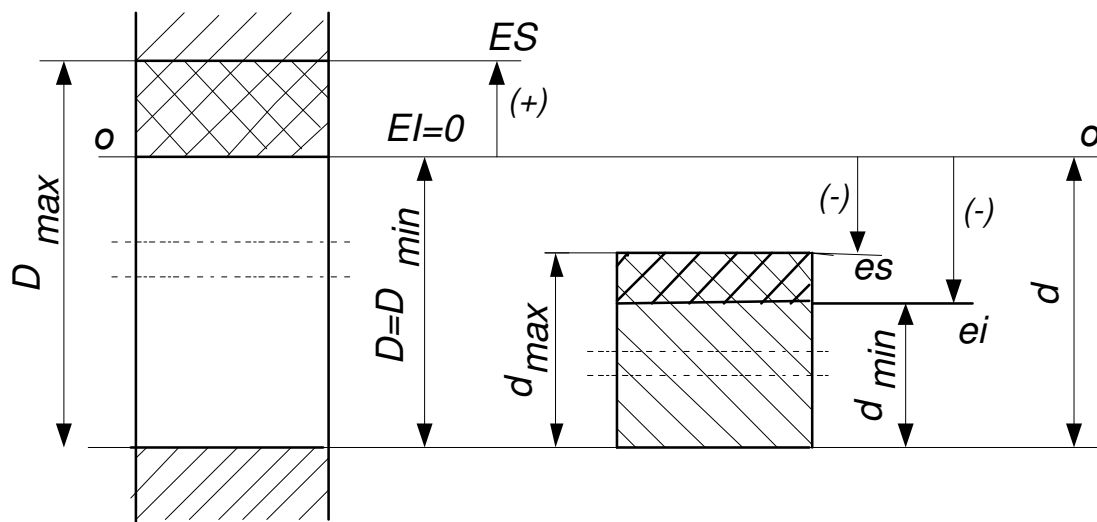


Рис. 9. Обозначения отклонений

При графической иллюстрации понятий допусков вместо полного изображения отверстий и валов с предельными размерами применяют схематичные – с указанием предельных отклонений относительно так называемой нулевой линии – горизонтальной линии, соответствующей номинальному размеру, от которой откладываются предельные отклонения размеров (мкм), вверх – со знаком плюс и вниз – со знаком минус, (рис. 10).

Зона, заключенная между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям, называется полем допуска. Поле допуска отличается от допуска тем, что оно определяет не только величину, но и расположение относительно номинального размера.

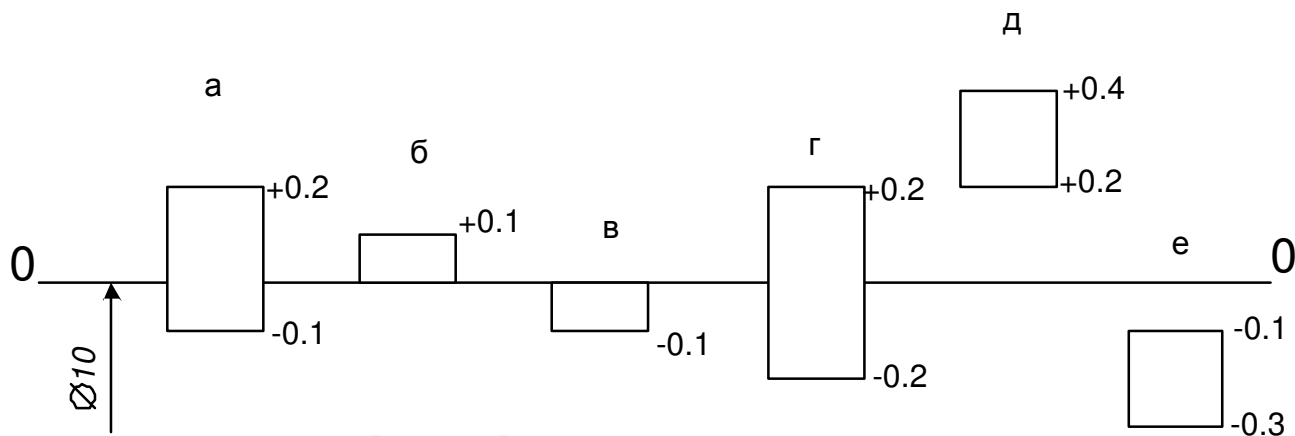


Рис. 10. Расположение полей допусков

Поле допуска по отношению к нулевой линии может располагаться по-разному: асимметричное двустороннее расположение (рис. 10.а; $10^{+0.2}_{-0.1}$), асимметричное одностороннее с нижним отклонением, равным нулю (рис. 10.б; $10^{+0.1}$), асимметричное одностороннее с верхним отклонением, равным нулю (рис. 10.в; $10_{-0.1}$), симметричное двустороннее (рис. 10, г; 10 ± 0.2), асимметричное одностороннее с плюсовыми отклонениями (рис. 10.д; $10^{+0.4}_{+0.2}$), асимметричное одностороннее с минусовыми отклонениями (рис. 10.е; $10^{-0.1}_{-0.3}$).

Пример правильности чтения размеров иллюстрируется таблицей 2.

Иллюстрация обозначения размеров на чертежах

Таблица 2

Основные понятия, выявляемые при чтении размера	Обозначение размера на чертеже, мм					
	$10^{+0.2}_{-0.1}$	$10^{+0.1}$	$10_{-0.1}$	10 ± 0.2	$10^{+0.4}_{+0.2}$	$10^{-0.1}_{-0.3}$
Номинальный размер, мм	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
Верхнее предельное отклонение, мм	+0.2	+0.1	0	+0.2	+0.4	-0.1
Нижнее предельное отклонение, мм	-0.1	0	-0.1	-0.2	+0.2	-0.3
Наибольший предельный размер, мм	10.2	10.1	10.0	10.2	10.4	9.9
Наименьший предельный размер, мм	9.9	10.0	9.9	9.8	10.2	9.7
Допуск, мм	0.3	0.1	0.1	0.4	0.2	0.2

Условие годности

Действительный размер (установленный измерением) будет годным, если он окажется не больше наибольшего предельного размера и не меньше наименьшего предельного размера. Следует подчеркнуть, что действительный размер сравнивается с предельными размерами, а не с номинальным размером, который лишь является исходным для назначения предельных размеров.

Пример определения годности размеров иллюстрируется таблицей 3.

Определение годности действительных размеров

Таблица 3

Действительные размеры, мм	Обозначение размера на чертеже, мм					
	$10^{+0.2}_{-0.1}$	$10^{+0.1}$	$10_{-0.1}$	10 ± 0.2	$10^{+0.4}_{+0.2}$	$10^{-0.1}_{-0.3}$
	Заключение о годности					
9.7	брак	брак	брак	брак	брак	годен
9.9	годен	брак	годен	годен	брак	годен
10.0	годен	годен	годен	годен	брак	брак
10.1	годен	годен	брак	годен	брак	брак
10.3	брак	брак	брак	брак	годен	брак
10.5	брак	брак	брак	брак	брак	брак

Примеры решения задач

Пример 1. Выбрать номинальные размеры вала.

Условие: при расчёте на прочность получено (рис. 11): $d_1 = 38.62$ мм; $d_2 = 15.3$ мм; $l_1 = 61.5$ мм; $l_2 = 24.15$ мм.

Решение: по ГОСТ 6636-69, ряд $Ra5$ принимаем $d_1 = 40$ мм; $d_2 = 16$ мм; $l_1 = 63$ мм; $l_2 = 25$ мм.

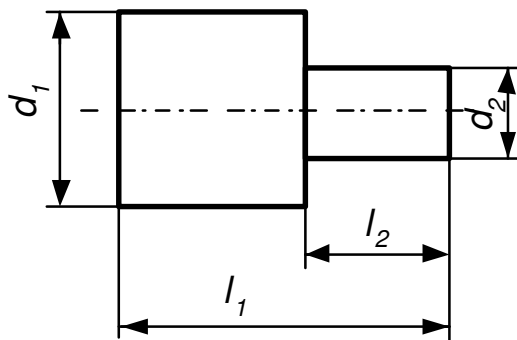


Рис. 11. К примеру 1

Пример 2. Изобразить графически поле допуска вала.

Условие: номинальный размер $\Phi 25$ мм, верхнее отклонение $es = +0.015$ мм, нижнее отклонение $ei = +0.002$ мм.

Решение: на рис. 12.

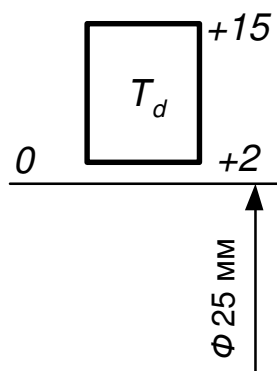


Рис. 12. К примеру 2

Пример 3. Определить годность размера по результатам измерения.

Условие: на чертеже указан диаметр $\Phi 32 \pm 0.05$; измерением установлен действительный размер $d = 31.72$ мм.

Решение: размер считается годным, если соблюдается условие $d_{\max} \geq d \geq d_{\min}$. $d_{\max} = 32 + 0.05 = 32.05$ мм; $d_{\min} = 32 - 0.05 = 31.95$ мм. Поскольку $d = 31.72 \leq 31.95 = d_{\min}$, то размер детали негодный.

Пример 4. Произвести определение годности действительных размеров вала.

Условие: на чертеже обозначен диаметр вала $d 15^{+0.3}_{-0.2}$; измерением установлен действительный диаметр $d 15.6$ мм.

Решение: поскольку $d_{\max} = 15.3 < d = 15.6$, то вал следует отнести к категории брака. Однако, при доработке (снятии слоя металла) можно выполнить условие, заданное чертежом. Учитывая это, вал следует отнести к *исправимому* браку.

Пример 5. . Произвести определение годности действительных размеров отверстия.

Условие: на чертеже обозначен диаметр отверстия $15^{+0.4}$; измерением установлен действительный диаметр $D = 15.6$ мм.

Решение: поскольку $D_{\max} = 15.4 < D = 15.6$, то отверстие следует отнести к категории брака.

Пример 6. У вала номинального размера 40 мм один предельный размер равен 39.99 мм и одно предельное отклонение равно +15 мкм. Определить второй предельный размер, второе предельное отклонение и допуск вала.

Решение. Второй предельный размер определяется как сумма номинального размера и предельного отклонения: $40 + (+0.015) = 40.015$ мм (и это наибольший предельный размер вала $d_{\max}$); следовательно, отклонение +0.015 мкм есть верхнее отклонение вала es , а известный предельный размер 39.99 мм есть наименьший предельный размер $d_{\min}$. Нижнее отклонение $ei = d_{\min} - d = 39.99 - 40 = -0.01$ мм. Допуск вала $T_d = es - ei = +0.015 - (-0.01) = 0.025$ мм.

Пример 7. У отверстия диаметром 20 мм $D_{\min} = 19.99$ мм и допуск $T_D = 15$ мкм. Определить верхнее отклонение отверстия.

Решение.

Первый способ. Нижнее отклонение отверстия $EI = D_{\min} - D = 19.99 - 20 = -0.01$ мм. Тогда $ES = EI + T_D = (-0.01) + 0.015 = +0.005$ мм.

Второй способ. $D_{\max} = D_{\min} + T_D = 19.99 + 0.015 = 20.005$ мм.

Тогда $ES = D_{\max} - D = 20.005 - 20 = +0.005$ мм.

Тесты

1. Выбрать номинальные размеры диаметров и длин валов по указанному ряду предпочтительности, если при расчёте размеров деталей получены следующие значения d и l :

Расчётные размеры, мм	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Ряды по ГОСТ 6636-69									
	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>	<i>Ra20</i>	<i>Ra40</i>	<i>Ra5</i>	<i>Ra10</i>
d	37.5	11.5	167	71	2.4	319	78	243	318	16
l	59	5.6	86	21.6	1.4	248	76	98	318	15.6

2. Определить величину допуска T , наибольший $d_{\max}$ и наименьший $d_{\min}$ предельные размеры по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям.

Варианты	1	2	3	4	5
Номинальные размеры и предельные отклонения	$1.6^{+0.2}$	1.0 ± 0.004	$2.5^{+0.016}_{+0.010}$	$3.2_{-0.08}$	$12_{-0.105}^{-0.045}$
	$16_{-0.032}^{-0.007}$	$10_{-0.2}$	$63_{-0.6}^{-0.4}$	$25_{+0.100}^{+0.145}$	42 ± 0.008
	$32_{-0.034}^{-0.0034}$	$40^{+0.025}$	$25^{+0.04}$	$50_{-0.017}$	$100_{-0.090}^{-0.036}$
	36 ± 0.02	$38_{+0.030}^{+0.047}$	25 ± 0.2	$50_{+0.004}^{+0.015}$	$16_{+0.004}^{+0.030}$
Варианты	6	7	8	9	10
Номинальные размеры и предельные отклонения	$2.9^{+0.3}$	$10_{-0.2}$	$2.5^{+0.016}$	$6.4_{-0.08}$	$3.8^{+0.04}$
	$16_{-0.100}^{+0.145}$	$40^{+0.025}$	$63_{-0.6}^{-0.4}$	$40_{+0.004}^{+0.015}$	$96_{+0.08}^{+0.12}$
	$32_{-0.034}^{-0.007}$	$30_{+0.004}^{+0.015}$	$25_{-0.04}$	$40_{-0.017}$	$12_{-0.105}^{-0.045}$
	34 ± 0.2	20 ± 0.2	53 ± 0.3	40 ± 0.05	42 ± 0.012

3. Определить верхнее и нижнее предельные отклонения вала по заданным номинальным и предельным размерам.

Размеры, мм	Варианты				
	1	2	3	4	5
Номинальный	4	5	8	10	12
Наибольший предельный	4.09	5.004	8.050	10	11.940
Наименьший предельный	4.01	4.996	7.972	9.984	11.820

Продолжение

Размеры, мм	Варианты				
	6	7	8	9	10
Номинальный	16	20	25	32	125
Наибольший предельный	15.98	20.056	25.007	31.975	125
Наименьший предельный	15.93	20.035	24.993	31.950	124.920

4. Изобразить графически поля допусков валов по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер, мм	120	140	160	180	200	220	250	325	350	390
Верхнее отклонение es , мкм	+40	+14	0	-50	0	+230	+45	-70	0	+20
Нижнее отклонение ei , мкм	+13	-14	-27	-90	-300	+140	+15	-125	-35	-20

5. Изобразить графически поля допусков отверстий по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер, мм	10	12	16	20	24	50	80	00	120	130
Верхнее отклонение ES , мкм	+100	-22	-3	-3	+16	+250	+20	-93	+450	+230
Нижнее отклонение EI , мкм	0	-48	-30	+36	-7	+80	-10	-140	+150	0

6. Изобразить графически поля допусков отверстий по заданным номинальным размерам и предельным отклонениям.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер, мм	10	12	16	20	24	50	80	100	120	130
Верхнее отклонение ES , мкм	+100	-22	-3	-3	+16	+250	+20	-93	+450	+230
Нижнее отклонение EI , мкм	0	-48	-30	+36	-7	+80	-10	-140	+150	0

7. Определить годность валов по результатам их измерений

	Обозначение на чертеже				
Варианты	1	2	3	4	5
Действительные размеры	85^{+260}_{+190}	85 ± 0.012	$85_{-0.023}$	$85^{+0.040}_{-0.075}$	$85^{+0.030}$
85.2					
85.1					
85.0					
84.9					
84.8					

Продолжение

	Обозначение на чертеже				
Варианты	6	7	8	9	10
Действительные размеры	110^{+260}_{+190}	110 ± 0.012	$110_{-0.023}$	$110^{+0.040}_{-0.075}$	$110^{+0.030}_{+0.004}$
110.2					
110.1					
110.0					
109.9					
109.8					

- Отверстие имеет номинальный размер 6 мм. При расточке требуется выдержать действительный размер в пределах 5.998 – 5.98 мм. Определить допуск на расточку.
- Выбрать правильное обозначение отклонений на чертежах деталей из следующих вариантов: 1) $40^{+0.100}$; 2) $40_0^{+0.100}$; 3) $40^{+0.10}$; 4) $40_0^{+0.10}$; 5) $40^{+0.1}$; 6) $40_0^{+0.1}$.
- Определить допуск, мкм, вала номинального размера 30 мм, предельные размеры которого 29.98 и 29.99 мм.
- Известны номинальный диаметр отверстия 10 мм, допуск отверстия 22 мкм и наименьший предельный размер отверстия 10.04 мм. Определить наибольший предельный размер отверстия.

- 12.Отверстие номинального размера 12 мм имеет предельные размеры 12.005 и 12.02 мм. Чему равен допуск отверстия?
- 13.Определить наименьший предельный размер вала, если известен его номинальный размер 90 мм, наибольший предельный размер 90.02 мм и допуск 35 мкм.
- 14.Вал номинального размера 15 мм имеет предельные размеры 15.012 и 15.03 мм. Определить es .
- 15.Вал номинального размера 40 мм имеет предельные размеры 40.015 и 39.99 мм. Определить ei .
- 16.Из размеров отверстий с различными предельными отклонениями:
- $$1) 8^{+0.016}_{+0.006}; 2) 8^{+0.016}_{-0.006}; 3) 8^{+0.006}_{-0.016}; 4) 8_{-0.006}; 5) 8^{-0.006}_{-0.016},$$
- определить тот, у которого $D_{\max} = 8.006$ мм.
- 17.Отверстие номинального размера 30 мм имеет предельные размеры 30.022 и 30.01 мм. Определить EI , мкм.
- 18.Вал диаметром 9 мм имеет наибольший предельный размер 8.96 мм и среднее отклонение -58 мкм. Определить допуск вала, мкм.
- 19.Отверстие номинального диаметра 6 мм имеет верхнее отклонение +0.01 мм и средний диаметр $D_m = 6.001$. Чему равен допуск отверстия, мкм?
- 20.Определить $d_{\max}$, если $d = 10$ мм, $ei = -15$ мкм и $T_d = 0.02$ мм
- 21.Определить T_D , мкм, если $D = 85$ мм, $D_{\min} = 84.98$ мм и $E_m = +7$ мкм.
- 22.Известно, что у вала номинального размера 20 мм один предельный размер равен 19.99 и одно предельное отклонение равно +15 мкм. Определить второй предельный размер, второе предельное отклонение и допуск вала.
23. У отверстия диаметром 40 мм $D_{\min} = 39.99$ мм и допуск $T_D = 15$ мкм. Определить верхнее отклонение отверстия.
- 24.Номинальный диаметр вала 15 мм; допуск $T_d = 0.07$ мм; верхнее отклонение $es = -0.05$ мм. Определить наименьший предельный размер вала.
- 25.Номинальный диаметр вала 15 мм; минимальный диаметр $d_{\min} = 14.95$ мм и $e_m = -41$ мкм. Определить наибольший предельный размер вала.

Контрольные вопросы

1. Понятие и виды взаимозаменяемости.
2. В чём разница между номинальным и действительным размерами?
3. Какие размеры называют предельными?

4. Как связаны между собой предельные размер, номинальный размер и предельные отклонения?
5. Как связаны между собой предельные размеры, отклонения и допуск?
6. Какие элементы деталей имеют обобщённое название «отверстие»?
7. Какие элементы деталей имеют обобщённое название «вал»?
8. В чём различие между понятиями «допуск» и «поле допуска»?
9. Как графически изображаются размеры, отклонения и поле допуска?
10. Как наносятся предельные отклонения на чертежах деталей?
11. В чём суть понятия «условие годности размера»?
12. В чём суть понятия «исправимый брак» и его отличие от понятия «неисправимый брак»?

К заданию по самостоятельной проработке по тематике главы.

Выполнить эскизную проработку (произвести графические иллюстрации) понятий, изложенных в главе, на примерах реальных деталей простой геометрической формы, показав, чем графически характеризуются посадки с гарантированным зазором, скользящие, переходные, с натягом; привести примеры определения обобщенного типа размеров;

Глава 2.

Соединения и посадки

Детали в изделиях не являются изолированными, а сопрягаются друг с другом отдельными поверхностями или их фрагментами. Характер этого взаимодействия, определяющий эксплуатационные свойства сопрягаемой пары, называется *посадкой*. По характеру соединения различают посадки с зазором, с натягом и переходные.

Предметом курса «основы взаимозаменяемости» является выяснение условий обеспечения взаимозаменяемости при конструировании приборов и решении других задач, связанных с обеспечением высококачественной работы изделий.

Соединение деталей может происходить с зазором, если размер отверстия больше размера вала, или с натягом, если размер вала до сборки больше размера отверстия.

Зазором S называется положительная разность размеров отверстия и вала (рис. 13), создающая свободу относительного вращения в подвижных соединениях ($D > d_1$). При этом образуется подвижная посадка.

Натягом N называется положительная разность размеров вала и отверстия до сборки деталей в узел, обеспечивающая прочность их неподвижного соединения ($d_2 > D$). В этом случае образуется неподвижная посадка.

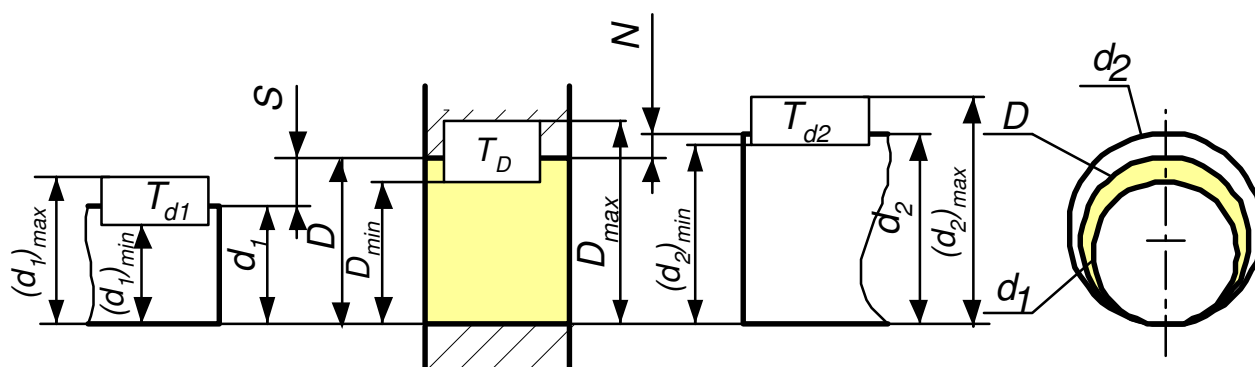


Рис. 13. Соединения и посадки

Предельные зазоры и натяги в посадках. Допуск посадки

Из-за неточности выполнения размеров сопрягаемых деталей, требуемые зазоры или натяги в соединениях не могут быть выдержаны абсолютно точно. Действительные значения зазоров или натягов будут колебаться в зависимости от допусков на размеры сопрягаемых деталей (T_D , T_{d1} , T_{d2} на рис. 13), т.е. рассеяние значений зазоров или натягов зависит от рассеяния размеров отверстия и вала.

В подвижных посадках (посадки с зазором) зазор может изменяться от наименьшего до наибольшего предельного значения.

Наименьший (гарантированный) зазор S_{min} (рис. 14) есть положительная разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала, или между нижним отклонением отверстия и верхним отклонением вала:

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EI - es$$

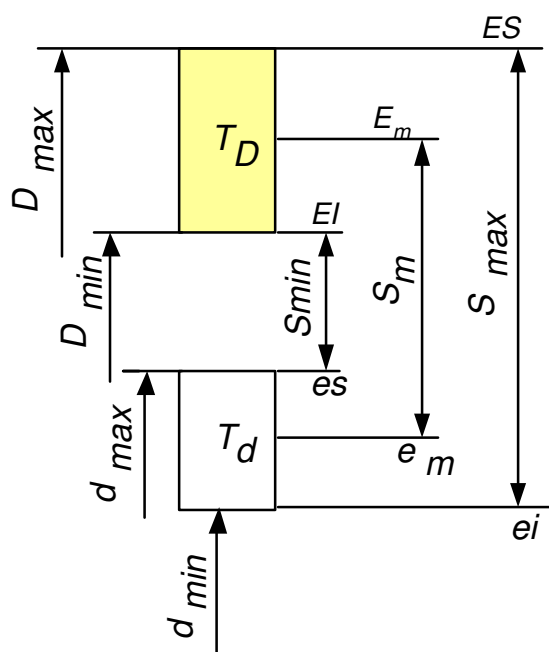


Рис. 14. Посадка с зазором

Наибольший зазор S_{max} есть положительная разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала, или между верхним отклонением отверстия и нижним отклонением вала:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei$$

Средний (наиболее вероятный) зазор S_m есть положительная разность между средними размерами или средними отклонениями отверстия и вала, или среднее арифметическое наибольшего и наименьшего зазора:

$$S_m = D_m - d_m = E_m - e_m = (S_{max} + S_{min}) / 2$$

Допуск зазора T_s (допуск посадки) определяет возможное (или допустимое) колебание величины зазора в соединении, т.е. определяет точность посадки. Чем меньше допуск посадки, тем она точнее. Разность предельных значений зазора (наибольшего и наименьшего) или сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение (рис. 14) и есть допуск зазора или *допуск посадки*:

$$T_s = S_{max} - S_{min} = T_D + T_d$$

Расположение полей допусков при сопряжении деталей с гарантированным зазором представлено на рис. 15.

К посадкам с зазором относится также посадка, у которой наименьший зазор $S_{min} = 0$ (рис. 16). Такую посадку называют скользящей. На схеме посадки нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала.

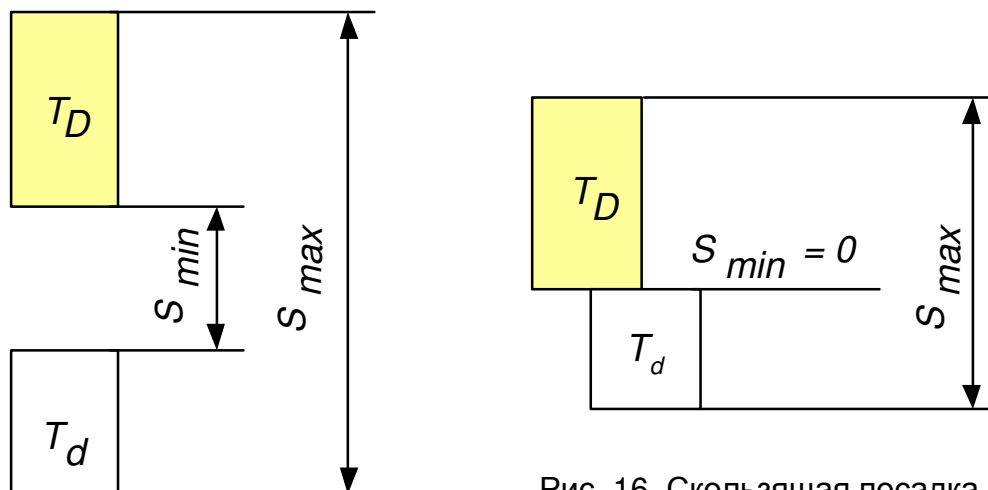


Рис. 16. Скользящая посадка

Рис. 15. Посадка с гарантированным зазором

Для посадок с натягом предельные и среднее значения натяга N_{max} , N_{min} , N_m (рис. 17) и допуск натяга (допуск посадки) могут быть определены по формулам:

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES = -S_{max}$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI = -S_{min}$$

$$N_m = d_m - D_m = e_m - E_m = (N_{max} - N_{min}) / 2 = -S_m$$

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d$$

У переходных посадок поля допусков частично или полностью совпадают, что приводит к возможности получения в соединениях реально изготовленных сопрягаемых деталей как зазоров, так и натягов. Расположение полей допусков, при котором возможно образование соединений, как с зазором, так и с натягом, представлено на рис. 18.

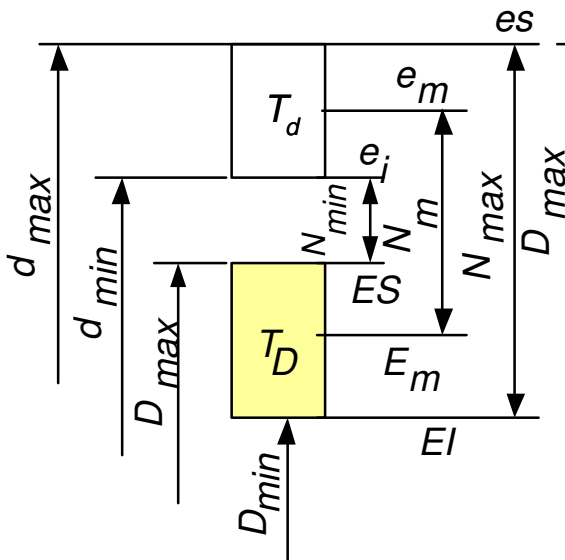


Рис. 17. Посадка с натягом

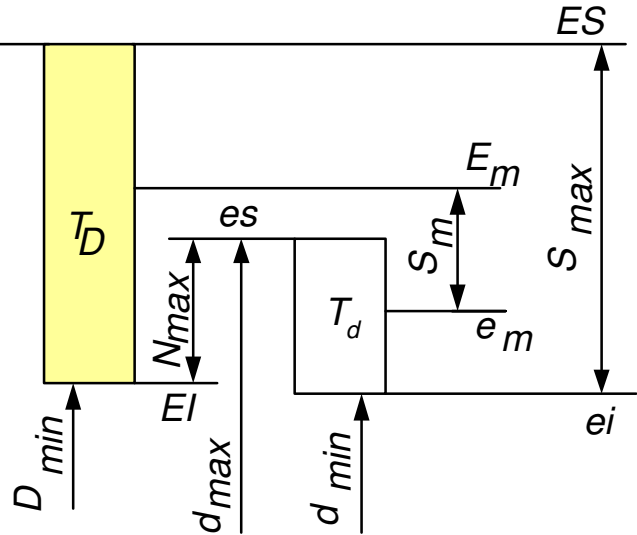


Рис. 18. Переходная посадка

Изменение характера сопряжения в зависимости от взаимного расположения полей допусков представлено на рис. 19.

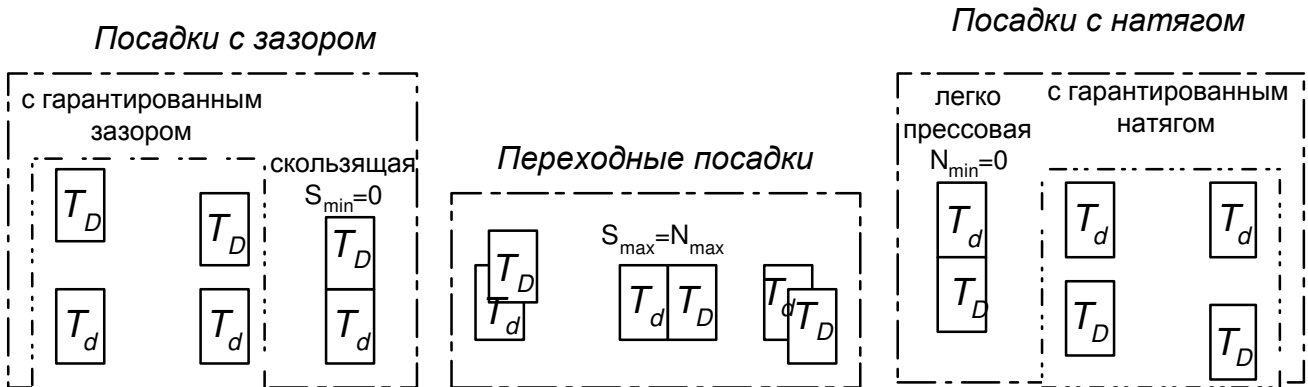


Рис. 19. Варианты сопряжений

Принципы построения системы допусков и посадок (ЕСДП)

1-й принцип. Установлено 20 квалитетов по точности изготовления и определены формулы для расчета допусков.

Было принято, что 2 или несколько деталей разных размеров следует считать изготовленными с одинаковой точностью и принадлежащими к одному квалитету, если они однотипны и изготавливаются на однотипном оборудовании.

Например, точность валов, изготавливаемых шлифованием во всем диапазоне размеров одинакова, несмотря на то, что погрешность обработки растет с увеличением размера обрабатываемой детали.

Допуск IT рассчитывается по формуле

$$IT = ki;$$

где k – число единиц допуска, установленных для каждого качества;

i – единица допуска, зависящая только от размера (табл. 2.1).

Стандартом установлены качества: 01,0, 1,2,3,...,17,18.

Самые точные качества (01,0,1,2,3,4) как правило, применяются при изготовлении образцовых мер и калибров.

Качества с 5 по 11 – для сопрягаемых элементов деталей; качества с 12 по 18 – для несопрягаемых деталей.

Чтобы максимально сократить число допусков при построении рядов допусков, установлены интервалы размеров, внутри которых для данного качества допуск не меняется.

Если же определять допуск T по формуле (2.9) для каждого размера в отдельности (в диапазоне от 1 до 500 мм имеется 109 различных номинальных размеров), то получится очень громоздкая таблица допусков. Кроме того, для ряда смежных размеров допуски отличались бы на незначительную величину. Поэтому для упрощения расчетов, сокращения таблиц и получения более компактной и удобной для практических целей системы допусков, весь диапазон размеров до 500 мм разбит на 13 основных интервалов, мм: до 3, 3-6, 6-10, 10-18, 18-30, 30-50, 50-80, 80-120, 120-180, 180-250, 250-315, 315-400, 400-500.

Для всех размеров, входящих в один и тот же интервал, допуски и отклонения установлены одинаковыми и подсчитаны в СДП по среднему геометрическому крайних значений каждого интервала:

$$D_u = \sqrt{D_{\max} D_{\min}}.$$

Таким образом, ряд числовых значений допусков должен быть построен исходя из ряда установленных качеств, определяемых различным значением коэффициента k , т.е. различным числом единиц допуска и ряда установленных интервалов номинальных размеров (таблица 2).

Таблица расчёта допусков

Таблица 2

Качество	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500
Допуск для размеров до 500 мм	$IT = ki$, где $i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D$, мкм													
Допуск для размеров свыше 500 до 3150 мм	$IT = kI$, где $I = 0,004D + 2,1$, мкм													
Примечание	1. D – среднее геометрическое из крайних значений каждого интервала номинальных размеров, мм 2. Таблица приведена в сокращении													

В ГОСТ 25346-89 приведены числовые значения допусков для каждого квалитета и с учетом номинальных размеров. В сокращенном виде (для наиболее распространенных в приборостроении квалитетов – с 5-го по 12-й) значения допусков приведены в таблице 3.

Значения допусков, мкм (выборка по ГОСТ 25346-89)

Таблица 3

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитеты							
	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150
Св.10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180
Св.18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210
Св.30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250
Св.50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300
Св.80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350
Св.120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400
Св.180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520
Св.315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570
Св.400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630

2-й принцип. Установлены основные отклонения валов и отверстий.

Основное отклонение – это одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии.

В СДП установлено по 28 основных отклонений валов и отверстий, которые обозначаются строчными для валов и прописными для отверстий буквами латинского алфавита (таблица 4).

Схема расположения основных отклонений для размеров до 500 мм приведена в сокращении на рис.20. Для каждого буквенного обозначения величина и знак основного отклонения вала (и отверстия) определяются по соответствующим эмпирическим формулам.

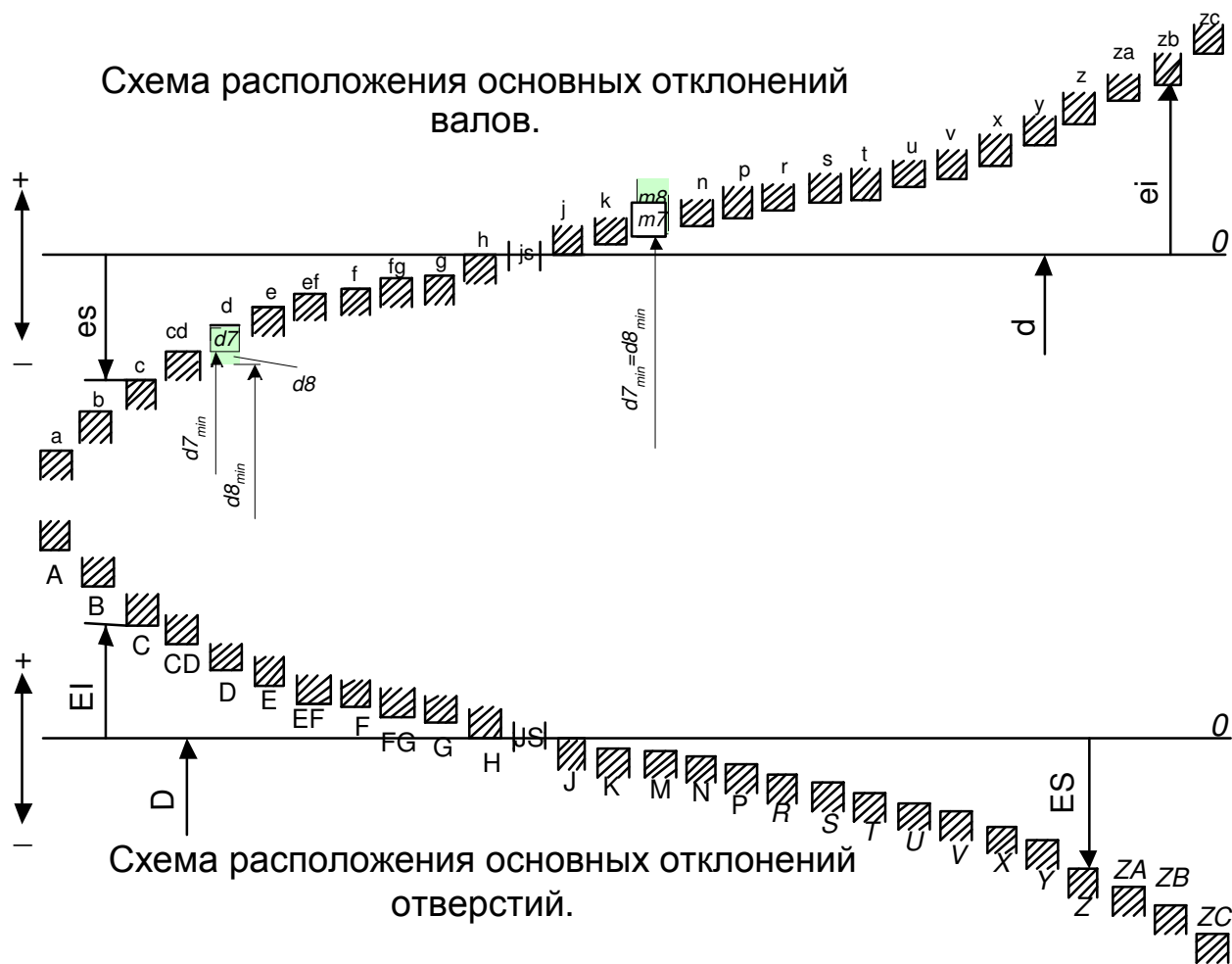


Рис. 20. Расположение основных отклонений

Таблица основных отклонений

Таблица 4

ВАЛЫ			
Верхнее отклонение es (-)	$\pm$	Нижнее отклонение ei (+)	
$a\ b\ c\ cd\ d\ e\ ef\ fg\ g\ h$	js	$j\ k\ m\ n$	$p\ r\ s\ t\ u\ v\ x\ y\ z\ za\ zb\ zc$
Посадки с зазором	Переходные посадки		Посадки с натягом
$A\ B\ C\ CD\ D\ E\ EF\ F\ FG\ G\ H$	JS	$J\ K\ M\ N$	$P\ R\ S\ T\ U\ V\ X\ Y\ Z\ ZA\ ZB\ ZC$
Нижнее отклонение $EI(+)$	$\pm$	Верхнее отклонение ES (-)	
ОТВЕРСТИЯ			

Числовое значение каждого основного отклонения вала изменяется в зависимости от интервалов размеров и не зависит от качества, т.е. остается постоянным (кроме валов j и k) для всех качеств при одном и том же номинальном размере. Вторая граница поля допуска на рис. 20 не указана, т.к. второе предельное отклонение зависит от значения допуска размера, различного для каждого качества.

Фрагмент, иллюстрирующий расположение основных отклонений валов в области образования посадок с зазором, в мкм, (верхнее отклонение со знаком «-») приведен в таблице 5 и на рис. 21.

Основные отклонения валов (фрагмент)

Таблица 5

Интервал номинальных размеров, мм	Основные отклонения							
	a	b	c	d	e	f	g	h
До 3								
Св. 3 до 6								
Св.6 до 10	280	150	80	40	25	13	5	0
Св.10 до 18	290	150	95	50	32	16	6	0
Св.18 до 30	300	160	110	65	40	20	7	0
Св. 30 до 50								
Св. 50 до 80								

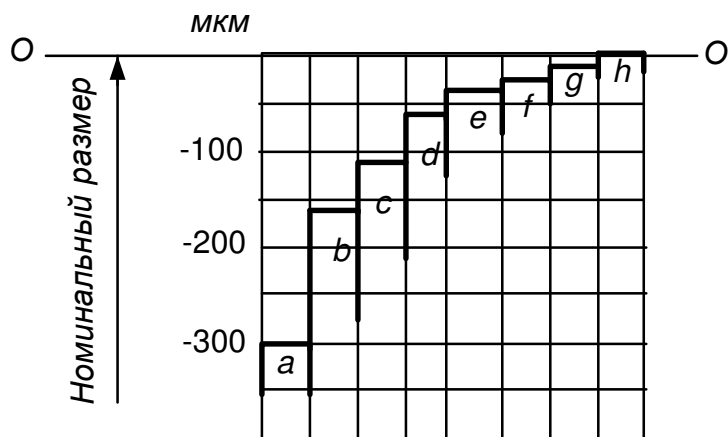


Рис. 21. Фрагмент расположения отклонений

Основные отклонения отверстий определяются:

$EI = -es$ при основных отклонениях от A до H,

$ES = -ei$ при основных отклонениях от J до ZC

Это правило формулируется следующим образом:

Основные отклонения отверстий должны располагаться симметрично соответствующим основным отклонениям валов относительно нулевой линии,

Исключение:

Для отверстий размером свыше 2 мм с отклонениями J, K, M, N до качества 8 и с отклонениями P – ZC до 7-го качества установлено правило:

$ES = ei + \Delta$, где $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$ – разность между допуском рассматриваемого качества и допуском ближайшего более точного качества.

3-й принцип. Предусмотрены системы образования посадок.

Предусмотрены посадки в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков вала с полем допуска основного отверстия (рис. 22).

Основное отверстие (H) – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

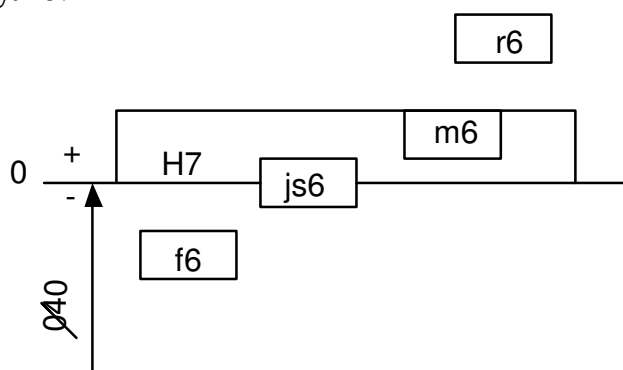


Рис. 22. Посадки в системе отверстия

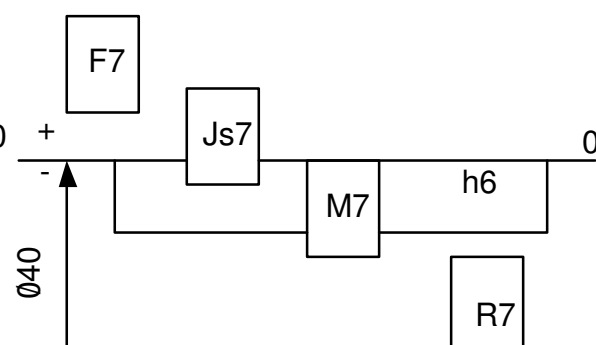


Рис. 23. Посадки в системе вала

Посадки в системе вала – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 23).

Основной вал (h) – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Точные отверстия обрабатываются дорогостоящим режущим и калибровочным инструментом (зенкерами, развертками, протяжками и др.). Каждый такой инструмент применяют для обработки только одного конкретного размера с определенным полем допуска.

Валы же независимо от размера обрабатывают одним и тем же резцом или шлифовальным кругом.

При широком применении системы вала необходимость в мерном инструменте многократно возрастает, поэтому предпочтение отдается системе отверстия.

Однако, в некоторых случаях по конструктивным соображениям приходится применять систему вала, например, когда требуется чередовать соединения нескольких отверстий одинакового номинального размера, но с разными посадками на одном валу.

В некоторых случаях целесообразно применять посадки, образованные таким сочетанием полей допусков отверстия и вала, когда ни одна из деталей не является основной. Такие посадки называются внесистемными.

Для обеспечения образования посадок в системе вала, аналогичных посадкам в системе отверстия, существует общее правило построения основных отклонений, заключающееся в том, что основные отклонения отверстий равны по величине и противоположны по знаку основным отклонениям валов, обозначенных той же буквой. Есть исключение: для получения идентичных зазоров и натягов в системах отверстия и вала у *переходных и прессовых посадок* отверстие данного качества соединяется (сопрягается) с валом ближайшего более точного качества; основные отклонения рассчитываются по специальной зависимости и поэтому становятся несимметричными.

4-й принцип. Установлена нормальная температура.

Допуски и предельные отклонения, установленные в стандарте, относятся к размерам деталей при температуре $+20^{\circ}\text{C}$.

Обозначение посадок на чертежах

Нанесение предельных отклонений размеров на чертежах осуществляется в соответствии ЕСКД (единая система конструкторской документации). Предусмотрено три возможных способа указания отклонений:

- 1) числовыми значениями предельных отклонений, например, $72^{+0.30}$;
- 2) условными обозначениями полей допусков, например, $72\text{H}7$;
- 3) условными обозначениями полей допусков с указанием в скобках числовых значений предельных отклонений, например, $72\text{H}7(^{+0.30})$.

Обозначение посадки на сборочном чертеже (в соответствии с ГОСТ 2.307-68) состоит из указания полей допусков сопрягаемых деталей, выполняемого в виде простой дроби. Вначале обозначения указывается номинальный размер соединения, затем над дробной чертой (в числителе) указывается поле допуска отверстия, а под чертой (в знаменателе) – поле допуска вала. Вместо условных обозначений полей допусков можно указывать численные значения предельных отклонений сопрягаемых деталей. Допускается также указание обозначений полей допусков с приведением в скобках численных значений предельных отклонений.

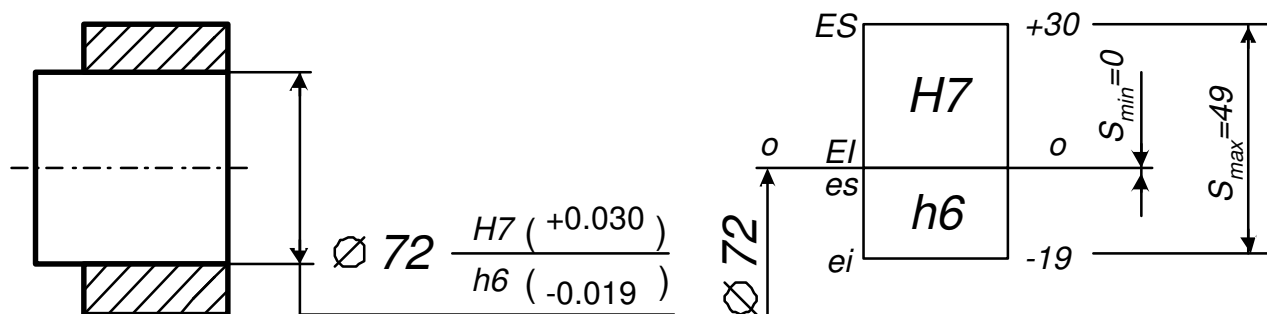


Рис. 24. Обозначение посадок

У соединения, показанного на рис. 24, нижнее отклонение отверстия El совпадает с верхним отклонением вала es (скользящая посадка), поэтому $S_{\min}=0$. Максимальный зазор в соединении $S_{\max}=ES-ei=49-(-19)=49$ мкм.

Обязательно необходимо проставлять предельные отклонения:

- а) для размеров, не входящих в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69;
- б) при назначении предельных отклонений ступенчатых размеров с несимметричным расположением допуска;
- в) при назначении предельных отклонений, условные обозначения которых не представлены в ГОСТ 25347-82, а устанавливаются в других стандартах (детали из пластмасс, шпоночные соединения, посадки шарикоподшипников и т. д.)

Предельные отклонения должны назначаться на все, указанные на чертеже размеры, включая и размеры несопрягаемых поверхностей.

Допускается не указывать предельные отклонения, определяющие зоны разной шероховатости, зоны разной термообработки, границы накатки и т. д.

Выборка числовых значений полей допусков для наиболее распространенных в приборостроении квалитетов (уровней точности) и размерных интервалов по ГОСТ 25347-89 приведена в таблицах 6 и 7.

Предельные отклонения валов (по ГОСТ 25347-89)

Таблица 6

Интервалы размеров, мм	Квалитеты									
	6									
	Поля допусков									
	f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6
	Предельные отклонения, мкм									
Св.1 до 3	-6 -12	-2 -8	0 -6	+3 -3	+6 0	+8 +2	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14
Св.3 до 6	-10 -18	-4 -12	0 -8	+4 -4	+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.10до18	-16 -27	-6 -17	0 -11	+5.5 -5.5	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28
Св.18до30	-20 -33	-7 -20	0 -13	+6.5 -6.5	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35
Св.30до50	-25 -41	-9 -25	0 -16	+8 -8	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43
Св.50до80	-30 -49	-10 -29	0 -19	+9.5 -9.5	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+62 +43	+78 +59
Св.80до100	-36	-12	0	+11	+25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71
Св100до120	-58	-34	-22	-11	+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79
120до140									+88 +63	+117 +92
140до160	-43 -68	-14 -39	0 -25	+12.5 -12.5	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+68 +43	+90 +65	+125 +100
160до180									+93 +68	+133 +108

Продолжение табл. 6

Интервалы размеров, мм	Квалитеты								
	7								
	Поля допусков								
	e7	f7	h 7	js 7	k7	m7	n7	s7	u7
	Предельные отклонения, мкм								

св 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 до10	-25 -40	-13 -28	0 -15	+7.5 -7.5	+16 +1	+21 +6	+25 +10	+38 +23	+43 +28
св10до18	-32 -50	-16 -34	0 -18	+9 -9	+19 +1	+25 +7	+30 +12	+46 +28	+51 +33
св18до24 св24до30	-40 -61	-20 -41	0 -21	+10.5 -10.5	+23 +2	+29 +8	+36 +15	+56 +35	+62 +41 +69 +48
св30до40 св40до50	-50 -75	-25 -50	0 -25	+12.5 -12.5	+27 +2	+34 +9	+42 +17	+68 +43	+85 +60 +95 +70
св50до65 св65до80	-60 -90	-30 -60	0 -30	+15 -15	+32 +2	+41 +11	+50 +20	+83 +53 +89 +59	+117 +87 +132 +102
80до100 100до120	-72 -107	-36 -71	0 -35	+17.5 -17.5	+38 +3	+48 +13	+58 +23	+106 +71 +114 +79	+159 +124 +179 +144
120до140 140до160 160до180	-85 -125	-43 -83	0 -40	+20 -20	+43 +3	+55 +15	+67 +27	+132 +92 +140 +100 +148 +108	+210 +170 +230 +190 +250 +210

Продолжение табл. 6

Интервалы размеров, мм	Квалитеты								
	8				9				10
	Поля допусков								
	d8	e8	f8	h8	d9	e9	f9	h9	h10
	Предельные отклонения, мкм								
св 1 до 3	-20	-14	-6	0	-20	-14	-6	0	0
	-34	-28	-20	-14	-45	-39	-31	-25	-40
св 3 до 6	-30	-20	-10	0	-30	-20	-10	0	0
	-48	-38	-28	-18	-60	-50	-40	-30	-48
св 6 до10	-40	-25	-13	0	-40	-25	-13	0	0
	-62	-47	-35	-22	-76	-61	-49	-36	-58

св10до18	-55 -77	-32 -59	-16 -43	0 -27	-50 -93	-32 -75	-16 -59	0 -43	0 -70
св18до30	-65 -98	-40 -73	-20 -53	0 -33	-65 -117	-40 -92	-20 -72	0 -52	0 -84
св30до40	-80	-50	-25	0	-80	-50	-25	0	0
св40до50	-119	-89	-64	-39	-142	-112	-87	-62	-100
св50до65	-100	-60	-30	0	-100	-60	-30	0	0
св65до80	-146	-106	-76	-46	-174	-134	-104	-74	-120
80до100	-120	-72	-36	0	-120	-72	-36	0	0
100до120	-174	-126	-90	-54	-207	-159	-123	87	-140
120до140									
140до160	-145 -208	-85 -148	-43 -106	0 -63	-145 -245	-85 -185	-43 -143	0 -100	0 -160
160до180									

Предельные отклонения отверстий (по ГОСТ 25347-89)

Таблица 7

Интервалы размеров, мм	Квалитеты									
	7									
	Поля допусков									
	F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7
	Предельные отклонения, мкм									
св 1 до 3	+16 +6	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-2 -14	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24
св 3 до 6	+22 +19	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	0 -12	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27
св 6 до10	+25 +13	+25 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	0 -15	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -32
св10до18	+34 +16	+24 +6	+18 0	+9 -9	+6 -12	0 -18	-5 -23	-11 -29	-16 -24	-21 -34
св18до30	+41 +20	+28 +7	+21 0	+10.5 -10.5	+6 -15	0 -21	-7 -28	-14 -35	-20 -41	-27 -48
св30до50	+50 +25	+34 +9	+25 0	+12.5 -12.5	+7 -16	0 -25	-8 -33	-17 -42	-25 -50	-34 -59
св50до65	+60	+40	+30	+15	+9	0	-9	-21	-30	-42
св65до80	+30	+10	0	-15	-21	-30	-39	-51	-60 -32 -62	-72 -48 -78
80до100	+71	+47	+35	+17.5	+10	0	-10	-24	-38	-58

100до120	+36	+12	0	-17.5	-25	-35	-45	-59	-73 -41 -76	-93 -66 -101
120до180	+83 +43	+54 +14	+40 0	+20 -20	+12 -28	0 -40	-12 -52	-28 -68	—	—

Продолжение табл. 7

Интервалы размеров, мм	Квалитеты									
	8								9	
	Поля допусков									
	D8	E8	H8	F8	Js8	K8	M8	N8	D9	H9
	Предельные отклонения, мкм									
св 1 до 3	+34 +20	+28 +14	+14 0	+20 +6	+7 -7	0 -14	—	-4 -18	+45 +20	+25 0
св 3 до 6	+48 +30	+38 +20	+18 0	+28 +10	+9 -9	+5 -13	+2 -16	-2 -20	+60 +30	+30 0
св 6 до10	+62 +40	+47 +25	+22 0	+35 +13	+11 -11	+6 -16	+1 -21	-3 -25	+76 +40	+36 0
св10до18	+77 +50	+59 +32	+27 0	+43 +16	+13 -13	+8 -19	+2 -25	-3 -30	+93 +50	+43 0
св18до30	+98 +65	+73 +40	+33 0	+53 +20	+16 -16	+10 -23	+4 -29	-3 -36	+117 +65	+52 0
св30д50	+119 +80	+89 +50	+39 0	+64 +25	+19.5 -19.5	+12 -27	+5 -34	-3 -42	+142 +80	+62 0
св50до65 св65до80	+146 +100	+106 +60	+46 0	+76 +30	+23 -23	+14 -32	+5 -41	-4 -50	+174 +100	+74 0
80до100 100до120	+174 +120	+126 +72	+54 0	+90 +36	+27 -27	+16 -38	+6 -48	-4 -58	+207 +120	+87 0
120до140 140до160 160до180	+208 +145	+148 +85	+63 0	+106 +43	+31.5 -31.5	+20 -43	+8 -55	-4 -67	+245 +145	+100 0

Так как посадки образуются сочетанием установленных стандартом полей допусков отверстий и валов, то теоретически возможно использовать для образования посадки любое из множества таких сочетаний, но экономически такое многообразие невыгодно.

В ЕСДП *рекомендуется* лишь 68 посадок, причем из них выделены к первоочередному применению 17 посадок в системе отверстия (табл. 8) и 10 посадок в системе вала (табл. 9), образованных из предпочтительных полей допусков.

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Таблица 8

Основное отверстие	Посадки при основном отклонении отверстия
<i>H7</i>	H7/e8, H7/f6, H7/g6, H7/h6. H7/js6, H7/k6, H7/n6, H7/p6, H7/r6, H7/s6
<i>H8</i>	H8/d9, H8/e8, H8/h7, H8/h8,
<i>H9</i>	H9/d9
<i>H11</i>	H11/d11, H11/h11

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Таблица 9

Основной вал	Посадки при основном отклонении вала
<i>h6</i>	F8/h6, H7/h6, Js7/h6, K7/h6, N7/h6, P7/h6
<i>h7</i>	H8/h7
<i>h8</i>	E9/h8, H8/h8
<i>h11</i>	H11/h11

Выбор технологического процесса, обеспечивающего требуемую точность изделия

Валы 5-го квалитета и отверстия 5 и 6 квалитетов получают шлифованием.

Валы 6 и 7 квалитетов и отверстия 7 и 8 квалитетов получают тонким точением или растачиванием, чистовым развертыванием, чистовым протягиванием.

Валы 8 и 9 квалитетов, отверстия 9 квалитета получают тонким строганием, тонким фрезерованием, получистовым развертыванием, шабрением, холодной штамповкой в вытяжных штампах.

Валы и отверстия 10 квалитета получают чистовым зенкерованием и другими технологическими приемами, как для обеспечения 9-го квалитета точности.

Валы и отверстия 11 квалитета получают чистовым строганием, чистовым фрезерованием, чистовым обтачиванием, сверлением по кондуктору, литьем по выплавляемым моделям и другими технологическими приемами, как для обеспечения 10-го квалитета точности.

Валы и отверстия 12 и 13 квалитетов получают строганием, точением, чистовым долблением, черновым зенкерованием, получистовым растачиванием.

Валы и отверстия с 14 по 18 квалитеты получают черновой токарной обработкой, резкой ножницами и другими технологическими приемами.

Согласно указанным ориентировочным данным допуски отверстий обычно на 1 квалитет выше, чем валов (то есть один и тот же технологический процесс или оборудование обеспечивают большую точность при обработке валов, чем при обработке отверстий), что объясняется тем, что внутреннюю поверхность труднее обработать и измерить, чем вал таких же размера и точности.

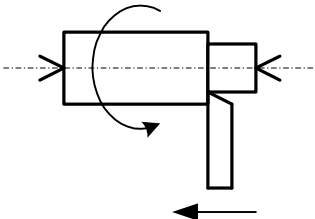
Для образования посадок в ЕСДП используются квалитеты с 5-го по 12-й.

Наиболее широко во всех отраслях машиностроения и приборостроения для ответственных сопряжений (посадок) применяются 6 и 7 квалитеты.

К заданию по самостоятельной проработке

Результаты анализа материала по выбору технологического процесса, обеспечивающего заданную точность обработки (калитет) рекомендуется оформить в виде таблицы, снабженной эскизами инструмента, например, по типу таблицы ТП.

Таблица ТП

№	Наименование техпроцесса	Вид инструмента, схема обработки	Достижаемая точность (калитет)	Уровень чистоты обработки поверхности
1	Тонкое точение		6 ÷ 7	3.2 ÷ 6.3
2	Фрезерование			
3	Сверление			
4				

Рекомендации по выбору допусков и посадок соединений гладких элементов

Посадки с зазором. Особенности посадок

В рассматриваемом виде посадок в сопряжении образуются зазоры. На рис. 25 приведена в сокращенном варианте схема расположения полей допусков посадок с зазором в системе отверстия для размеров до 500 мм.

Посадки предназначены для подвижных сопряжений, например для подшипников скольжения, а также для неподвижных сопряжений, например для обеспечения беспрепятственной сборки изделий, что особенно важно при автоматизации сборочных операций.

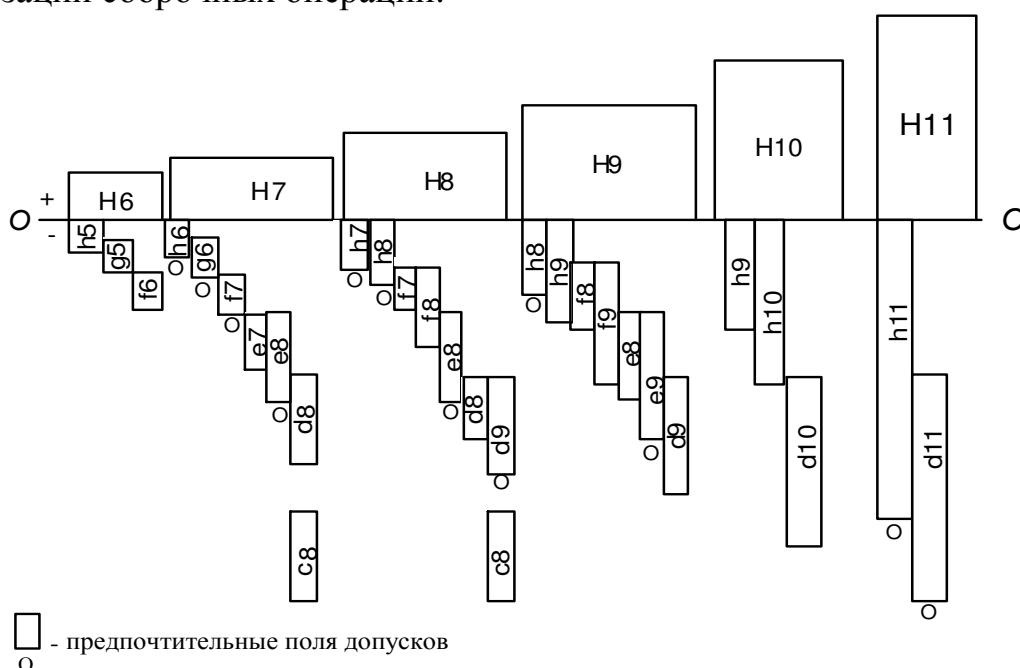


Рис. 25. Рекомендуемые посадки с зазором

Области применения некоторых рекомендуемых посадок с зазором

Посадки **H/h** – скользящие. Наименьший зазор в посадках равен нулю. Они установлены на всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (квалитеты с 4 по 12). В точных квалитетах они применяются как центрирующие посадки, т.е. обеспечивают высокую степень совпадения центра вала с центром (осью) сопрягаемого с ним отверстия. Допускают медленное вращение и продольное перемещение, чаще всего используемое при настройках и регулировках. Примеры назначения скользящих посадок показаны на рис. 26.

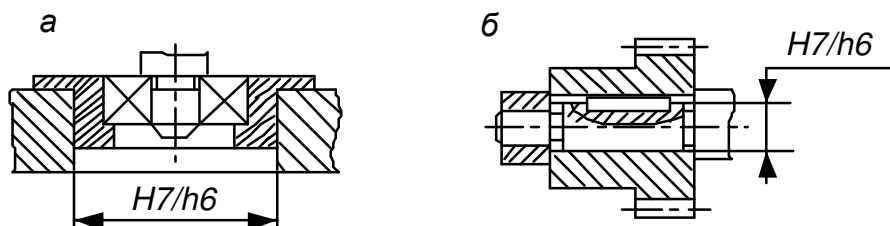


Рис. 26. Применение скользящих посадок

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

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

Посадки **H/h** в более грубых квалитетах (с 9 по 12) предназначены для неподвижных и подвижных соединений малой точности. Применяются для посадки муфт, звездочек, шкивов на валы, неотчетственных шарниров и т.д.

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

Посадки **H6/g5**, **H7/g6** применяются в плунжерных и золотниковых парах, в шпинделях делительных головок и т.д.

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

Посадки **H7/f7**, **H8/f8** применяются в подшипниках скольжения коробок передач различных станков, в сопряжениях поршня с цилиндром в компрессорах и т.п.

Посадки **H/e**, **E/h** – «легкоходовые». Обладают значительным гарантированным зазором, вдвое большим, чем у ходовых посадок. Применяются для свободного вращательного движения при повышенных режимах работы со

скоростями более 150 рад./с., а также для компенсации погрешностей монтажа и деформаций, возникающих во время работы.

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

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

Посадки **H8/d9**, **H9/d9** применяются для соединений с невысокими требованиями к точности, для подшипников трансмиссионных валов, для поршней в цилиндрах компрессоров.

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

Посадки переходные. Особенности посадок

В рассматриваемом виде сопряжений могут получаться как зазоры, так и натяги. На рис. 27,а приведена в сокращенном варианте схема расположения полей допусков переходных посадок в системе отверстия для размеров до 500мм.

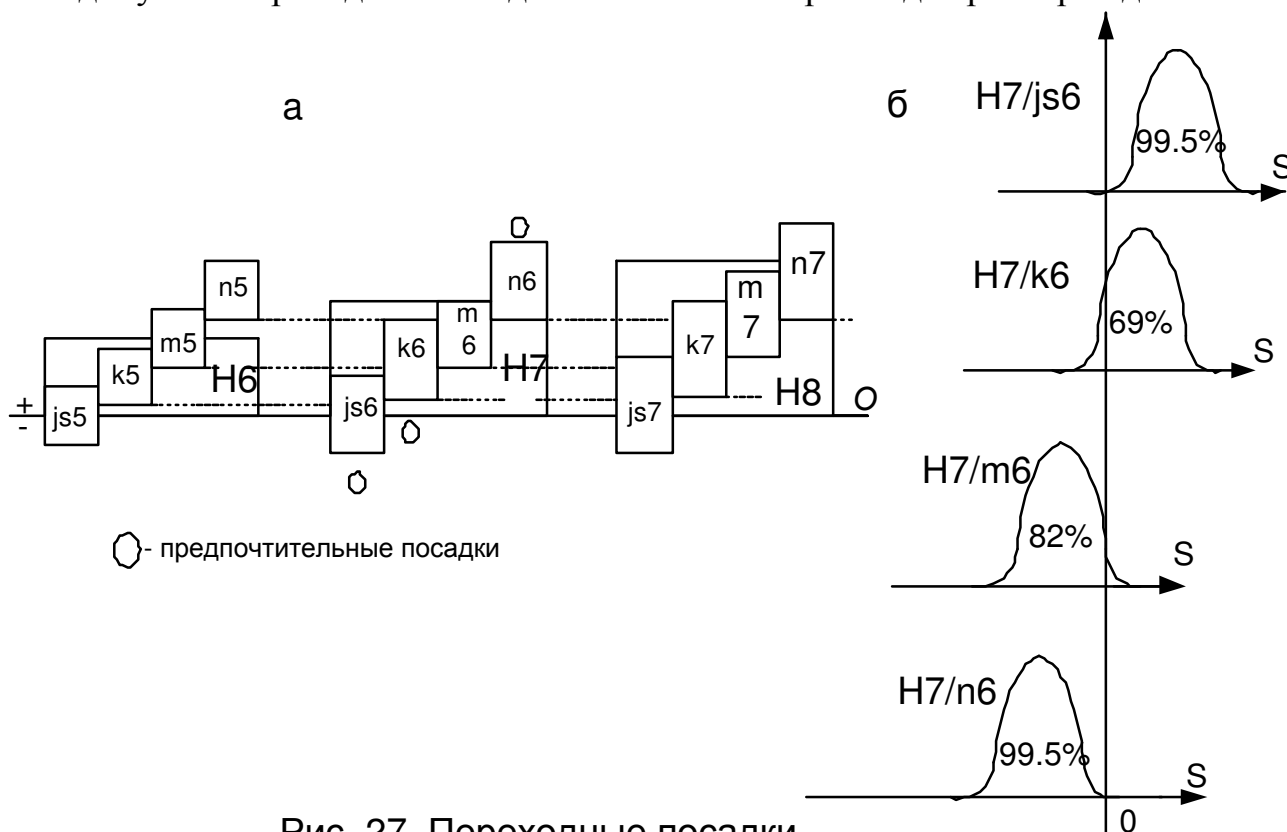


Рис. 27. Переходные посадки

Распределение вероятностей получения узлов с зазорами и натягами в партии соединений с переходными посадками показано на рис. 27.б. Так почти все узлы (около 99,5%) с посадкой **H7/js6** получаются с зазором, с посадкой **H7/n6** – с натягом. Большинство (примерно 2/3) узлов с посадкой **H7/h6** получаются с зазором, с посадкой **H7/m6** – с натягом (более 4/5 узлов).

Переходные посадки применяются только в точных квалитетах – с 4-го по 8-й и используются как центрирующие посадки. Предназначены для неподвижных, но разъемных соединений, так как обеспечивают легкую сборку и разборку соединения

Переходные посадки требуют, как правило, дополнительного крепления соединяемых деталей (шпонками, штифтами, болтами и др.)

Особенности применения некоторых рекомендуемых переходных посадок

Посадки **H/js**, **Js/h** – «плотные». Вероятность получения натяга не выше 5% и, следовательно, в сопряжении образуются преимущественно зазоры. Обеспечивают легкую собираемость.

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

Посадки **H/k**, **K/h** – «напряженные». Вероятность получения натяга у них от 24 до 68%, однако, из-за влияния отклонений формы, особенно при большой длине соединения, зазоры в большинстве случаев не ощущаются. Обеспечивают хорошее центрирование. Сборка и разборка : без значительных усилий.

Посадка **H7/k6** широко применяется для сопряжения зубчатых колес.

Посадки **H/m**, **M/h** – «тугие». Вероятность получения натяга от 60 до 98%. Обладают высокой степенью центрирования. Сборка и разборка требуют значительных усилий и осуществляются только при ремонте.

Посадка **H7/m6** применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, для установки тонкостенных втулок в корпуса и т.д.

Посадки **H/n**, **N/h** – «глухие». Вероятность получения натяга в пределах 88 – 100%. Обладают высокой степенью центрирования. Разбираются только при капитальном ремонте.

Посадка **H7/n6** применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, для установки постоянных кондукторных втулок, штифтов и т.д.

Посадки с натягом. Особенности посадок

В сопряжении рассматриваемого вида образуются только натяги. На рис. 28 приведена в сокращенном варианте схема расположения полей допусков посадок с натягом в системе отверстия для размеров до 500 мм.

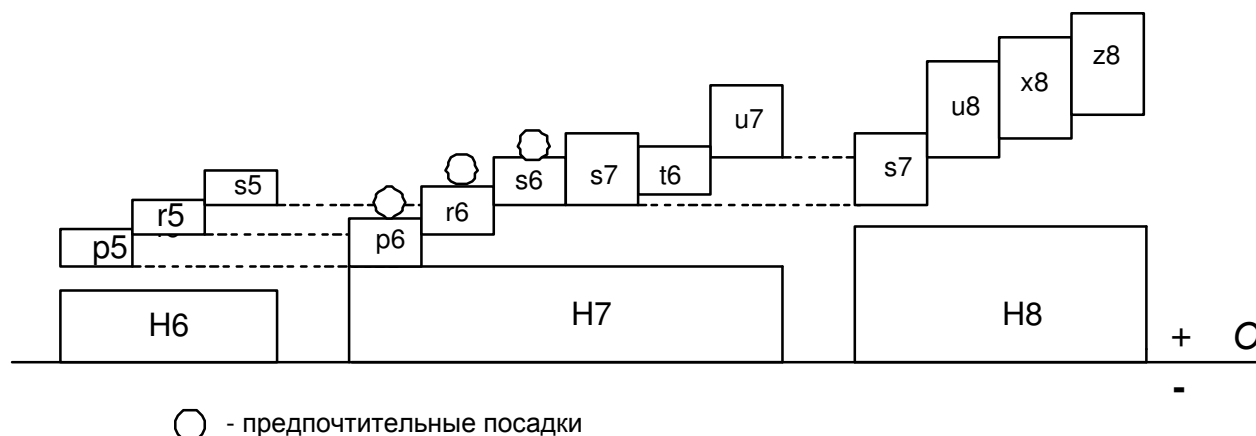


Рис. 28. Посадки с натягом

Посадки применяются только в точных квалитетах, используются для передачи крутящих моментов и осевых сил без дополнительного крепления.

Посадки предназначены для неподвижных и неразъемных соединений. Относительная неподвижность обеспечивается силами трения, возникающими на контактирующих поверхностях вследствие упругой деформации, создаваемой натягом при сборке соединения.

Преимущество посадок – отсутствие дополнительного крепления, что упрощает конфигурацию деталей и их сборку.

Особенности применения некоторых рекомендуемых посадок с натягом

Посадки **H/p, P/h** – «легкопрессовые». Имеют минимальный гарантированный натяг. Обладают высокой степенью центрирования. Применяются, как правило, с дополнительным креплением.

Посадка **H7/p6** применяется для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, установочных колец, тонкостенных втулок в корпуса.

Посадки **H/r, H/s, H/t, R/h, h/S, T/h** – «прессовые средние». Имеют умеренный гарантированный натяг. Применяются как с дополнительным креплением, так и без него.

Посадки **H7/r6, H7/s6** применяются для сопряжения зубчатых и червячных колес с валами в условиях тяжелых ударных нагрузок с дополнительным креплением.

Посадки **H/u, H/x, H/z, U/h** – «прессовые тяжелые». Имеют большой гарантированный натяг. Предназначены для соединений, на которые воздействуют большие, в том числе и динамические нагрузки.

При больших объемах производства очень важно учитывать характер рассеяния действительных размеров деталей в пределах допуска (чем больше партия, тем он ближе к нормальному или гауссову распределению) и оценивать работоспособность сопряжения по средним значениям зазоров или натягов.

Допуски и посадки для размеров менее 1 мм

Детали малых размеров применяются в точном приборостроении, в часовой промышленности и др. В часовом производстве, например, около 40% сопрягаемых деталей имеют размеры менее 1 мм.

Для размеров до 1 мм квалитеты 14 – 18 не применяются. В посадках с зазором не предусмотрены отклонения валов *a, b, c* и отверстий *A, B, C*, но предусмотрены промежуточные отклонения *cd, ef, fg* валов и *CD, EF, FG* отверстий.

Все рекомендуемые посадки образуются сочетанием сопрягаемых деталей одного квалитета, т.е. с одинаковыми допусками для отверстия и вала, так как трудоемкость обработки точного вала не меньше трудоемкости обработки точного отверстия.

В стандарте установлен большой набор рекомендуемых полей допусков, особенно для посадок с зазором. С учетом высоких требований к точности изготовления деталей в приборостроении этот набор полей допусков смещён в

сторону более точных квалитетов по сравнению с рядом полей допусков для размеров 1-500 мм.

В каждом квалитете допуски на все размеры менее 1 мм назначаются одинаковыми. Однако стандарт устанавливает три интервала размеров: до 0.1 мм, 0.1 – 0.3 мм, 0.3 – <1.0 мм. Для каждого интервала размеров даются рекомендуемые посадки. В таблице 10 в качестве примера приведено несколько рекомендуемых посадок в системе отверстия.

Рекомендуемые посадки в системе отверстия

Таблица 10

Интервалы размеров, мм	Посадки						
до 0.1	---	---	---	H7/f7	H6/fg6	H5/g5	H6/h6
0.1 – 0.3	---	H6/e6	H6/ef6	H8/f8	H6/fg6	H5/g5	H6/h6
0.3 - 1	H8/cd8	H7/d7	H7/ef7	H8/ef8	H7/fg7	H6/g6	H7/h7

Допуски и посадки для размеров свыше 500 мм

Детали больших размеров применяются в основном в тяжелом машиностроении, станкостроении, транспортном машиностроении.

Диапазон 500 – 3150 мм разбит на 8 основных интервалов

Для квалитетов 2 – 18 значения безразмерного коэффициента k (число единиц допуска) те же, что и для размеров до 500 мм, для квалитетов 01,0 и 1 они установлены равными 1, $\sqrt{2}$ и 2 соответственно.

Различные посадки образуются сочетанием полей допусков отверстия и вала или одного квалитета, или допуск отверстия на один квалитет грубее допуска вала.

Допуски и посадки деталей из пластмасс

Особые физико-химические и другие свойства п/м:

- большой коэффициент линейного расширения;
- высокие электро-, тепло-, звукоизоляционные свойства;
- небольшая масса;
- низкая стоимость.

Поля допусков и рекомендуемые посадки регламентированы ГОСТ25349-88

Вследствие усадки при формообразовании и при эксплуатации поля допусков устанавливаются не точнее 8-го квалитета.

Допуски на несопряженные размеры деталей из пластмасс назначают по квалитетам 14 – 18 с применением полей допусков валов h и js и отверстий H и JS .

Кроме рекомендуемых полей допусков стандарт устанавливает дополнительные поля $ay11$, $az11$, $AY11$, $AZ11$ – для образования посадок с большими зазорами для сопряжений, работающих в условиях повышенных влажностей и температур.

Рекомендуемые посадки образуются при одинаковых допусках отверстия и вала, то есть одного квалитета.

Допуски размеров несопрягаемых поверхностей

Размеры несопрягаемых поверхностей, или свободные размеры, не входят в состав размерных цепей, не влияют на характер сопряжений, не влияют на эксплуатационные показатели узла или механизма.

На свободные размеры до 1 мм назначают допуски по 11 – 13 квалитетам; свыше 10000 мм – по 12 – 18 квалитетам.

Для свободных размеров установлены самые простые расположения полей допусков: H, h, js.

Предельные отклонения размеров с неуказанными допусками

На чертежах деталей с многочисленными несопрягаемыми линейными и угловыми размерами допускается не указывать предельные отклонения непосредственно после каждого номинального размера, а давать их общей записью в технических требованиях согласно ГОСТ 23670-83.

Стандарт распространяется на все размеры гладких элементов, получаемых разными способами обработки и формообразования и из любых материалов.

Неуказанные предельные отклонения линейных размеров, кроме размеров закруглений и фасок, назначают как по квалитетам, так и по специальным классам точности для укрупненных интервалов линейных размеров (табл. 11).

Классы точности для укрупненных интервалов линейных размеров

Таблица 11

Класс точности	Обознач.	Значения допуска, мм для интервалов размеров, мм					
		0.5-3	3 - 6	6 - 30	30 - 120	120-315	Св. 315
Точный	t ₁	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6
Средний	t ₂	0.2	0.2	0.4	0.6	1.0	1.6
Грубый	t ₃	0.3	0.4	1.0	1.6	2.4	4.0
Очень грубый	t ₄	0.3	1.0	2.0	3.0	4.0	6.0

Гладкие конические соединения

Важными свойствами конических соединений являются:

- самоцентрируемость деталей;
- регулируемость характера сопряжения;
- простота обеспечения герметичности соединения (обеспечивается индивидуальной притиркой деталей по коническим поверхностям; широко используется от изделий бытовой сантехники – краны, до изделий машиностроения и транспорта – всевозможные клапаны, иглы карбюраторов и др.).

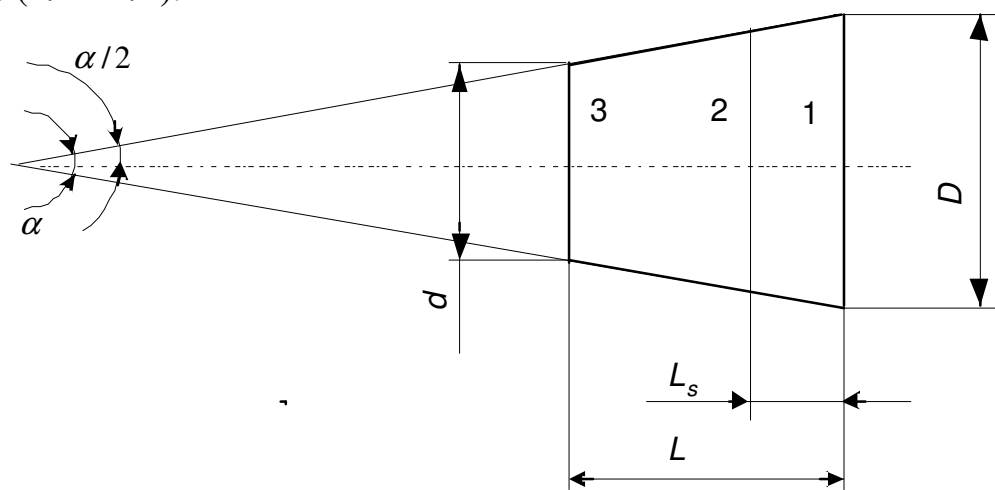
Гладкие конические соединения получают сопряжением двух деталей – наружного и внутреннего конусов. Основные элементы конуса представлены на рис. 29. Параметрами конуса являются диаметры большого и малого оснований конуса, угол конуса α , длина конуса L и конусность C , определяемая как отношение разности диаметров конуса к длине конуса:

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

Конусность задается в виде отношения 1: L . Например, $C = 1 : 10$ означает, что на длине конуса 10 мм разность диаметров конуса составит 1 мм.

Согласно ГОСТ 8593-81 в качестве нормальных приняты конусности 1:200; 1:100; 1:50; 1:20; 1:10; и т. д. до 1:0.289.

Различают три вида расположения поля допуска относительно номинального положения при образовании посадок конических соединений: смещение в плюс от номинала (+AT), смещение в минус (-AT) и симметричное смещение (+/- AT/2).



- α угол между образующими
- $\alpha/2$ угол между образующей и осью конуса
- 1 большое основание конуса диаметром D
- 2 базовая плоскость, смещенная от (1) на L_s
- 3 малое основание конуса диаметром d
- L длина конуса

Рис.29. Параметры конических соединений

Допуски углов для образования посадок гладких конических соединений определены ГОСТ 8908 – 81. В таблицах ГОСТ и в чертежах числовую величину допуска задают путем различных обозначений в угловой или линейной мере: в радианах, градусах, длиной отрезка (катета), перпендикулярного меньшей стороне угла. Во всех этих выражениях допуски разделены на 17 степеней точности.

По способу фиксации взаимного осевого положения конусов (рис. 30) различают посадки:

а) с фиксацией путем совмещения конструктивных элементов (до совмещения базовых плоскостей);

б) с фиксацией по заданному осевому расстоянию Z_p между базовыми плоскостями;

в) с фиксацией по заданному осевому смещению E от положения в момент соприкосновения;

г) с фиксацией по заданному усилию запрессовки F .

Неподвижные конические соединения применяют для передачи крутящего момента; плотные соединения – для создания газо- водо- маслонепроницаемости и для центрирования; подвижные соединения для получения постоянного зазора, регулируемого за счет взаимного осевого перемещения деталей.

По построению сопрягаемых поверхностей конусы инструментов разделяются на три основные группы: конусы Морзе (конусность близка к 1 : 20); конусы метрические (конусность равна 1 : 20); конусы, применяемые в станках с ЧПУ (конусность 7 : 24).

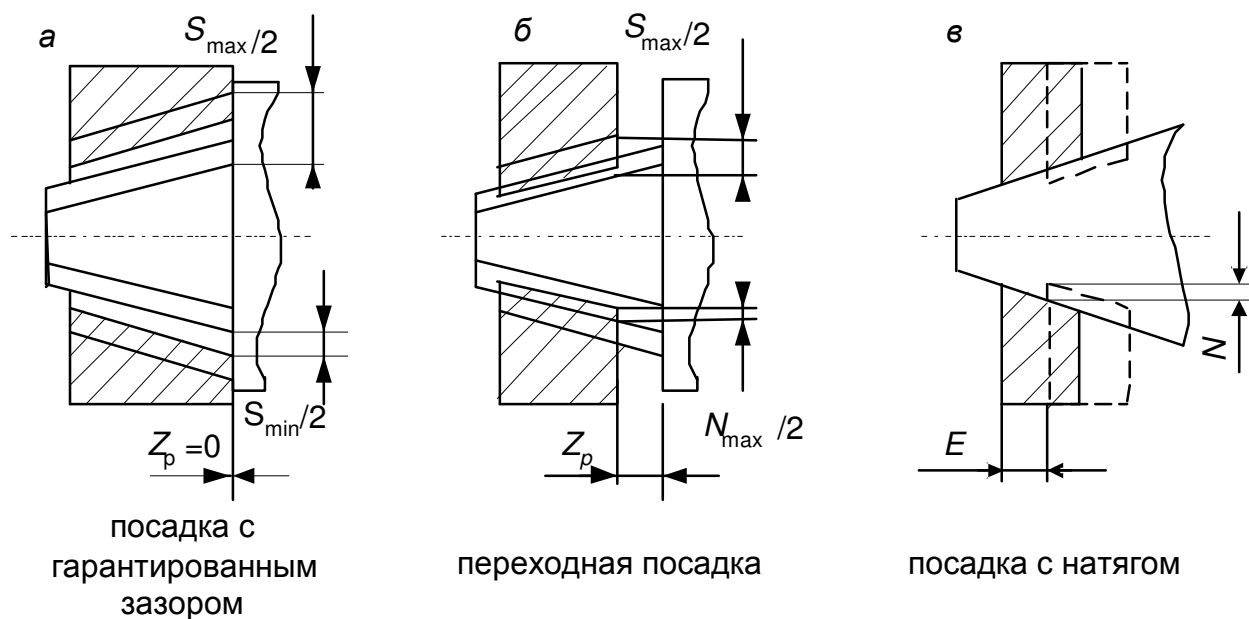


Рис. 30.Посадки конических соединений

Примеры решения задач

1. Пример определения сравнительной точности размера.

Какой из указанных размеров деталей требует наиболее точной обработки:
 8 ± 0.008 ; $27_{-0.028}^{-0.007}$; $64_{-0.022}^{+0.010}$?

Решение. Точность размера определяется количеством единиц допуска k , содержащихся в допуске T размера по формуле $k=T/i$, где i - единица допуска, мкм, которую можно определить по приближенной формуле $i = 0.5\sqrt[3]{D}$. Чем меньше k , тем точнее размер. $k_1 = 16/(0.5\sqrt[3]{8}) = 16$; $k_2 = 21/(0.5\sqrt[3]{27}) = 14$; $k_3 = 32/(0.5\sqrt[3]{64}) = 16$. Следовательно, самый точный размер 27 мм.

2. Укажите вид посадки, если допуск посадки $T_s = 29$ мкм и наибольший зазор $S_{max} = 26$ мкм.

Решение. Из формулы $T_s = S_{max} - S_{min}$ определяем $S_{min} = -3$ мкм, (рис. 31), то есть $N_{max} = +3$ мкм, следовательно, посадка переходная.

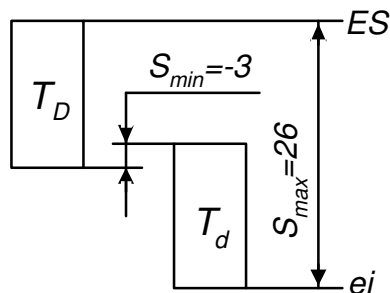


Рис. 31. К примеру 2

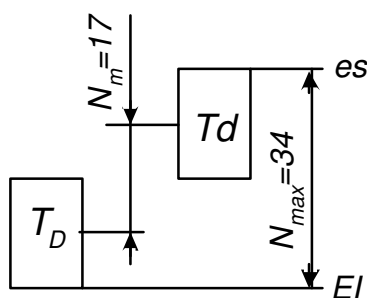


Рис. 32. К примеру 3

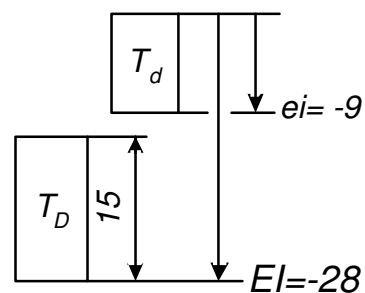


Рис. 33. К примеру 4

3. Укажите вид посадки, если $N_{max}=34$ мкм и $N_m=17$ мкм.

Решение. Из формулы $N_m=0.5(N_{max}+N_{min})$ определяется минимальный натяг $N_{min}=0$, откуда следует, что данная посадка легкопрессовая – предельный случай посадок с натягом (рис. 32).

4. Укажите вид посадки, если известны допуск посадки 24 мкм, допуск отверстия 15 мкм, нижнее отклонение отверстия равно -28 мкм, нижнее отклонение вала равно -9 мкм.

Решение. $ES=EI+T_D=-28+15=-13$ мкм; $S_{max}=ES-ei=-13-(-9)=-4$ мкм; то есть $N_{min}=4$ мкм. Из формулы $T_D+T_d=T_N$ получаем $T_d=24-15=9$ мкм. $es=ei+T_d=-9+9=0$. Поскольку $S_{min}=EI-es=-28-0=-28$ мкм, или $N_{max}=28$ мкм, следовательно, посадка с гарантированным натягом (рис. 33).

5. Отверстие номинального диаметра 40 мм имеет допуск 21 мкм и верхнее отклонение, равное нулю. При соединении свалом образуется посадка с наибольшим натягом +14 мкм. Определить допуск вала в мкм, если его нижнее отклонение (-21) мкм.

Решение. $EI=ES-T_D=0-21=-21$. $es=N_{max}+EI=+14+(-21)=-7$. $es-ei=T_d=(-7)-(-21)=14$ мкм.

6. По номинальному размеру 10 мм и обозначению посадки 10 H10/d10 определить систему, тип посадки, возможные зазоры и (или) натяги; выполнить графическую иллюстрацию.

Решение. Пользуясь таблицами, ГОСТ 25347-89 находим предельные отклонения полей допусков десятого квалитета для размерного диапазона от 6 до 10 мм. Получаем $ES=+58$ мкм; $EI=0$ (система отверстия, рис. 34); $es=-40$ мкм; $ei=-98$ мкм. Максимальный зазор в посадке $S_{max}=ES-ei=+58-(-98)=156$ мкм. Минимальный зазор $S_{min}=EI-es=0-(-40)=40$ мкм (то есть, посадка с гарантированным зазором).

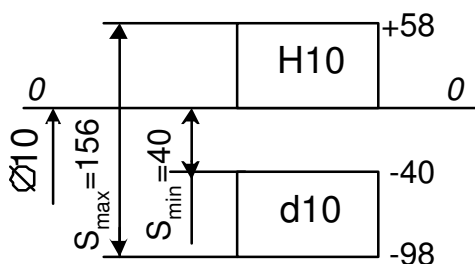


Рис. 34. К примеру 6

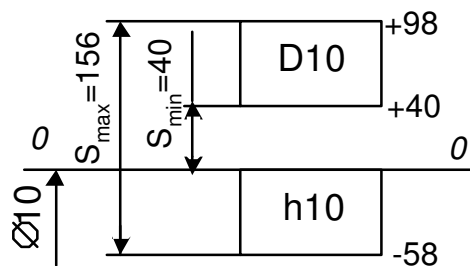


Рис. 35. К примеру 7

7. По номинальному размеру 10 мм и обозначению посадки 10 D10/h10 определить систему, тип посадки, возможные зазоры и (или) натяги; выполнить графическую иллюстрацию.

Решение. Пользуясь таблицами, ГОСТ 25347-89 находим предельные отклонения полей допусков десятого качества для размерного диапазона от 6 до 10 мм. Получаем $ES=+98$ мкм; $EI=+40$ мкм; $es=0$ (система вала, рис. 35); $ei=-58$ мкм. Максимальный зазор в посадке $S_{max}=ES-ei=+98-(-58)=156$ мкм. Минимальный зазор $S_{min}=EI-es=+40-0=40$ мкм (то есть, посадка с гарантированным зазором).

Тесты

1. Укажите вид посадки, которая имеет допуск посадки 34 мкм и наибольший натяг, равный: а) 17 мкм; б) 35 мкм; в) 31 мкм; г) 0; д) 34 мкм.
2. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший зазор 24 мкм и средний зазор, равный: а) 16 мкм; б) 6 мкм; в) 12 мкм; г) 0.
3. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший натяг 24 мкм и средний натяг, равный: а) 12 мкм; б) 0; в) 14 мкм; г) 11 мкм.
4. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший натяг 19 мкм и средний натяг 7 мкм.
5. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший натяг 24 мкм и средний зазор 2 мкм.
6. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший зазор 14 мкм и средний натяг 7 мкм.
7. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший зазор 37 мкм и средний натяг 25 мкм.

8. Определите T_d , мкм, если $d=6$ мм, $d_{max}=5.99$ мм, $e_m=-14$ мкм.

9. Варианты ответов: 1)+17; 2)+8; 3)+4; 4)+3; 5)-6.

Определите T_D , мкм, если $D=85$ мм, $D_{min}=84.98$ мм, $E_m=+7$ мкм.

10. Определите d_{min} , если $d=40$ мм, $e_m=+0.01$ мм и $T_d=16$ мкм.

11. Определите D_{max} , если $D=18$ мм, $E_m=+0.02$ мм, $T_D=8$ мкм.

Варианты ответов: 1)18.024; 2)18.016; 3)18.01; 4)18.006; 5)17.998.

12. Определите нижнее отклонение, мкм вала, если верхнее отклонение отверстия равно +3 мкм, а наименьший натяг равен 5 мкм.

Варианты ответов: 1)+8; 2)+3; 3)+2; 4)-2; 5)-8.

13. Отверстие номинального диаметра 30 мм имеет допуск 21 мкм и верхнее отклонение, равное нулю. При соединении свалом образуется посадка с наибольшим натягом +14 мкм. Определить допуск вала, мкм, если его нижнее отклонение (-20) мкм.

Варианты ответов: 1) 5; 2) 9; 3) 13; 4) 15; 5) 27.

14. По данным вариантов, представленных в таблице 12 (номинальный размер, качество, обозначение полей допусков), пользуясь таблицами предельных отклонений по ГОСТ 25347-89 представить графически изображения полей допусков; определить величины допусков, максимальные и минимальные зазоры и натяги. Графические построения подтвердить аналитическими расчётами.

Таблица 12

№ варианта	Номинальный размер	Сопряжение
1	7	H8/e8
2	17	
3	170	
4	9	H6/k5
5	29	
6	290	
7	11	H8/s7
8	22	
9	55	
10	14	D10/h9
11	41	
12	114	
13	5	H6/n5
14	15	
15	115	
16	19	H7/g6
17	49	
18	91	
19	21	F7/h6
20	42	
21	63	
22	6	Js8/h7
23	26	
24	116	

Контрольные вопросы

1. Что такое посадка?
2. Что такое зазор, натяг и каковы условия их образования?
3. Как образуются посадки в системе отверстия?
4. Как образуются посадки в системе вала?
5. Какая из систем посадок является предпочтительной и почему?
6. Что такое система допусков и посадок?
7. Почему в стандартах на допуски и посадки используется понятие «интервал размера»?
8. Как называются ряды точности в ЕСДП?
9. Как связаны квалитеты со способом обработки поверхностей?
10. Как расположены и как обозначаются на чертежах поля допуска основного отверстия и основного вала?
11. Как обозначаются посадки на чертежах сборочных единиц?
12. Чем обосновано введение рекомендуемых и предпочтительных к употреблению посадок?

Глава 3. Посадки типовых соединений

Рассмотрены соединения штифтовые, шпоночные, шлицевые, резьбовые, посадки подшипников качения.

Штифтовые соединения

Штифты применяются для неподвижного соединения деталей (рис. 36а) – крепёжное соединение, обеспечения точного взаимного положения деталей при повторной сборке (рис. 36б) – установочное соединение, и как самостоятельные детали для различных целей (рис. 36в).

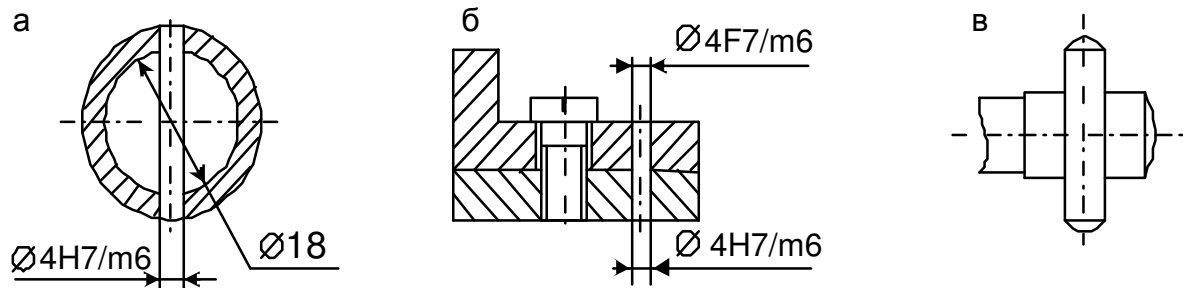


Рис. 36. Штифтовые соединения

По ГОСТ 3128-70 на диаметры цилиндрических штифтов установлены следующие поля допусков: m6, h8, h11.

Для жесткого неподвижного соединения деталей в зависимости от длины соединения, спокойной или с толчками и вибрацией нагрузки применяется крепёжное соединение по одной из посадок: H7/m6, JS7/m6, K7/m6 (рис. 37).

Для сохранения точного взаимного расположения деталей при повторных сборках применяются установочные штифтовые соединения, обеспечивающие лёгкий съём одной из деталей со штифтов. Рекомендуемые посадки в зависимости от габаритов и характера нагрузки H7/m6, G7/m6, F7/m6 (рис. 38).

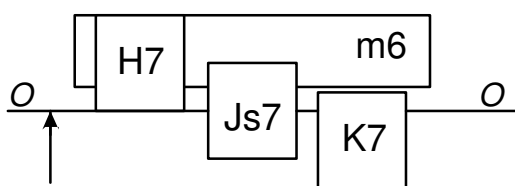


Рис.37 Крепежные соединения

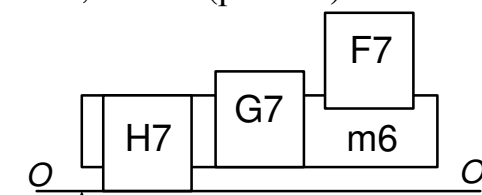


Рис. 38. Установочные соединения

Для неподвижного соединения деталей тел вращения (типа втулки на валу) часто используют конические штифты, которые удерживаются в соединении силами трения, создаваемыми упругими деформациями материала детали при установке штифта. Возможное выпадение штифтов в соединениях, работающих в условиях вибрации, устраняется посредством накладных пружинных колец (рис. 39).

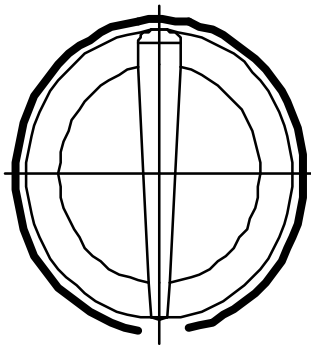


Рис. 39. Фиксация штифта пружиной

При выполнении штифтового соединения в одной из сопрягаемых деталей до сборки сверлится предварительное отверстие несколько меньшего диаметра. Через это отверстие уже в собранном узле сверлится отверстие в другой детали, а затем производится развёртывание отверстия под посадку штифта. Для крепёжного отверстия типа втулка-вал на рабочем чертеже вала отверстие под штифт не показывают, только на чертеже втулки и только в одной стенке указывают предварительное отверстие под штифт и вспомогательное резьбовое отверстие под установочный винт. После установки штифта винт удаляют.

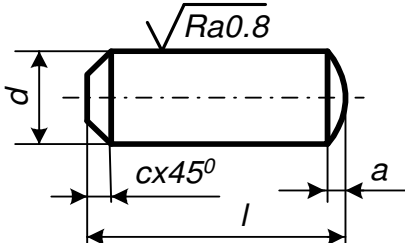
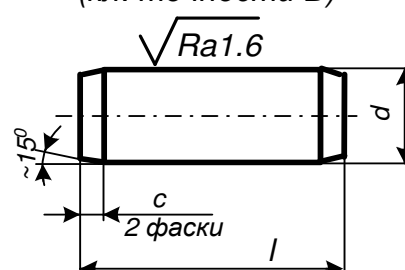
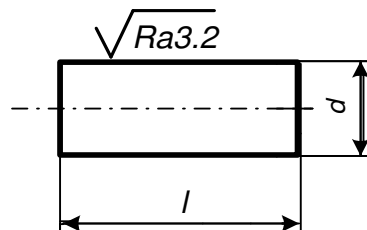
Основные типы штифтов

Таблица 13

Наименование	Эскиз	Применение
Штифт цилиндрический		Для соединения тел вращения; для фиксации взаимного плоских и цилиндрических деталей
Штифт конический		Для соединения и фиксации взаимного положения деталей цилиндрической формы
Штифт конический разводной		Разновидность конического штифта с разводкой концов для предохранения от выпадения
Штифты конические резьбовыми концами	а б	Для соединения и фиксации деталей (гайка, дополняющая штифт, позволяет вытянуть штифт из гнезда - а, либо закрепить штифт в отверстии - б)
Штифты трубчатые		Для соединения деталей цилиндрической формы или плоских деталей при малых усилиях среза
Шплинты разводные		Для предохранения от спадания с осей. Шплинт в отверстие вставляется свободно; выходящие концы разводят в стороны

Размеры цилиндрических незакалённых штифтов, мм (выборка по ГОСТ 3128-70)

Таблица 14

Диаметр <i>d</i>	Катет <i>c</i>	Высота сегмента <i>a</i>	Длина <i>l</i> от...до	Исполнение 1 (кл. точности А)  Исполнение 2 (кл. точности Б)  Исполнение 3 (кл. точности В) 
1.2	0.25	0.16	2.5...16	
1.5(1.6)	0.3	0.2	3.0...30	
2..0	0.35	0.25	4.0...40	
2.5	0.4	0.3	5.0...50	
3.0	0.5	0.4	6.0...60	
4.0	0.6	0.5	8.0...80	
5.0	0.8	0.6	10...100.	
6.0	1.2	0.8	10...140	
8.0	1.6	1.0	14...140	
10.0	2.0	1.2	16...160	
12.0	2.5	1.6	20...250	
16.0	3.0	2.0	25...250	
20.0	3.5	2.5	32...250	
25.0	4.0	3.0	45...250	

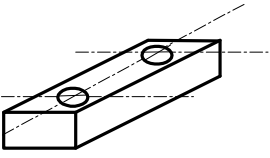
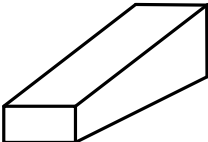
Стандартный ряд длин штифтов: 2; 2.5; 3.0; 4.0; 5.0; 6.0; 8.0; 10.0; 12.0; 14.0; 16.0; 18.0; 20.0; 22.0; 24.0; 25.0; 26.0; 30.0; 32.0; 36.0;...;280.

Шпоночные соединения

Шпоночные соединения предназначены для соединения с валами зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт и других деталей и служат для передачи крутящих моментов.

Наиболее часто применяются соединения с призматическими шпонками с закругленными по радиусу торцами.

Таблица 15

Наименование	Фигура	Применение
Шпонка призматическая со скругленными или плоскими торцами		Для ненапряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем
Шпонки призматические направляющие с креплением на валу		Для деталей, перемещающихся вдоль вала
Шпонка сегментная		Для ненапряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем
Шпонка клиновья врезная со скругленными или плоскими торцами		Для напряженного соединения вала с деталью, сидящей на нем

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

Основные размеры соединений с призматическими шпонками даны в сокращении в таблице 16.

Размеры шпоночных соединений

Таблица 16

Диаметр вала, d, мм	Номинальный размер шпонки, b*h, мм	Глубина паза на валу, мм	Глубина паза на втулке, мм
6 – 8	2*2	1.2	1.0
8 – 10	3*3	1.0	1.4
10 – 12	4*4	2.5	1.8
12 – 17	5*5	3.0	2.3
17 – 22	6*6	3.5	2.8
22 – 30	7*7	4.0	3.3
22 – 30	8*7	4.0	3.3
30 – 38	10*8	5.0	3.3
33 – 44	12*8	5.0	3.3
44 – 50	14*9	5.5	3.8
50 – 58	16*10	6.0	4.3
58 – 65	18*11	7.0	4.4

Примечания:

1. Длина шпонок должна выбираться из ряда 6,8,10,12,14,16,18,20,22,25,28,

32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160,180,200,220.

2. Материал – сталь с сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м²

3. Пример условного обозначения шпонки с размерами $b=18$ мм, $h=11$, $l=100$ мм: Шпонка 18x11x100 ГОСТ23360-78.

Рекомендуемые поля допусков элементов шпоночных соединений даны в таблице 17.

Рекомендуемые поля допусков элементов шпоночных соединений

Таблица 17

Элемент соединения	Поле допусков размера b при соединении		
	свободном	нормальном	плотном
Ширина шпонки	h9	h9	h9
Ширина паза на валу	H9	N9	P9
Ширина паза на втулке	D10	Js9	P9

Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных полей допусков. Рекомендуемые посадки приведены на рис. 40.

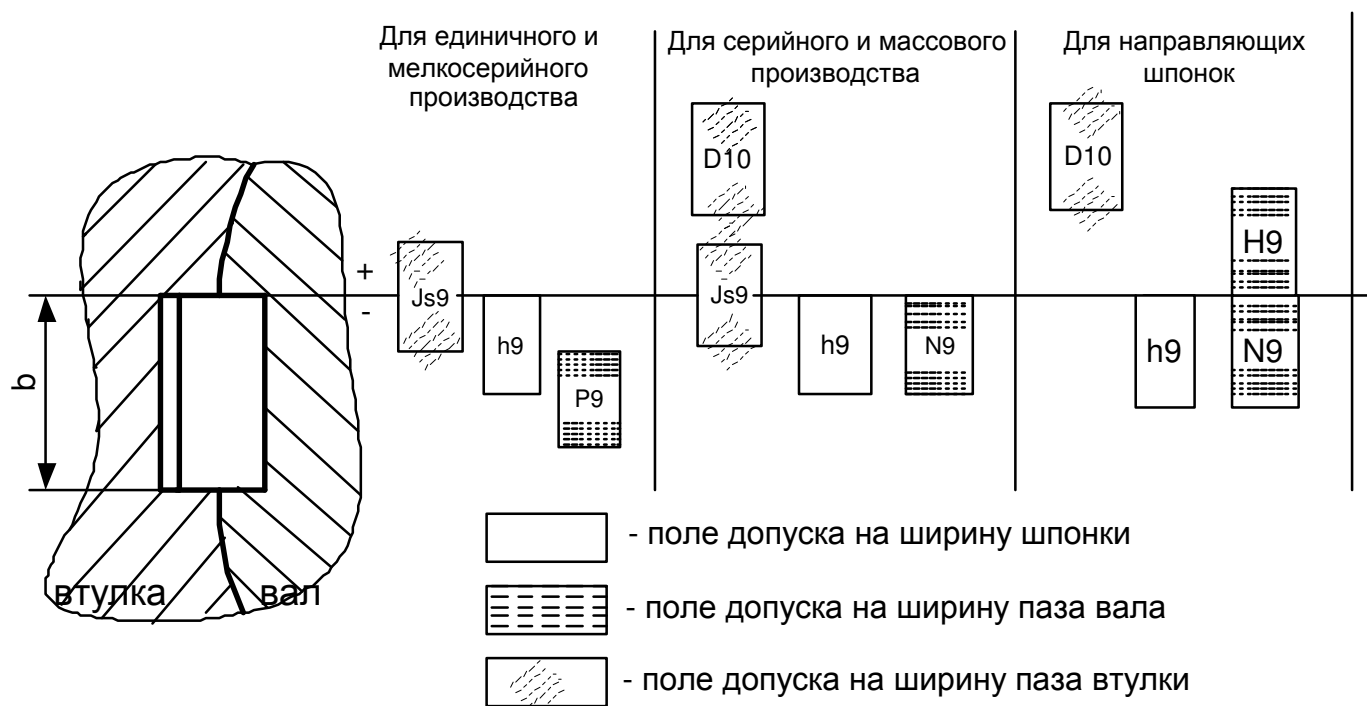


Рис. 40. Рекомендуемые посадки шпоночных соединений

Предельные отклонения на глубину паза приведены в таблице 18.

Предельные отклонения на глубину паза

Таблица 18

Высота шпонки h , мм	Предельные отклонения на глубину паза на валу t_1 и во втулке t_2 , мм	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
Св. 2 до 6	+0.1	0
Св. 6 до 18	+0.2	0
Св. 18 до 50	+0.3	0

Пример простановки посадок шпоночного сопряжения показан на рис.39.

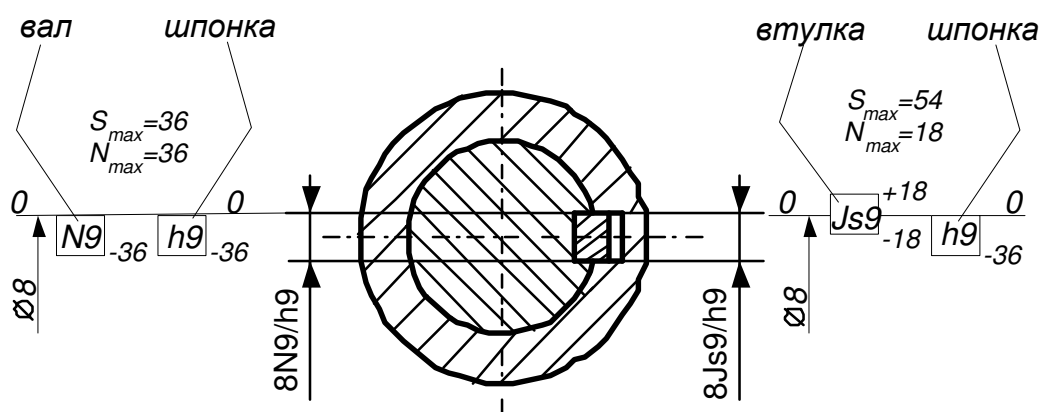


Рис.41. Шпоночное соединение

Шлицевые соединения

Шлицевые соединения, как и шпоночные, предназначены для передачи крутящих моментов в соединениях шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей с валами.

В отличие от шпоночных соединений, шлицевые соединения, кроме передачи крутящих моментов, осуществляют еще и центрирование сопрягаемых деталей. Шлицевые соединения могут передавать большие крутящие моменты, чем шпоночные, и имеют меньшие перекосы и смещения пазов и зубьев.

В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на соединения с прямобочным, эвольвентным и треугольным профилем зубьев.

Соединения шлицевые прямобочные. Основные параметры.

Шлицевые соединения с прямобочным профилем зубьев применяются для создания подвижных и неподвижных соединений.

К основным параметрам относятся:

- * D – наружный диаметр;
- * d – внутренний диаметр;
- * b – ширина зуба.

По ГОСТ 1139-80 в зависимости от передаваемого крутящего момента установлено три типа соединений: легкой, средней и тяжелой серии.

Условные обозначения шлицевых прямобочных соединений
 Вариант конструкции подвижного шлицевого соединения показан на рис. 42.

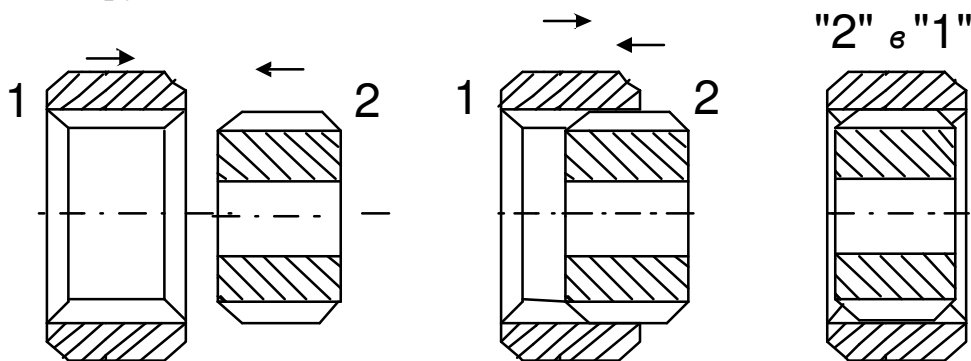


Рис. 42.. Шлицевое соединение

В шлицевых прямобочных соединениях применяют три способа центрирования вала и втулки: а) по наружному диаметру (D), б) по внутреннему диаметру (d) и в) по боковым поверхностям (рис. 43).

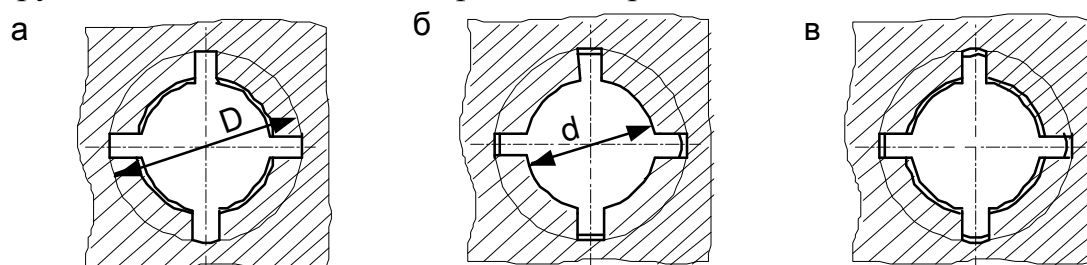


Рис. 43. Центрирование шлицевых соединений

Пример обозначения шлицевого соединения с центрированием по наружному диаметру D показан на рис. 44.

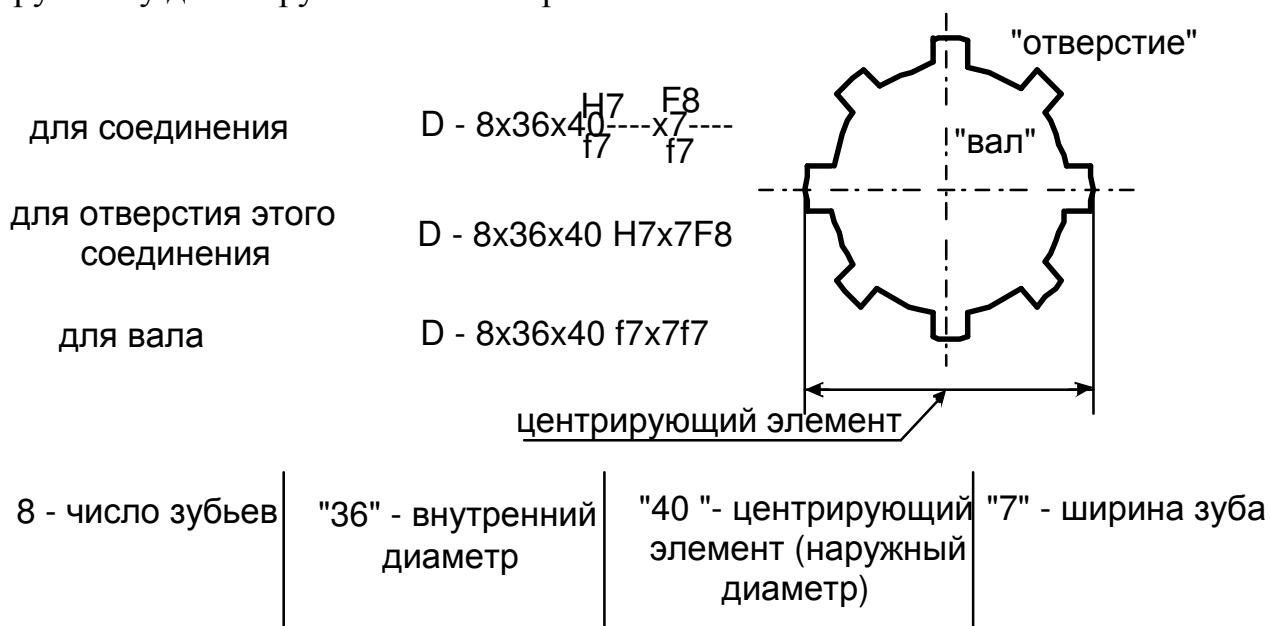


Рис.44. Обозначение шлицевого соединения

Соединения шлицевые эвольвентные. Основные параметры.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба имеют то же назначение, что и прямобоочные, но обладают рядом преимуществ (для обработки всех типоразмеров валов с определенным модулем имеется только одна червячная фреза), большей прочностью и др.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев применяются для подвижных или неподвижных соединений.

К основным параметрам относятся:

D – наружный диаметр зубьев, номинальный диаметр соединения;

m – модуль;

z – число зубьев;

$\alpha = 30^\circ$

Остальные параметры вычисляются по зависимостям, приведенным в ГОСТ 6033-80.

Резьба метрическая

Самым распространенным в машиностроении и приборостроении видом соединений является резьбовое соединение.

В зависимости от эксплуатационного назначения резьбы делятся на: 1) крепежные общего применения и 2) специальные с узкой областью применения (прямоугольные, конические, трапециевидные).

Крепежные резьбы (метрические и дюймовые) используются в разъемных соединениях и обеспечивают плотность соединений и неподвижность стыков.

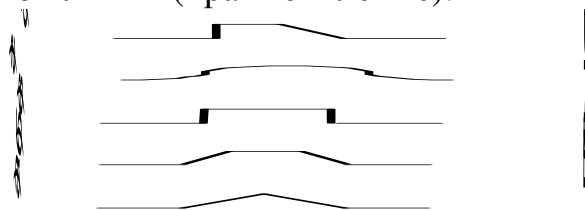
Кроме того, резьбы можно классифицировать:

по форме профиля (рис.45): а)-треугольные, б)-трапециевидные, в)-прямоугольные, г)-круглые, д)-упорные;

по числу заходов (однозаходные и многозаходные);

по форме винтовой поверхности (цилиндрические и конические);

по направлению винтовой линии (правые и левые).



Обозначение резьбы включает в себя: вид резьбы, размер, шаг и ход резьбы, поле допуска, класс точности, направление резьбы, номер стандарта.

Вид резьбы условно обозначается:

M — метрическая резьба (ГОСТ 9150—84);

G — трубная цилиндрическая резьба (ГОСТ 6357—81);

T_r — трапециевидная резьба (ГОСТ 9484—81);

S — упорная резьба (ГОСТ 10177—82);

Rd — круглая резьба (ГОСТ 13536—68);

R — трубная коническая наружная (ГОСТ 6211—81);

Rr — внутренняя коническая резьба (ГОСТ 6211—81);

Rp — внутренняя цилиндрическая (ГОСТ 6211—81);

K — коническая дюймовая резьба (ГОСТ 6111—52).

Размер конических резьб и трубной цилиндрической резьбы условно обозначается в дюймах ($1'' = 25,4$ мм), у всех остальных резьб наружный диаметр резьбы проставляется в миллиметрах.

Основными требованиями ко всем видам резьб являются долговечность и возможность свинчивания без дополнительной пригонки.

На метрические резьбы общего назначения распространяется ГОСТ 9150-84, который устанавливает номинальный профиль и размеры его элементов.

Широкое распространение резьбовых соединений обуславливает особые требования к их взаимозаменяемости. Болт и гайка сопрягаются между собой по боковым сторонам профиля, поэтому предельные контуры резьбовых изделий должны иметь четкие ограничения.

Основные параметры крепежных цилиндрических метрических резьб (рис. 46):

* d_2 (D_2) — средний диаметр резьбы соответственно болта и гайки;

* d (D) — наружный диаметр резьбы соответственно болта и гайки;

* d_1 (D_1) — внутренний диаметр резьбы соответственно болта и гайки;

* p — шаг резьбы;

* α -- угол профиля резьбы, для метрических резьб $= 60^\circ$.

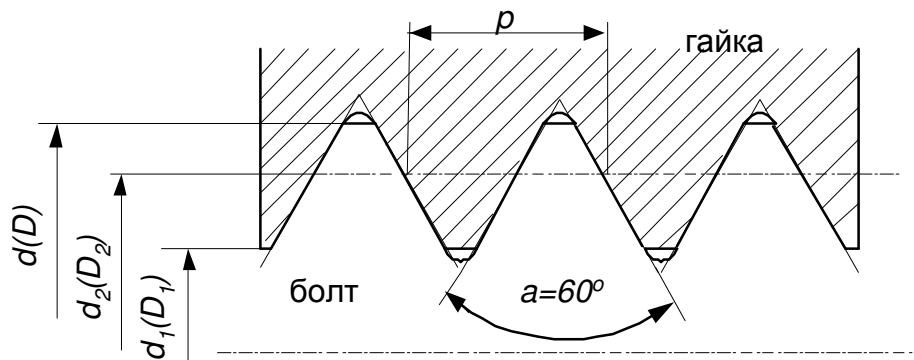


Рис. 46. Параметры резьбы

Значения основных параметров метрических (табл. 19) резьб регламентируются ГОСТ 9150-2002 и ГОСТ 8724-2002.

Выборка значений параметров метрических резьб

Таблица 19

Шаг резьбы P , мм	Наружный диаметр d для резьб, мм		Средний диаметр d_2 , D_2 , мм	Внутренний диаметр d_1 , мм
	с крупным шагом	с мелким шагом		
1	6	8	5.350	4.917
		10	7.350	6.917
			9.350	8.917
1.25	8	10	7.188	6.647
			9.188	8.647
1.5	10		9.026	8.386

		12	11.026	10.386
		14	13.026	12.386
		16	15.026	14.386
1.75	12		10.863	10.106
2	14		12.701	11.835
	16		14.701	13.835
		18	16.701	15.835
		20	18.701	17.835
		22	20.701	19.835
		24	22.701	21.835
2.5	18		16.376	15.294
	20		18.376	17.294
	22		20.376	19.294

Система допусков и посадок метрической резьбы регламентирована ГОСТ 16093-81, ГОСТ 4608-81, ГОСТ 24834-81.

Отклонения размеров в резьбовой детали на чертежах и схемах откладываются перпендикулярно оси резьбы.

Основным посадочным размером резьбы является *средний диаметр*, который определяет характер соединения. При сопряжении наружных диаметров болта и гайки для исключения заклинивания резьбы предусматриваются зазоры.

Поле допуска диаметра резьбы образуют сочетанием основного отклонения, обозначаемого буквой, с допуском по принятой степени точности. В отличие от гладких цилиндрических соединений цифра степени точности пишется на первом месте, например, 5H, 6G, 6e, 3p.

Расположение основных отклонений для резьб болтов – *h, g, e, f, d* и для резьбы гаек – *H, G, F, E, D* показано на рис. 47.



Рис. 47. Основные отклонения резьбы

Поля допусков болтов и гаек установлены для трех классов точности: точного, среднего и грубого.

Вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра резьбы допускаемые отклонения этих параметров отдельно не нормируются.

Метрическая цилиндрическая резьба применяется главным образом в качестве крепежной и *разделяется* на резьбу с крупным шагом и резьбу с мелким шагом.

При равных наружных диаметрах метрические резьбы с мелким шагом *отличаются* от резьб с крупным шагом меньшей высотой профиля и меньшим углом подъема резьбы. Поэтому резьбы с мелким шагом рекомендуется применять при малой длине свинчивания, на тонкостенных деталях, а также при переменной нагрузке, толчках и вибрациях.

Примеры обозначения посадок метрических резьб приведены на рис. 48.

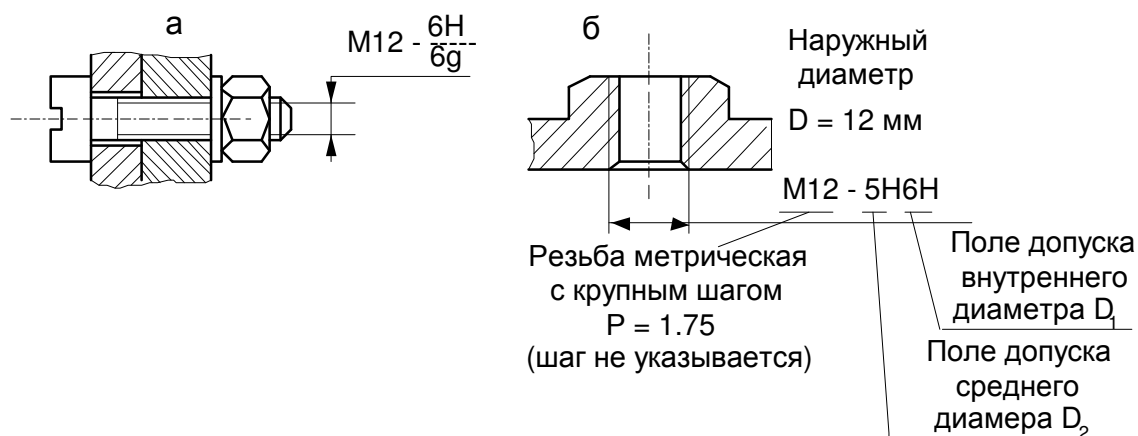


Рис. 48. Обозначение метрической резьбы

Соединения с подшипниками качения

Назначение полей допусков для вала и отверстия корпуса при установке подшипников качения

Подшипники, являясь *опорами для подвижных частей*, определяют их положение в механизме и несут значительные нагрузки.

Точность размеров, формы и взаимного расположения подшипников, шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных регламентируется ГОСТ 520-89.

В зависимости от точности изготовления и сборки для различных типов подшипников установлены следующие классы точности (табл. 20).

Классы точности подшипников качения

Таблица 20

Тип подшипника качения	Класс точности						
	0	6x	6	5	4	2	T
Шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные	+	-	+	+	+	+	+
Упорные радиально-	+	-	+	+	+	+	-

упорные							
Роликовые конические	+	+	+	+	+	+	-
Примечания: 1.Самый точный класс – Т; самый грубый – 0 2.По заказу могут быть поставлены подшипники более грубых классов: 8 и 7							

Классы точности определяют:

- * допуски размеров, формы и взаимного положения элементов деталей подшипника качения;
- * допуски размеров и формы посадочных поверхностей наружного и внутреннего колец подшипника качения;
- * допустимые значения параметров, характеризующих точность вращения подшипников.

Дополнительные технические требования к подшипникам качения устанавливаются тремя категориями: А, В, С.

Характер сопряжений (посадка) наружного кольца с отверстием в корпусе и внутреннего кольца с валом зависит от вида нагружения данного кольца.

Различают местное, циркуляционное и колебательное нагружения (рис. 49).

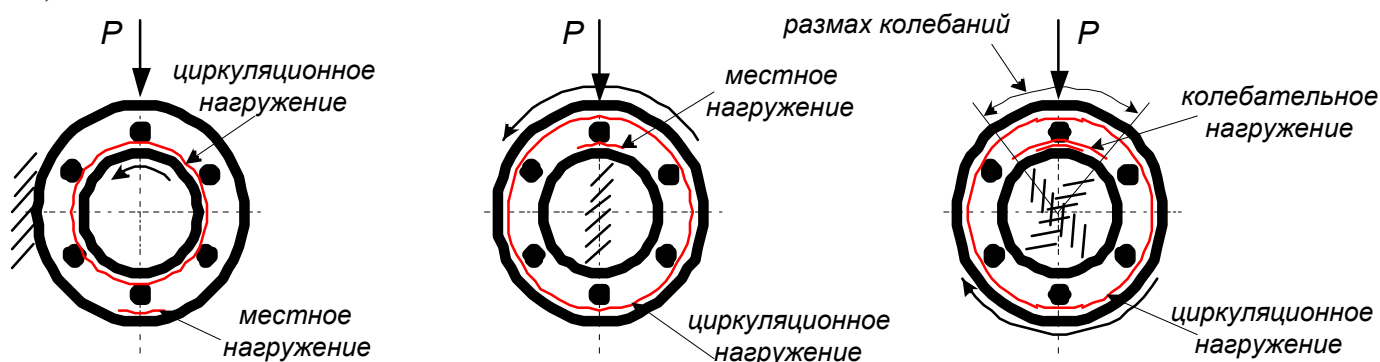


Рис. 49. Виды нагружения шарикоподшипников

При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную нагрузку от шариков ограниченным участком дорожки качения (и передает ее ограниченному участку сопряженной с ним детали).

Циркуляционным нагружением кольца называется такое нагружение, при котором кольцо воспринимает нагрузку от шариков последовательно всей дорожкой качения (и передает ее последовательно всей сопрягаемой с ним поверхности вала или корпуса).

При колебательном нагружении (рис. 49, в) результирующая радиальная нагрузка периодически изменяется (или колеблется) как по величине, так и по направлению, что приводит к расширению области нагружения. Как правило, кольца с циркуляционным нагружением сопрягаются с поверхностью вала или

отверстия корпуса по посадкам с натягом, а кольца с местным нагружением – по посадкам с небольшими зазорами.

В случае колебательного нагружения подшипники сопрягаются с валами и отверстиями корпусов с полями допусков j_s5 или j_s6 и J_s5 или J_s6 соответственно.

Подшипники качения обладают по присоединительным поверхностям полной внешней (эксплуатационной) взаимозаменяемостью, позволяющей быстро установить или заменить изношенные подшипники новыми при ремонте изделий, и неполной (групповой) внутренней взаимозаменяемостью между кольцами и телами качения.

Основными элементами систем при образовании посадок являются сопрягаемые поверхности наружного кольца (система вала) и внутреннего кольца (система отверстия).

Особенностью таких сопряжений является то, что поле допуска внутреннего кольца *смещено вниз от нулевой линии* для увеличения натягов в сопряжениях (рис. 50).

При этом образуются специальные подшипниковые посадки, получающиеся сочетанием полей допусков колец $l\ 0, 6, 5, 4, 2$ (для наружных колец) и $L\ 0, 6, 5, 4, 2$ (для внутренних колец) по ГОСТ 520 – 89 с полями допусков вала и отверстия в корпусе по ГОСТ 25347 – 82.

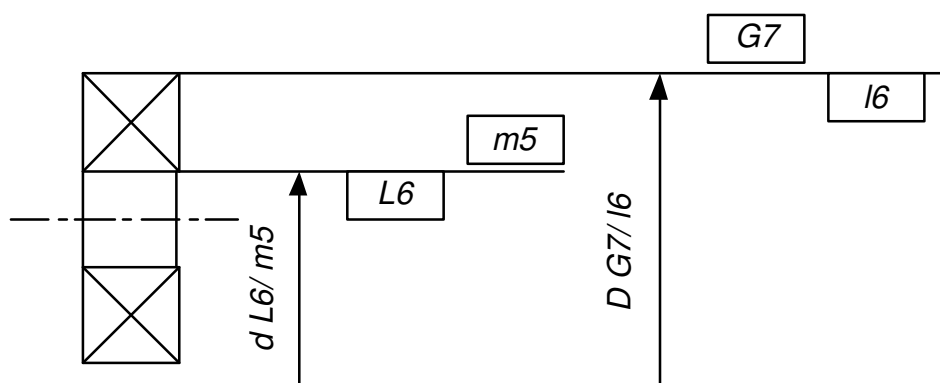


Рис. 50. Подшипниковые посадки

На рис. 51 показана схема расположения рекомендуемых полей допусков посадочных размеров для подшипников наиболее распространенных классов точности 0 и 6.

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

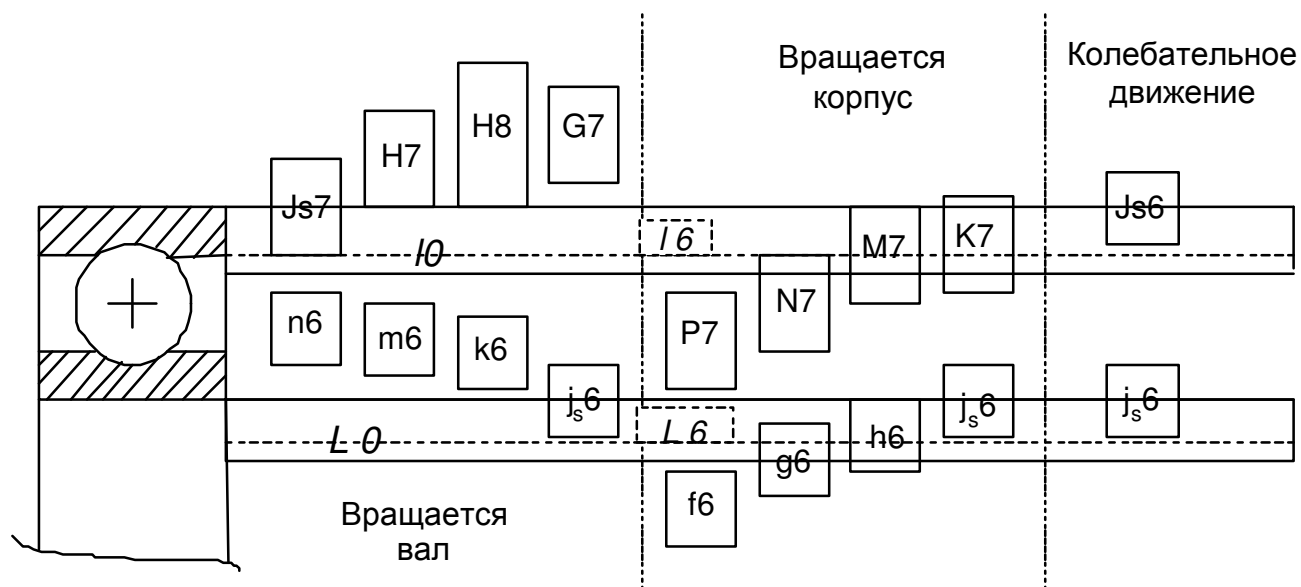


Рис. 51. Рекомендуемые посадки подшипников

Рекомендуемые посадки для рассмотренных типовых схем нагружения подшипников приведены в табл. 21.

Рекомендуемые посадки типовых схем нагружения

Таблица 21

Посадки шариковых и роликовых радиальных и радиально-упорных подшипников		
Вид кольца	Вид нагружения	Рекомендуемые посадки
Внутреннее кольцо, посадка на вал	циркуляционное	$\frac{L0}{n6}, \frac{L0}{m6}, \frac{L0}{k6}, \frac{L0}{js6}, \frac{L6}{n6}, \frac{L6}{m6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{js6}$
	местное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L0}{k6}, \frac{L0}{g6}, \frac{L0}{f6}, \frac{L6}{js6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{g6}, \frac{L6}{f6}$
	колебательное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L6}{js6}$
Наружное кольцо, посадка в корпус	циркуляционное	$\frac{N7}{l0}, \frac{M7}{l0}, \frac{K7}{l0}, \frac{P7}{l0}, \frac{N7}{l6}, \frac{M7}{l6}, \frac{K7}{l6}, \frac{P7}{l6}$
	местное	$\frac{H7}{l0}, \frac{H7}{l6}$
	колебательное	$\frac{Js7}{l0}, \frac{Js7}{l6}$
Примечания:		
1.Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются при осевой регулировке колец радиально-упорных подшипников		
2.При регулируемом наружном кольце с циркулярным нагружением радиально-упорных подшипников рекомендуются посадки $\frac{Js7}{l0}, \frac{Js7}{l6}$.		
3.Таблица дана в сокращении.		

Следует иметь в виду, что требования к форме посадочной поверхности, сопрягаемой с кольцом подшипника качения, более жесткие по сравнению с

допуском размера. Это требуется, чтобы тонкие кольца подшипника не воспринимали грубые отклонения формы массивного корпуса ил и вала при сопряжении с ними.

Примеры решения задач

1. Известна посадка штифта с одной деталью $\begin{smallmatrix} +0.020 \\ +0.005 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.015 \\ +0.006 \end{smallmatrix}$. Максимальный зазор штифта с другой деталью равен +9 мкм. Чему равен минимальный зазор штифта со второй деталью?

Решение. $ES_1 - EI_1 = (T_D)_1 = 15$ мкм – допуск первой детали; $ES_2 - ei = (S_{max})_2 = 9$ мкм; $ES_2 = 9 + 6 = 15$ мкм – верхнее отклонение второй детали; $EI_2 = ES_2 - (TD)_2 = 15 - 15 = 0$ – нижнее отклонение второй детали (рекомендуется $(T_D)_1 = (T_D)_2$); $EI_2 = 0$; $(S_{min})_2 = EI_2 - es = 0 - 15 = -15$ мкм.

2. Допуск ширины призматической шпонки $T_d = 30$ мкм. В соединении с пазом вала образуется $N_{max} = 0.03$. Определить максимально возможный зазор в соединении S_{max} .

Решение. Рекомендуемый допуск на ширину шпонки $h9$, поэтому $ei = -30$ мкм, а $es = 0$. $N_{max} = es - EI$, то есть $30 = 0 - EI$, откуда $EI = -30$. Рекомендуемый квалитет выполнения шпоночного паза на валу $N9$, откуда $T_D = 30$ мкм и $ES = 0$. Минимальный натяг в соединении $N_{min} = ei - ES = -30 - 0 = -30$. Поскольку $N_{min} = -S_{max}$, то $S_{max} = 30$ мкм.

3. При посадке радиального шарикоподшипника класса 6 в отверстие 30 мм максимально возможный зазор равен 21 мкм. Допуск отверстия корпуса 24 мкм. Допуск среднего диаметра наружного кольца подшипника равен 9 мкм. Определить предельные отклонения отверстия.

Решение. $ei = -9$ мкм, $ES = S_{max} + ei = 21 + (-9) = +12$ мкм, $EI = ES - T_D = +12 - 24 = -12$ мкм.

Тесты

1. Соединение штифта с первой деталью $\pm 0.006 / \begin{smallmatrix} +0.012 \\ +0.004 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(S_{max})_2 = 18$ мкм. Определить нижнее отклонение второй детали EI_2 .

2. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.003 \\ -0.009 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.012 \\ +0.004 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(N_{max})_2 = 0.018$. Определить верхнее отклонение второй детали ES_2 .

3. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.012 \\ +0.002 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.008 \\ +0.002 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(N_{max})_2 = 0.008$. Определить верхнее отклонение второй детали ES_2 .

4. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.022 \\ +0.010 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.012 \\ +0.004 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(S_{max})_2 = 2$ мкм. Определить нижнее отклонение второй детали EI_2 .

5. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.024 \\ +0.006 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.018 \\ +0.007 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(N_{max})_2 = 0.03$. Определить верхнее отклонение второй детали ES_2 .

6. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.016 \\ +0.006 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.008 \\ +0.002 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(N_{max})_2 = 0.013$. Найти $(N_{min})_2$.

7. Соединение штифта с первой деталью $\begin{smallmatrix} +0.034 \\ +0.016 \end{smallmatrix} / \begin{smallmatrix} +0.018 \\ +0.007 \end{smallmatrix}$. В соединении со второй деталью $(N_{max})_2 = 0.03$. Найти $(N_{min})_2$.

8. Соединение штифта с первой деталью $\frac{+0.005}{-0.010} / \frac{+0.015}{+0.006}$. В соединении со второй деталью $(N_{\max})_2=0.01$. Найти $(N_{\min})_2$.
9. Соединение штифта с первой деталью $\pm 0.005 / \frac{+0.008}{+0.002}$. В соединении со второй деталью $(S_{\max})_2=0.01$. Найти $(S_{\min})_2$.
10. Допуск ширины призматической шпонки 25 мкм. В соединении шпонки с валом образуется максимальный зазор 21 мкм. Определить возможный максимальный натяг.
11. Допуск ширины призматической шпонки 30 мкм. В соединении шпонки с валом образуется максимальный зазор 18 мкм. Определить нижнее отклонение поля допуска паза на валу.
12. Поле допуска втулки симметрично. В соединении шпонки с пазом втулки образуется максимальный натяг 18 мкм. Определить максимально возможный зазор в соединении.
13. Допуск ширины призматической шпонки 30 мкм. При допуске паза втулки 48 мкм образуется средний зазор 69 мкм. Найти максимальный зазор в соединении.
14. Среднее отклонение поля допуска шпонки $e_m = -0.018$. При соединении с пазом вала образуется максимальный зазор 72 мкм. Найти нижнее отклонение поля допуска паза вала.
15. В соединении подшипника с корпусом известны: допуск среднего наружного диаметра подшипника 8 мкм; допуск отверстия в корпусе 18 мкм; средний зазор в соединении 19 мкм. Определить предельные отклонения поля допуска отверстия.
16. Допуск среднего диаметра отверстия шарикоподшипника равен 7 мкм; допуск вала равен 9 мкм; средний зазор в соединении 1 мкм. Определить предельные отклонения вала.
17. При посадке шарикоподшипника на вал образуются максимальный зазор 8 мкм и максимальный натяг 20 мкм. Допуск среднего диаметра внутреннего кольца подшипника равен 12 мкм. Определить предельные отклонения поля допуска вала.
18. В соединении шарикоподшипника с корпусом допуск наружного кольца 8 мкм; максимально возможный зазор в соединении 20 мкм; минимально возможный зазор в соединении 2 мкм. Определить предельные отклонения поля допуска отверстия в корпусе.
19. Шарикоподшипник соединяется с отверстием 40M7 (-0.025) . Допуск среднего диаметра наружного кольца 11 мкм. Определить предельные значения зазора в соединении.
20. Шарикоподшипник «посажен» на вал 20m6 $(\frac{+0.021}{+0.008})$. Допуск среднего диаметра внутреннего кольца подшипника 8 мкм. Найти предельно допустимые натяги в соединении.
21. Шарикоподшипник, имеющий допуск среднего диаметра наружного кольца 11 мкм, соединяется с отверстием 40G7 $(\frac{+0.034}{+0.009})$. Определить предельные значения зазора в соединении.

22. Шарикоподшипник, имеющий допуск среднего диаметра внутреннего кольца 10 мкм, соединяется с валом, у которого $es = -0.007$, $ei = -0.02$. Определить предельные значения зазора в соединении.
23. Допуск среднего диаметра наружного кольца шарикоподшипника 7 мкм. Допуск диаметра отверстия в корпусе 15 мкм. Максимальный натяг в соединении 0.01. Определить предельные отклонения отверстия в корпусе.
24. Шарикоподшипник, имеющий допуск среднего диаметра внутреннего кольца 8 мкм, соединяется с валом, допуск диаметра которого 8 мкм. При этом образуется соединение с максимальным зазором 0.018. Определить предельные отклонения вала.
25. Шарикоподшипник, имеющий допуск среднего диаметра внутреннего кольца 8 мкм, соединяется с валом, допуск диаметра которого 8 мкм. При этом образуется соединение со средним натягом 0.02. Определить предельные отклонения вала.
26. Допуск среднего диаметра наружного кольца шарикоподшипника 11 мкм. При соединении подшипника с корпусом образуются максимальный зазор 3 мкм и максимальный натяг 33 мкм. Определить предельные отклонения отверстия в корпусе.
27. Шарикоподшипник, имеющий допуск среднего диаметра внутреннего кольца 8 мкм, соединяется с валом. При этом образуется соединение с максимальным зазором 0.02 и минимальным зазором 0.004. Определить предельные отклонения вала.

Контрольные вопросы

1. Типы штифтовых соединений. Варианты конструкторской реализации.
2. Рекомендуемые посадки штифтовых соединений.
3. Типы шпоночных соединений. Варианты конструкторской реализации.
4. Рекомендуемые посадки шпоночных соединений.
5. Параметры прямобочных шлицевых соединений.
6. Виды допусков для эвольвентных шлицевых соединений.
7. Виды нагружения шариковых и роликовых подшипников качения.
8. Особенности расположения и обозначение на чертежах полей допусков и посадок шариковых и роликовых подшипников качения.
9. Параметры метрической резьбы и их обозначение.
10. Допуски метрических резьб.

Глава 4. Размерные цепи

Взаимосвязь размеров деталей сборочной единицы определяет необходимую для нормальной работы изделия правильность положения одних деталей, их поверхностей или осей, относительно других деталей изделия, а взаимосвязь размеров отдельной детали определяет технологичность её изготовления.

Термины, определения и обозначения

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении задачи обеспечения необходимого допуска размера замыкающего звена. Различают конструкторские, технологические и измерительные размерные цепи, которые используются для обеспечения требуемой точности деталей и узлов соответственно при конструировании, изготовлении и измерении изделий.

Размерная цепь, размеры которой определяют взаимное положение поверхностей или осей одной детали, называется *подетальной*. Если же размеры, входящие в цепь определяют взаимное положение нескольких деталей узла или механизма, то такая размерная цепь называется сборочной или узловой. Простейшей элементарной *сборочной* размерной цепью является *посадка*.

Размеры, образующие размерную цепь называются *звеньями* размерной цепи. Причем величина конструктивного зазора или натяга, несовпадение осей или поверхностей в сборочной размерной цепи рассматриваются как отдельное самостоятельное звено, хотя номинальный размер этого звена часто равен нулю.

Замыкающим называется звено, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате ее решения.

Составляющим называется звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном.

Все составляющие звенья подразделяются на увеличивающие и уменьшающие. *Увеличивающим* называется звено, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается. *Уменьшающим* называется звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Компенсирующим или *увязочным* называется составляющее звено размерной цепи, изменением значения которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Увязочное звено предназначено для согласования отклонений замыкающего и составляющих звеньев размерной цепи. В результате расчёта отклонения увязочного звена, как правило, получаются нестандартными, поэтому в качестве увязочного рекомендуется выбирать одно из легкодоступных звеньев простой геометрической формы.

Изменение размеров составляющих звеньев по-разному влияет на размер замыкающего звена.

Передаточным отношением ξ называется коэффициент, характеризующий степень влияния отклонения составляющего звена на отклонение замыкающего. Определяется ξ как отношение отклонения замыкающего звена, вызванного отклонением составляющего, к величине отклонения этого составляющего звена.

Для размерных цепей с параллельными звеньями передаточные отношения $\xi = +1$ для увеличивающих и $\xi = -1$ для уменьшающих звеньев.

Виды размерных цепей

В приборостроении наиболее применяемыми являются две группы размерных цепей, различающиеся по месту в агрегате – (по)детальные и

сборочные и различающиеся по расположению звеньев в цепи – линейные, угловые, плоские и пространственные.

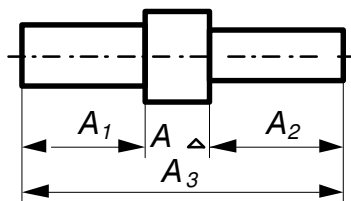


Рис. 52. Подетальная цепь

(По)детальная размерная цепь (рис. 52) – это цепь, звеньями которой являются размеры одной детали.

Сборочная размерная цепь (рис. 53) – это цепь, звеньями которой являются размеры отдельных деталей. Такая цепь определяет точность расположения заданных поверхностей данной сборочной единицы или всего агрегата.

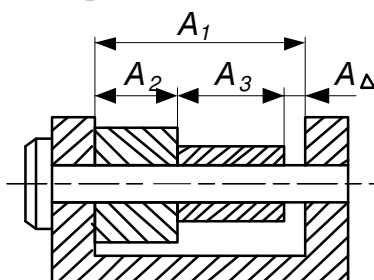


Рис. 53. Сборочная цепь

Линейная размерная цепь – это цепь, звеньями которой являются линейные размеры, расположенные на параллельных прямых линиях (рис. 52, 53). Составляющие звенья линейной размерной цепи обозначаются прописными буквами русского алфавита (кроме К, М, О, Р, Т).

Угловая размерная цепь – это цепь, звеньями которой являются угловые размеры (рис. 54), расположенные в одной плоскости и имеющие общую вершину. Составляющие звенья линейной размерной цепи обозначаются строчными буквами греческого алфавита (кроме α , β , ξ , λ , ω).

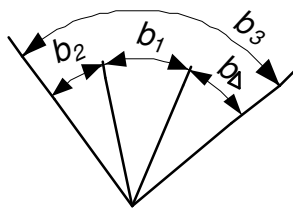


Рис.54. Угловая цепь

Плоская размерная цепь – это цепь, звеньями которой являются линейные и угловые размеры, расположенные в одной или нескольких параллельных плоскостях (рис. 55).

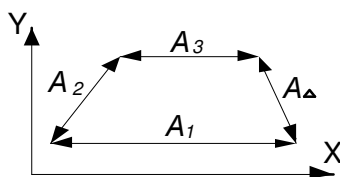


Рис.55.Плоская цепь

Пространственная размерная цепь (рис. 56) – это цепь, звеньями которой являются линейные и угловые размеры, расположенные в пространстве произвольно.

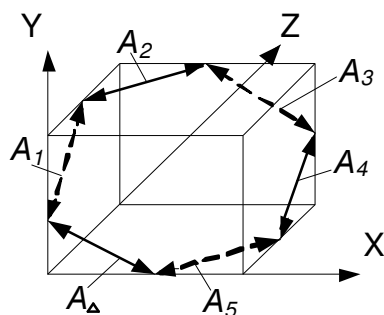


Рис. 56. Пространственная цепь

Для удобства рассмотрения схем размерных цепей над буквами *A*, обозначающими звенья цепи, ставят стрелки разного направления: над увеличивающими замыкающее звено размерами, стрелка направлена направо, а над уменьшающими – влево.

Расчет размерных цепей заключается в установлении связей между размерами, их допусками и отклонениями всех звеньев. При этом решается либо прямая, либо обратная задача.

При решении *прямой задачи* по установленным предельным размерам или номинальному размеру с предельными отклонениями замыкающего звена определяют наиболее рациональные значения номинальных размеров, допусков и предельных отклонений всех составляющих звеньев размерной цепи.

При решении *обратной задачи* по известным значениям номинальных размеров с предельными отклонениями всех составляющих звеньев рассчитывают номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

Решение прямой задачи применяется при проектировании изделий или технологических процессов; решая обратную задачу, проверяют правильность решения прямой задачи.

Требуемая точность замыкающего звена может быть достигнута способами полной, неполной, групповой взаимозаменяемости, а также методами пригонки или регулирования.

При способе полной взаимозаменяемости детали соединяются при сборке без подбора, пригонки или регулирования. При этом значения замыкающего звена не выходят за установленные пределы у всех объектов (обеспечивается 100%-я сборка при любом самом неблагоприятном сочетании размеров годных деталей). Расчет носит название «расчет на максимум-минимум».

При методе неполной взаимозаменяемости детали также соединяются при сборке без подбора, пригонки или регулирования, но при этом у небольшой заранее обусловленной части объектов значения замыкающего звена могут выйти за установленные пределы. Расчет ведётся с применением положений теории вероятностей и носит название «вероятностный метод».

При *групповой взаимозаменяемости* соединение деталей производится по соответствующим группам, на которые они были предварительно рассортированы по своим размерам. Метод групповой взаимозаменяемости состоит в обработке

сопрягаемых деталей с увеличенными, экономически приемлемыми для данного производства допусками, сортировке этих деталей на равное число групп и сборке их в изделия в соответствии с выбранными группами. В результате такой групповой сборки получаются изделия с меньшими колебаниями размера замыкающего звена.

При методе *пригонки* или *регулирования* точность замыкающего звена достигается изменением размера компенсирующей детали путем удаления определенного слоя металла (*пригонки*) или подбором сменных прокладок требуемой толщины (*регулирование*).

Основные способы расчета размерных цепей: *расчет на максимум-минимум*, учитывающий самые неблагоприятные сочетания предельных отклонений звеньев и *вероятностный*, учитывающий возможные вероятности рассеяния размеров и различных сочетаний отклонений составляющих звеньев.

Последовательность расчета сборочной размерной цепи

1. Формулируется задача и устанавливается замыкающее звено.

Ставится задача обеспечения работоспособности изделия, устанавливается замыкающее звено, влияющее на эксплуатационные показатели и собираемость изделия.

2. Устанавливаются предельные значения размеров замыкающего звена.

Предельные значения $A_{\Delta_{\max}}$ – наибольшее и $A_{\Delta_{\min}}$ – наименьшее устанавливаются исходя из теоретических исследований или на основе опыта эксплуатации аналогичных изделий.

3. Составляется замкнутый контур размерной цепи (рис. 57,а).

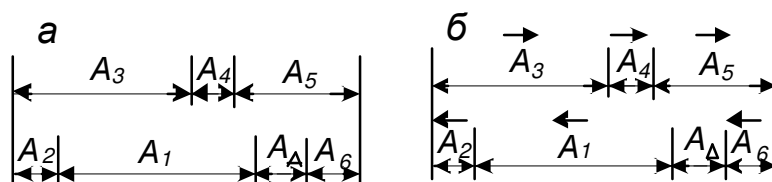


Рис. 57. Замкнутый размерный контур

Последовательно, начиная от поверхности (или оси) детали, ограничивающей замыкающее звено, проставляют размеры деталей до их основных баз (поверхности, соприкасающейся с другой деталью). Последним звеном, образующим замкнутый контур размерной цепи, будет размер детали от ее основной базы (сопрягаемой поверхности, с которой сопрягается предыдущая деталь) до поверхности (или оси) этой детали, ограничивающей замыкающее звено с другой стороны.

4. Выявляются увеличивающие и уменьшающие звенья.

В сложных размерных цепях эти звенья легко определить, применяя правило обхода по контуру. Замыкающему звену присваивается определенное направление (стрелка направлена влево). Над остальными составляющими звеньями также проставляются стрелки так, чтобы получился замкнутый контур направления. Все составляющие звенья, имеющие то же направление стрелок, что и у замыкающего звена, будут уменьшающими, остальные – увеличивающими.

5. Определяются передаточные отношения составляющих звеньев (в размерных цепях с параллельными звеньями передаточное отношение $\xi = 1$).
6. Строится схема (графическое изображение) размерной цепи (рис.57,б). Вместо стрелок над буквенными обозначениями звеньев (например, $\overleftarrow{A_1}$, $\overleftarrow{A_2}$ и т.д.) составляющие звенья можно изображать размерными линиями со стрелками, направленными у увеличивающих звеньев вправо, а у уменьшающих – влево.
7. Определяются номинальные размеры A_j составляющих и замыкающих звеньев.

Номинальные размеры определяют по чертежу с учетом масштаба и округляют в соответствии с действующими стандартами.

8. Составляется основное уравнение размерной цепи. Исходя из условия замкнутости контура размерной цепи, сумма размеров увеличивающих звеньев равна сумме размеров уменьшающих и замыкающего звеньев. Для цепи, изображенной на рис. 57, имеем:

$$A_3 + A_4 + A_5 = A_6 + A_1 + A_2 + A_\Delta$$

Распространив уравнение на произвольное число составляющих звеньев и решая его относительно замыкающего звена, получают *основное уравнение размерной цепи* с параллельными звеньями:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^k \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_j}, \quad (1)$$

где k – число увеличивающих составляющих звеньев, $(m-1)$ – число составляющих звеньев размерной цепи.

9. Выявляются звенья с известными предельными отклонениями. Такими звеньями являются размеры стандартных, покупных и заимствованных изделий (например, шарикоподшипников).

10. Определяются предельные отклонения (верхнее $E_s A_\Delta$ и нижнее $E_i A_\Delta$) замыкающего звена:

$$E_s A_\Delta = A_{\Delta \max} - A_\Delta; \quad E_i A_\Delta = A_{\Delta \min} - A_\Delta$$

11. Определяется координата середины поля допуска (среднее отклонение) замыкающего звена:

$$E_m A_\Delta = (E_s A_\Delta + E_i A_\Delta) / 2.$$

12. Определяется допуск замыкающего звена:

$$T_\Delta = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}, \text{ или } T_\Delta = E_s A_\Delta - E_i A_\Delta$$

13. Выбирается метод достижения требуемой точности замыкающего звена, экономически приемлемый для данного производства:

- 1) метод полной взаимозаменяемости (обеспечивается расчетом «на максимум-минимум»);
- 2) вероятностный метод (обеспечивается теоретико-вероятностным расчетом);
- 3) метод пригонки;
- 4) метод селекции.

Основные соотношения параметров, составляющих размерную цепь

Исходя из формулы 1, предельные размеры замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^k \overrightarrow{A_{j \max}} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_{j \min}} \quad (2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^k \overrightarrow{A_{j \min}} - \sum_{k+1}^{m-1} \overleftarrow{A_{j \max}} \quad (3)$$

Вычитая почленно из уравнения (2) уравнение (3) и учитывая, что разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами есть допуск, получим зависимость между допусками замыкающего T_{Δ} и составляющих T_j звеньев.

Для размерной цепи с параллельными звеньями:

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} T_j \quad (4)$$

Вычитая почленно из уравнения (2) или (3) уравнение (1) и учитывая, что разность между наибольшим (или наименьшим) предельным и номинальным размерами есть верхнее (или нижнее), отклонение, получим следующие уравнения для размерной цепи с параллельными звеньями:

$$E_s A_{\Delta} = \sum_{j=1}^k E_s \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} E_i \overleftarrow{A_j} \quad (5)$$

$$E_i A_{\Delta} = \sum_{j=1}^k E_i \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} E_s \overleftarrow{A_j} \quad (6)$$

Вместо уравнений 5 и 6 на практике часто пользуются зависимостью между средними отклонениями размеров замыкающего и составляющих звеньев.

Для размерных цепей с параллельными звеньями:

$$E_m A_{\Delta} = \sum_{j=1}^k E_m \overrightarrow{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} E_m \overleftarrow{A_j} \quad (7)$$

При решении *обратной задачи* по формулам (1), (4)÷(7) легко определяются номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Сложнее решается *прямая задача*.

При конструировании (*прямая задача*), возникает необходимость определить параметры составляющих звеньев размерной цепи при известном замыкающем звене. Решением данной задачи может быть большое количество вариантов сочетаний допусков и предельных отклонений составляющих звеньев.

Обычно в прикидочных расчетах пользуются *способом равных допусков*, т.е.

$$T_1 = T_2 = \dots = T_{m-1} = \frac{T_{\Delta}}{m-1}$$

При большой разнице в номинальных размерах составляющих звеньев такой способ является *некорректным*, так как к большим звеньям будут предъявляться более жесткие требования по точности.

Решение прямой задачи методом «на максимум-минимум».

Известно, что допуск T есть произведение единицы допуска i_j на коэффициент k_j . Это справедливо для любого звена размерной цепи: $T_j = k_j i_j$, где k_j – число единиц допуска (величина постоянная для данного качества); i_j – единица допуска, характеризующая ту часть допуска, которая меняется с изменениями размера:

$$i_j = 0.45 \sqrt[3]{D_j} + 0.001 D_j,$$

где D_j – среднегеометрический размер интервала.

Итак, чтобы добиться одинаковых требований к точности изготовления составляющих звеньев, необходимо, чтобы коэффициенты k_j были бы одинаковыми у всех звеньев размерной цепи:

$$\sum_{j=1}^{m-1} T_j = k i_1 + k i_2 + \dots + k i_{m-1} \text{ или}$$

$$\sum_{j=1}^{m-1} T_j = k \sum_{j=1}^{m-1} i_j.$$

Так как разброс размеров замыкающего звена должен быть равен сумме разбросов составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} T_j,$$

получаем:

$$T_{\Delta} = k \sum_{j=1}^{m-1} i_j$$

откуда

$$k = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j} \quad (8)$$

Значения k характеризуют точность, с какой следует получать все составляющие звенья размерной цепи. Рассчитанное по формуле (8) значение $k_{расч}$ заменяется ближайшим k из дискретного ряда значений (таблица 23), соответствующих установленным стандартом квалитетам (уровням точности).

Число единиц допуска k

Таблица 23

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

Значения единицы допуска i для размеров до 500 мм в соответствии с принятым разбиением на 13 интервалов, приведено в таблице 24.

Значения единицы допуска i

Таблица 24

Интервал размеров, мм	i_j , мкм	Интервал размеров, мм	i_j , мкм	Интервал размеров, мм	i_j , мкм
До 3	0,55	Св. 30 до 50	1,56	Св.250 до 315	3,22
Св. 3 до 6	0,73	Св. 50 до 80	1,86	Св. 315 до 400	3,54
Св.6 до10	0,90	Св.80 до 120	2,17	Св. 400 до 500	3,89
Св. 10 до 18	1,08	Св.120 до 180	2,52		
Св. 18 до 30	1,31	Св.180 до 250	2,89		

Если в результате расчёта цепи получается, что расчётное число единиц допуска $k_{расч}$ не равно числу k , соответствующему определённому уровню точности (квалитету), целесообразно назначать допуски составляющих элементов

по двум соседним квалитетам, причём для больших по величине размеров – по более грубым квалитетам, и наоборот. Если при этом не удаётся обеспечить строгого равенства суммы допусков составляющих звеньев заданной величине допуска замыкающего звена, то одно из составляющих звеньев (простое по конструкции, легко обрабатываемое) выбирают в качестве увязочного, вычисляя отдельно его допуск и предельные отклонения.

Требуемая точность замыкающего звена при изложенном способе решения задачи достигается при любом сочетании действительных размеров, составляющих размерную цепь. Обеспечивается полная взаимозаменяемость без каких-либо воздействий на составляющие размеры. При этом предполагается, что в размерной цепи одновременно могут оказаться все звенья с предельными значениями, причем в самых неблагоприятных сочетаниях: все увеличивающие звенья с верхними предельными размерами, а уменьшающие с нижними; или наоборот.

Предельные отклонения размеров составляющих звеньев рекомендуется назначать: на охватываемые («валы») – по h , на охватывающие («отверстия») – по H , на остальные размеры – по $\pm \frac{IT}{2}$, то есть симметричные отклонения.

Данные расчета удобно оформлять в виде таблицы.

Пример.

На рис. 58 изображен фрагмент конструкции, у которой для компенсации тепловых деформаций деталей необходимо обеспечить при сборке осевой зазор $A_{\Delta} = 1.0^{+0.2}$ между торцом крышки и наружным кольцом подшипника. Требуется назначить допуски и отклонения на составляющие звенья размерной цепи, при которых обеспечивается собираемость механизма при любом сочетании размеров. Допуски и отклонения на размеры подшипников качения назначать условно, как и на другие детали.

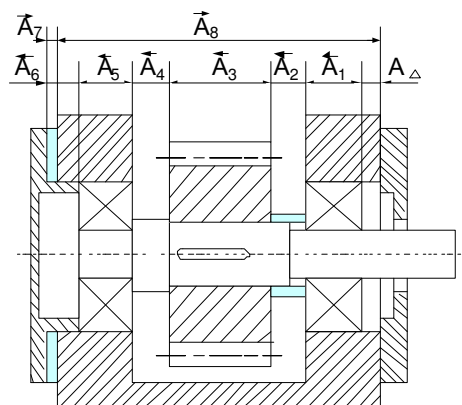


Рис. 58. Фрагмент конструкции

Решение.

1. Определение номинальных размеров составляющих звеньев.

Номинальные размеры стандартных деталей находят по соответствующим стандартам. Остальные размеры составляющих звеньев, кроме звена A_7 , выбранного в качестве увязочного (изменением характеристик которого

добиваются строгого выполнения условий основного уравнения размерной цепи), определяют непосредственно по чертежу.

Для нахождения номинального размера A_7 воспользуемся зависимостью

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^k \overset{\rightarrow}{A_j} - \sum_{k+1}^{m-1} \overset{\leftarrow}{A_j} ;$$

$$A_{\Delta} = \overset{\rightarrow}{A_7} + \overset{\rightarrow}{A_8} - \overset{\leftarrow}{A_1} - \overset{\leftarrow}{A_2} - \overset{\leftarrow}{A_3} - \overset{\leftarrow}{A_4} - \overset{\leftarrow}{A_5} - \overset{\leftarrow}{A_6}$$

$$1 = 65 - 9 - 8 - 28 - 8 - 9 - 4 + A_7.$$

$$A_7 = 2.0 \text{ мм}$$

2. Определение средней точности размерной цепи.

$$k = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i_j}$$

$$k = \frac{200}{0.9 + 0.9 + 1.31 + 0.9 + 0.9 + 0.73 + 0.55 + 1.86} = 24.84.$$

Найденное число единиц допуска практически соответствует 8-му качеству точности. Предельные отклонения на составляющие звенья, кроме A_7 , рекомендуется назначать на охватываемые размеры – по h , на охватывающие размеры – по H , на остальные – $\pm \frac{IT}{2}$, т.е. симметричные предельные отклонения.

Результаты поэтапных расчетов сведены в табл. 25.

Результаты поэтапных расчетов

Таблица 25

Обозна- чение	Номинал- ный размер	i , мкм	Обозн. основн. откло- нения	Квали- тет	Допуск	Верхнее	Нижнее	Середин- а поля допуска, C
					T	откл-ние B	откл-ние H	
мкм								
A_{Δ}	1	--	--	--	200	+200	0	+100
$\overset{\leftarrow}{A}_1$	9	0.9	h	8	22	0	-22	-11
$\overset{\leftarrow}{A}_2$	8	0.9	h	8	22	0	-22	-11
$\overset{\leftarrow}{A}_3$	28	1.31	h	8	33	0	-33	-16.5
$\overset{\leftarrow}{A}_4$	8	0.9	h	8	22	0	-22	-11
$\overset{\leftarrow}{A}_5$	9	0.9	h	8	22	0	-22	-11
$\overset{\leftarrow}{A}_6$	4	0.73	$\pm \frac{IT}{2}$	8	18	+9	-9	0
$\vec{A}_7$	2	0.55	--	≈ 8	15	+70	+55	+62.5

Обозначение	Номинальный размер	i , мкм	Обозн. основн. отклонения	Квалитет	Допуск T	Верхнее откл-ние B	Нижнее откл-ние H	Середина поля допуска, C
					мкм			
$\vec{A}_8$	65	1.86	h	8	46	0	-46	-23

3. Определение допуска звена $\vec{A}_7$

$$T_{\Delta} = \sum_1^8 T$$

$$200 = 22 + 22 + 33 + 22 + 22 + 18 + T_7 + 46$$

$$T_7 = 15 \text{ мкм}$$

4. Определение предельных отклонений звена $\vec{A}_7$

$$B_{\Delta} = \sum \vec{B} - \sum \overleftarrow{H}$$

$$+200 = \vec{B}_7 + (0) - (-22) - (-22) - (-33) - (-22) - (-9)$$

$$\vec{B}_7 = 70$$

$$H_{\Delta} = \sum \overleftarrow{H} - \sum \vec{B}$$

$$0 = \overleftarrow{H}_7 - 46 - 0 - 0 - 0 - 0 - 0 - 9$$

$$\overleftarrow{H}_7 = 55$$

Метод неполной взаимозаменяемости (теоретико-вероятностный метод).

Метод исходит из предположения, что сочетание действительных размеров составляющих звеньев в изделии носит случайный характер и вероятность самого их неблагоприятного сочетания весьма мала.

Такой метод расчета, который учитывает рассеяние размеров и вероятность их различных сочетаний, называется вероятностным методом расчета. Метод допускает малый процент изделий, у которых замыкающее звено выйдет за рамки поля допусков. При этом расширяются допуски размеров, составляющих цепь, и тем самым снижается себестоимость изготовления изделий.

Суть вероятностного метода расчета размерной цепи поясняется рисунком 59, для случая, когда центр группирования действительных значений каждого составляющего звена совпадает с серединой его поля допуска (средним отклонением). Зависимость между средними отклонениями замыкающего и составляющих звеньев та же, что и при расчете на максимум-минимум.

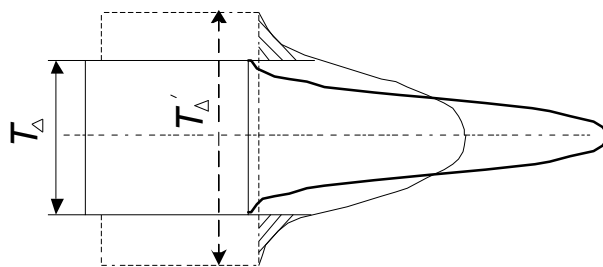


Рис. 59. К вероятностному расчету цепи

Допуская некоторый процент брака в партии изделий, производят модификацию (расширение) исходного допуска (T_{Δ}) замыкающего звена размерной цепи (рис. 59), при этом сумма значений допусков звеньев, составляющих цепь равна величине модифицированного допуска (T'_{Δ}) замыкающего звена.

Задачей корректного расчета является назначение допусков на составляющие звенья, соответствующих одинаковому уровню точности изготовления (калиту).

Зависимость допусков замыкающего и составляющих звеньев в размерных цепях с параллельными звеньями имеет следующий вид:

$$T_{\Delta} = t_{\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 T_j^2} \quad (8)$$

где t_{Δ} – коэффициент риска, характеризующий вероятность выхода отклонений замыкающего звена за пределы допуска; λ_j – относительное среднее квадратическое отклонение, или коэффициент, характеризующий закон рассеяния размеров.

В зависимости от принятого процента брака $P\%$ значения коэффициента риска t при нормальном законе распределения отклонений и равновероятном их выходе за обе границы поля допуска выбирают из ряда значений, приведенного в таблице 26.

Таблица соответствия коэффициента риска к допустимому % брака

Таблица 26

$P, \%$	32.00	10.00	4.50	1.00	0.27	0.10	0.01
t	1.00	1.65	2.00	2.57	3.00	3.29	3.89

Коэффициент λ_j^2 принимается 1/9 при нормальном законе распределения отклонений (для изделий крупносерийного производства); 1/6 при распределении отклонений по закону треугольника (закону Симпсона); 1/3 при распределении отклонений по закону равной вероятности (для изделий мелкосерийного и индивидуального производства).

Формула 8 устанавливает связь между допуском на замыкающий размер и допусками на составляющие звенья.

Для того чтобы добиться одинаковой точности составляющих звеньев размерной цепи, воспользуемся известной формулой $T_j = k_j i_j$ и подставим ее в выражение 8. Потребуем, чтобы k у всех звеньев были одинаковыми, тогда:

$$T_{\Delta} = tk \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 i_j^2};$$

Окончательно получим:

$$k = \frac{T_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \lambda_j^2 i_j^2}}$$

Значение k характеризует точность, с которой следует изготовить все составляющие звенья размерной цепи при заданных условиях.

Пример

Пусть в конструкции, рассмотренной в предыдущем примере, необходимо назначить допуски и отклонения на составляющие звенья при $P = 0.27\%$ и при нормальном законе распределения рассеяния размеров составляющих звеньев.

Допуски и отклонения на ширину подшипниковых колец назначать условно, как и на другие детали.

Решение.

1. Определение номинальных размеров составляющих звеньев выполняется аналогично соответствующему пункту решения задачи методом максимума-минимума.

2. Определение средней точности размерной цепи

Воспользуемся зависимостью

$$k = \frac{T_{\Delta}}{t \sqrt{\sum \lambda_j^2 i_j^2}}.$$

$$k = \frac{200}{3 \sqrt{\frac{1}{9} [(0,9)^2 + (0,9)^2 + (1,31)^2 + (0,9)^2 + (0,9)^2 + (0,73)^2 + (0,55)^2 + (1,86)^2]}}.$$

$$k = 65.76.$$

Найденное число единиц допуска близко к стандартному значению $k=64$, соответствующему 10-му качеству. Сравнивая результаты расчёта с предыдущим методом, заметим, что данный расчёт позволяет выполнить размеры на два (!) качества грубее.

Результаты поэтапных расчетов сведены в табл. 27.

Результаты поэтапных расчетов

Таблица 27

Обозначение	Номинал. размер	i , мкм	Основн. откл.-ние	Квалитет	Допуск T	Верхнее откл. B	Нижнее откл. H	Среднее откл. C
					мкм			
A_{Δ}	1	—	—	—	200	+200	0	+100
$\leftarrow A_1$	9	0.90	h	10	58	0	-58	-29
$\leftarrow A_2$	8	0.90	h	10	58	0	-58	-29

Обозначение	Номинальный размер	i , мкм	Основн. откл.-ние	Квалитет	Допуск T	Верхнее откл. B	Нижнее откл. H	Среднее откл. C
					мкм			
$\overleftarrow{A_3}$	28	1.31	h	10	84	0	-84	-42
$\overleftarrow{A_4}$	8	0.90	h	10	58	0	-58	-29
$\overleftarrow{A_5}$	9	0.90	h	10	58	0	-58	-29
$\overleftarrow{A_6}$	4	0.73	$\pm \frac{IT}{2}$	10	48	+24	-24	0
$\overrightarrow{A_7}$	2	0.55	$-$	10	40	+22	-18	+2
$\overrightarrow{A_8}$	65	1.86	h	10	120	0	-120	-60

3. Определение предельных отклонений звена $\overrightarrow{A_7}$

$$C_{\Delta} = \sum \overrightarrow{C_j} - \sum \overleftarrow{C_j}.$$

$$+100 = (-60) + C_7 - (-29) - (-29) - (-42) - (-29) - (-29) - 0.$$

$$C_7 = 2 \text{ мкм.}$$

$$\overrightarrow{B_7} = \overrightarrow{C_7} + \frac{T_7}{2} = 2 + \frac{40}{2} = 22 \text{ мкм.}$$

$$\overrightarrow{H_7} = \overrightarrow{C_7} - \frac{T_7}{2} = 2 - \frac{40}{2} = -18 \text{ мкм.}$$

Метод пригонки

Требуемая точность замыкающего звена достигается изменением размера компенсирующего звена путем снятия с него слоя металла. При этом допуски на составляющие звенья назначаются по экономически приемлемым квалитетам. Получающийся после этого у замыкающего звена избыток поля рассеяния при сборке устраняют за счет компенсатора.

Смысл расчета заключается в определении припуска на пригонку, достаточного для компенсации величины превышения предельных значений замыкающего звена и вместе с тем, наименьшего для оптимизации объема пригонки.

Роль компенсатора обычно выполняет деталь, простая по конструкции и легкодоступная при разборке механизма

Пример.

Пусть для конструкции, рассмотренной в предыдущих примерах, необходимо определить размеры заготовки компенсатора. Замыкающее звено должно быть $A_{\Delta} = 1.0^{+0.2}$.

Решение.

1. Аналогично последовательности, изложенной в предыдущих примерах, производится определение номинальных размеров составляющих звеньев.

2. Выбор и назначение допусков на составляющие звенья.

Принимаем, что для размеров звеньев экономически приемлемым является 12-й квалитет. Назначаем по этому уровню точности допуски на все размеры, кроме допусков на монтажную высоту шариковых радиальных подшипников, которые принимаются по данным стандарта, и на звено A_7 , которое выбираем в качестве компенсатора.

3. Определение наибольшей величины компенсации.

По формуле

$$T_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} T_j;$$

$$T_{\Delta} = 120 + 150 + 210 + 150 + 120 + 120 + T_7 + 300;$$

$$T_7' = T_{\Delta} - 120 - 150 - 210 - 150 - 120 - 120 - 300;$$

$$T_7' = 200 - 1170; T_7' = -970 \text{ мкм.}$$

Следовательно, для того, чтобы при самом неблагоприятном сочетании размеров замыкающее звено попало в предписанные пределы, надо с компенсатора снять слой материала 0.97 мм.

Результаты расчетов сведены в табл. 28.

Параметры размерной цепи

Таблица 28

Обозначение	Номинальный размер	i , мкм	Основной откл-е	Квалитет	Допуск T	Верхнее откл. B	Нижнее откл. H	Среднее откл. C
					мкм			
A_{Δ}	1		—	—	—	+200	0	+100
$\overleftarrow{A_1}$	9	0.9	h	—	120	0	-120	-60
$\overleftarrow{A_2}$	8	0.9	h	12	150	0	-150	-75
$\overleftarrow{A_3}$	28	1.31	h	12	210	0	-210	-105
$\overleftarrow{A_4}$	8	0.9	h	12	150	0	-150	-75
$\overleftarrow{A_5}$	9	0.9	h	—	120	0	-120	-60
$\overleftarrow{A_6}$	4	0.73	$\pm IT/2$	12	120	+60	-60	0
$\overrightarrow{A_7} = K$	2	0.55	—	—	970	—	—	-425
$\overrightarrow{A_8}$	65	1.86	h	12	300	0	-300	-150

4. Определение предельных размеров компенсатора $\overrightarrow{A_7}$.

Координата середины поля допуска звена $\overrightarrow{A_7}$:

$$C_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \vec{C}_j - \sum_{j=1}^p \overleftarrow{C}_j.$$

$$+100 = -(-60) - (-75) - (-105) - (-75) - (-60) + \vec{C}_7 + (-150).$$

$$\vec{C}_7 = -125 \text{ мкм.}$$

$$\vec{A}_7^{\min} = \vec{A}_7 + \vec{C}_7 - \frac{|T_7'|}{2}; \vec{A}_7^{\min} = 2 + (-0.125) - \frac{0.970}{2}; \vec{A}_7^{\min} = 1.39 \text{ мм.}$$

$$\vec{A}_7^{\max} = \vec{A}_7 + \vec{C}_7 + \frac{|T_7'|}{2}; \vec{A}_7^{\max} = 2 + (-0.125) + \frac{0.970}{2}; \vec{A}_7^{\max} = 2.36 \text{ мм.}$$

5. Определение размеров заготовки компенсатора.

Исполнительный размер заготовки компенсатора определяется его наибольшей величиной, т.е. $A^{\max}$.

Для изготовления компенсатора на него надо назначить приемлемый допуск, например, допуск по 12-му квалитету, принятый для данного примера ($IT12 = 100$).

$$A_7^{заг} = \vec{A}_7^{\max} + (IT12); A_7^{заг} = 2.36 + 0.1 = 2.46 \text{ мм}; A_7^{заг} = 2.46_{-0.1}.$$

Анализируя результаты расчета размерной цепи тремя различными методами, можно сделать следующие выводы:

1. При больших объемах производства целесообразно допускать вероятность некоторого небольшого процента брака («несобираемости» изделий), получая при этом возможность существенного снижения точности выполнения размеров, а, значит, удешевления производства.

2. В ряде случаев бывает целесообразно вообще отказаться от полной взаимозаменяемости. При этом для изготовления составляющих назначаются экономически приемлемые допуски, а работоспособность изделия достигается за счёт снятия припуска на размер компенсирующего элемента – одной из легкодоступных и простых по конфигурации деталей. Такой приём, если он возможен по конструктивным и технологическим соображениям, ведет к ещё большему удешевлению производства.

Метод регулирования с применением сменных компенсаторов

Это метод, при котором требуемая точность замыкающего звена достигается применением компенсирующего звена без снятия слоя металла. Его суть состоит в том, что избыток поля рассеивания замыкающего звена устраняют путем подбора компенсатора из некоторого количества компенсаторов, заранее изготовленных с различными размерами. Смысл расчета заключается в определении наименьшего количества компенсаторов в комплекте.

Метод селективной сборки

По методу селективной сборки производится предварительная сортировка годных деталей на размерные группы, в результате чего оказывается

возможным получать заданные технические и эксплуатационные показатели готовой продукции при меньшей точности входящих в нее деталей.

Пример.

Соединение $90 \frac{H8}{f8}$ обеспечивает $S_{\max} = 180$ мкм. Пусть по условиям эксплуатации необходимо произвести соединение, обеспечив максимальный зазор не выше 150 мкм.

Решение.

Разбивка полей допусков годных деталей на три размерные группы в соответствии с рис. 60.

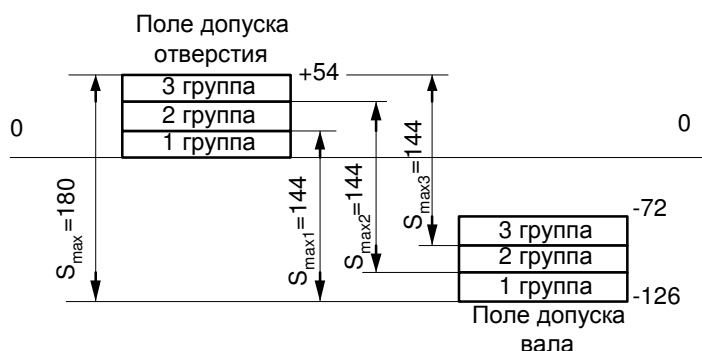


Рис. 60. К методу селективной сборки

Видно, что объединение в пары деталей из одноименных групп обеспечивает образование сопряжения с максимальным зазором $S_{\max} = 144$ мкм. Иным путем решить поставленную задачу можно лишь повышая уровень точности, что часто невыгодно экономически, либо невыполнимо в условиях данного конкретного уровня производства.

Примеры решения задач

1. Рассчитанное значение замыкающего звена $A_{\Delta} = 1.5_{-0.4}^{-0.1}$. При выборе стандартных номинальных значений для составляющих звеньев получено другое номинальное значение замыкающего звена. Если $A_{\Delta} = 1.6$ мм, чему должны быть равны предельные отклонения?

Решение. Максимальное значение замыкающего звена $1.5 + (-0.1) = 1.4$; минимальное значение замыкающего звена $1.5 + (-0.4) = 1.1$. Для номинального значения 1.6 верхнее предельное отклонение $1.4 - 1.6 = -0.2$; нижнее предельное отклонение $1.1 - 1.6 = -0.5$. В итоге новое значение замыкающего звена может быть обозначено: $A'_{\Delta} = 1.6_{-0.5}^{-0.2}$.

2. Для размерной цепи, изображённой на рис. 61, определите квалитет, по которому необходимо назначать допуски составляющих звеньев.

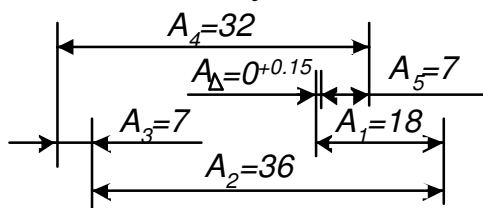


Рис. 61. К примеру 2

Решение. Из справочных данных или расчётом ($i_j = 0.45\sqrt[3]{D} + 0.001D$) определяем единицы допуска для составляющих номинальных размеров:

$$i_1 = 1.08; i_2 = 1.56; i_3 = 0.9; i_4 = 1.56; i_5 = 0.9$$

Вычисляем число единиц допуска, соответствующее качеству (уровню точности), обеспечивающему получение замыкающего звена с заданной точностью:

$$k = \frac{T_\Delta}{\sum i_j} = \frac{150}{1.08 + 1.56 + 0.9 + 1.56 + 0.9} = 25,$$

что соответствует восьмому уровню точности (качеству).

Тесты

1. Рассчитанное значение замыкающего звена $A_\Delta = 0.5_{-0.4}^{-0.1}$. При выборе стандартных номинальных значений для составляющих звеньев получено другое номинальное значение замыкающего звена. Если $A_\Delta = 0.3$ мм, чему должны быть равны предельные отклонения?
2. Для размерной цепи, изображённой на рис. 62, определите увеличивающие и уменьшающие звенья.

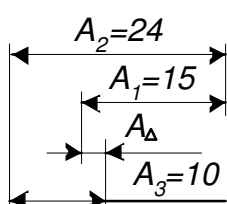


Рис. 62. К тесту 2

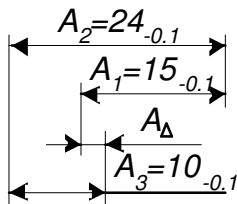


Рис. 63. К тесту 4

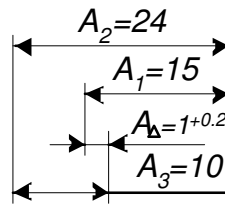


Рис. 64. К тесту 7

3. Для размерной цепи, изображённой на рис. 62, определите номинальное значение замыкающего звена
4. Для размерной цепи, изображённой на рис. 63, определите наименьшее значение замыкающего звена, мм.
5. Для размерной цепи, изображённой на рис. 63, определите наибольшее значение замыкающего звена, мм.
6. Для размерной цепи, изображённой на рис. 63, определите допуск, мм замыкающего звена.
7. Для размерной цепи, изображённой на рис. 64, определите качество, по которому необходимо назначать допуски составляющих звеньев.
8. Укажите замыкающее звено размерной цепи, изображённой на рис. 65, при соединении деталей по посадке с зазором.
9. Укажите замыкающее звено размерной цепи, изображённой на рис. 66, при соединении деталей по посадке с натягом.

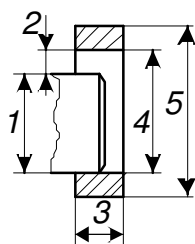


Рис. 65. К тесту 8

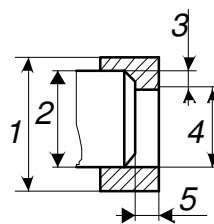


Рис. 66. К тесту 9

10. По заданным в таблице 29, вариантам размеров и полям допусков (охватывающие – по H , охватываемые – по h , ступенчатые – по js) составляющих звеньев седьмого квалитета точности детали (рис. 67) построить размерную цепь и рассчитать параметры замыкающего звена.

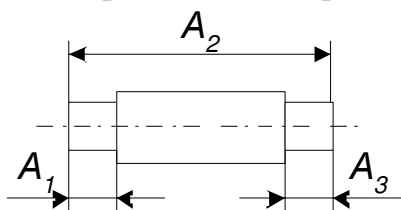


Рис. 67. К тесту 10

Варианты данных, к примеру 10

Таблица 29

Варианты	1	2	3	4	5	6
Составляющие звенья	мм					
A_1	2.5	3.5	2.4	3.5	3.6	5.0
A_2	12	14	16	18	20	22
A_3	2.5	3.5	3.2	3.5	4.0	5.0

11. По заданным в таблице 29, вариантам размеров и полям допусков (охватывающие – по H , охватываемые – по h , ступенчатые – по js) составляющих звеньев детали (рис. 67) рассчитать методом на максимум-минимум допуски составляющих звеньев при условии, что предельные отклонения замыкающего звена: $es=0$, а $ei=-100$ мкм.
12. По заданным в таблице 29, вариантам размеров и полям допусков (охватывающие – по H , охватываемые – по h , ступенчатые – по js) составляющих звеньев детали (рис. 67) рассчитать вероятностным методом допуски составляющих звеньев при условии, что предельные отклонения замыкающего звена: $es = 0$, а $ei = -100$ мкм, а допустимый процент брака 0.27%.
13. По заданным в таблице 30, вариантам размеров и полям допусков (охватывающие – по H , охватываемые – по h , ступенчатые – по js) составляющих звеньев седьмого квалитета точности построить размерную цепь и рассчитать параметры замыкающего звена редуктора (рис. 68).

Таблица 30

Варианты	1	2	3	4	5	6
Составляющие звенья	мм					
A_1	7.95	11.9	17.8	24.8	31.2	49.5
A_2	0.75	1.4	2.0	3.2	2.2	4.0
$A_3=A_5=A_6$	1.5	2.0	3.2	5.2	8.2	12.5
A_4	1.6	2.2	4.0	2.0	2.0	4.4

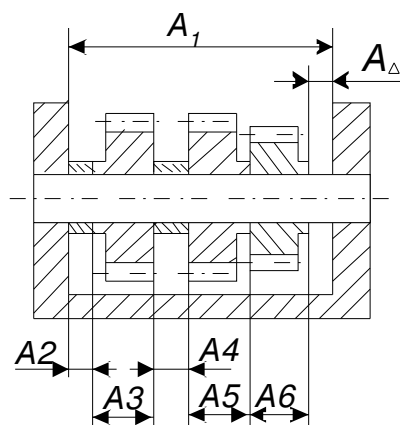


Рис. 68. Фрагмент редуктора

14. Укажите замыкающее звено подетальной размерной цепи, изображённой на рис.69. Варианты ответов: 1) A_1 , 2) A_2 , 3) A_3 , 4) любое звено в зависимости от принятой последовательности обработки детали, 5) ни одно из указанных звеньев.

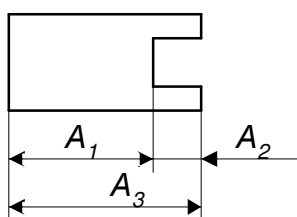


Рис. 69. К тесту 14

Контрольные вопросы

1. Что называют размерной цепью? Для решения, каких задач используют расчёты размерных цепей?
2. Что такое замыкающее, компенсирующее и составляющие звенья размерной цепи?
3. Какие виды размерных цепей встречаются в машинах и механизмах?

4. Чему равен допуск замыкающего звена размерной цепи?
5. В чём суть и различия основных методов расчёта размерных цепей?
6. Для чего при решении размерной цепи одно составляющее звено принимается в качестве увязочного?
7. Какое преимущество имеет расчёт размерной цепи вероятностным методом по сравнению её с расчётом на максимум-минимум?
8. Как распределяется допуск между составляющими звеньями при решении размерных цепей способом назначения допусков одного качества?
9. Какой параметр определяется при решении обратной задачи расчёта размерной цепи? Варианты ответа: а) допуски составляющих звеньев; б) предельные размеры составляющих звеньев; в) предельные размеры составляющего звена; г) номинальные размеры составляющих звеньев; д) предельные отклонения составляющих звеньев.
10. Какие параметры определяются при решении прямой задачи расчёта размерной цепи?
11. Какие звенья размерной цепи являются увеличивающими? Выберите правильный ответ из следующих вариантов: а) увеличение которых вызывает уменьшение замыкающего звена; б) уменьшение которых вызывает уменьшение замыкающего звена; в) уменьшение которых вызывает увеличение замыкающего звена; г) имеющие поле допуска с положительными отклонениями.
12. Какое звено размерной цепи рекомендуется использовать в качестве увязочного и почему?

Глава 5.

Точность формы и расположения поверхностей.

Шероховатость поверхностей

Допуски формы и расположения поверхностей регламентируются следующими стандартами:

ГОСТ 24642-83. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения.

ГОСТ 24643-83. Числовые значения отклонений формы и взаимного положения.

ГОСТ 2.308-79. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

Влияние отклонений формы и расположения поверхностей на качество изделий.

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только *точностью размеров* элементов, но и *точностью формы и взаимного расположения* поверхностей. Отклонения формы и расположения поверхностей, возникающие в процессе обработки деталей, приводят к уменьшению износостойкости подвижных соединений, снижению прочности неподвижных соединений, нарушению нормальной работы отдельных узлов и механизмов из них состоящих, то есть снижают технологические показатели изделий.

Чем значительнее отклонения формы и расположения от нормы, тем выше объем пригоночных операций и трудоемкость сборки.

Геометрические параметры деталей. Основные понятия.

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 (существуют понятия реального и номинального профилей, аналогичные понятиям номинальной и реальной поверхностей).

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. Если расположение нормируемого участка не задано, то он может занимать любое положение в пределах всего элемента.

Прилегающая поверхность – поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. Прилегающая поверхность применяется в качестве базовой при определении отклонений формы и расположения.

База – элемент детали или сочетание элементов, по отношению к которым задается допуск расположения рассматриваемого элемента, а также определяются соответствующие отклонения.

Отклонения и допуски формы

Отклонением формы *EF* называется отклонение формы реального элемента от номинальной формы, оцениваемое наибольшим расстоянием от точек реального элемента по нормали к прилегающему элементу.

Неровности, относящиеся к шероховатости поверхности, в отклонения формы не включаются. При измерении формы влияние шероховатости, как правило, устраняется за счет применения достаточно большого радиуса измерительного наконечника.

Допуском формы *TF* называется наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

Виды допусков формы: допуск цилиндричности тела вращения, допуск круглости сечения тела вращения, допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности, допуск плоскостности, допуск прямолинейности.

Виды допусков, их обозначение и изображение на чертежах приведены в таблице 31.

Условные обозначения допусков формы

Таблица 31

№ п/п	Вид допуска и его обозначение по ГОСТ 24642-81	Изображение на чертеже
----------	--	---------------------------

1	Допуск цилиндричности <i>TFZ</i>	
2	Допуск круглости <i>TFK</i>	
3	Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности <i>TFP</i>	
4	Допуск плоскостности <i>TFE</i>	
5	Допуск прямолинейности <i>TFL</i>	

ГОСТ 24643-81 устанавливает 16 степеней точности формы (и расположения) поверхностей. Числовые значения допусков в зависимости от степени точности приведены в ГОСТ 24643-81.

Выбор допусков зависит от конструктивных и технологических требований и, кроме того, связан с допуском размера. Поле допуска размера для сопрягаемых поверхностей ограничивает также и любые отклонения формы на длине соединения. Ни одно из отклонений формы не может превышать допуска размера. Допуски формы назначают, когда они должны быть меньше допуска размера.

Для квалитетов допуска размера от 4-го до 12-го в зависимости от соотношения между допуском формы или расположения и допуском размера установлено три уровня относительной точности: А – нормальная, В – повышенная, С – высокая, для которых допуск формы и расположения составляет примерно 60, 40 и 25% допуска размера соответственно. Допуски формы цилиндрических поверхностей для уровней А, В, С составляют соответственно 30, 20 и 12% допуска размера, так как они ограничивают отклонение в радиусном выражении, а допуск размера – отклонение диаметра поверхности.

Требования к форме поверхности разделяются на комплексные и частные.

Комплексные – это требования к поверхности, одновременно предъявляемые ко всем видам отклонений формы поверхности.

Частные требования – это требования к отклонениям, имеющим конкретную геометрическую форму (рис. 70: а) бочкообразность, б) седлообразность, в) конусообразность).

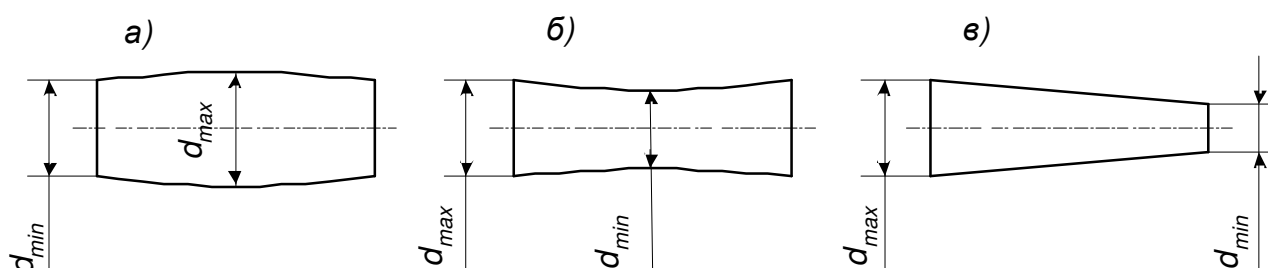


Рис. 70. Частные отклонения формы поверхности

В таблице 32 приведено соответствие достижимой степени точности формы способу обработки (технологии изготовления) для различных видов поверхностей.

Таблица соответствия степени точности способу обработки поверхности

Таблица 32

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Шарики и ролики, посадочные поверхности для подшипников качения классов точности 2 и 4. Измерительные и рабочие поверхности точных средств измерения. Направляющие прецизионных станков.	Доводка, тонкое шлифование, суперфиниширование
3 – 4	Дорожки качения, посадочные поверхности для подшипников качения классов точности 5 и 6, а также сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Измерительные и рабочие поверхности средств измерения нормальной точности. Направляющие станков повышенной точности.	Доводка, тонкое шлифование, хонингование, алмазное точение, шабрение.
5 – 6	Дорожки качения, посадочные поверхности для подшипников качения класса точности 0, а также сопрягаемые с ними поверхности валов и корпусов. Направляющие станков нормальной точности.	Шлифование, хонингование, чистовое точение, развертывание, протягивание
7 – 8	Подшипники скольжения редукторов, гидротурбин. Цилиндры, гильзы, кольца автомобильных двигателей и т. д.	Чистовое обтачивание, развертывание, зенкерование, фрезерование
9 – 10	Подшипники скольжения при малых скоростях, присоединительные поверхности арматуры, фланцев с использованием мягких прокладок.	Обтачивание, и растачивание, сверление, фрезерование, долбление
11 – 12	Неответственные рабочие поверхности механизмов пониженной точности.	Грубая механическая обработка всех видов поверхностей

Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей, мкм, приведены в таблице 33.

Значение допусков формы и расположения поверхностей

Таблица 33

0.1	0.12	0.16	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8
1.0	1.2	1.6	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000

Выборка из ГОСТ 24643-81, содержащая значения допусков плоскостности и прямолинейности при рассмотренных выше степенях точности с 1 по 10 в диапазоне размеров до 250 мм, приведена в таблице 34.

Допуски плоскостности и прямолинейности

Таблица 34

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	мкм									
До 10	0.25	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16
Св.10 до 16	0.3	0.5	0.8	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20
Св.16 до 25	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25
Св. 25 до 40	0.5	0.8	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30
Св. 40 до 63	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25	40
Св.63 до 100	0.8	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30	50
Св.100 до 160	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25	40	60
Св. 160 до 250	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30	50	80

Измерения отклонений формы и расположения поверхностей производятся с помощью поверочных плит, плоскомеров, гидравлическими (по уровню жидкости) и интерференционными приборами

При измерении плоскостности деталь устанавливают на поверочную плиту. Подбирая размеры прокладок, деталь выставляют так, чтобы в трех наиболее удаленных друг от друга и не лежащих на одной прямой точках измеряемой поверхности показания индикатора были одинаковы. Этим обеспечивается параллельность проверяемой плоскости и рабочей (прилегающей) плоскости поверочной плиты. Перемещая по плите штатив с индикатором, определяют отклонение от плоскостности как наибольшую разность показаний индикатора в различных точках контролируемой поверхности.

Интерференционная картина, получаемая при наложении плоской стеклянной пластины на проверяемую поверхность, позволяет количественно

оценить отклонение поверхности по искривлению (стрелке прогиба) интерференционных полос.

На рис. 71 приведены примеры обозначений допустимых отклонений формы поверхностей на чертежах: а) цилиндричности; б) круглости сечения; в) отклонения профиля продольного сечения; г) плоскостности в пределах площади 100 x 200 мм; д) прямолинейности.

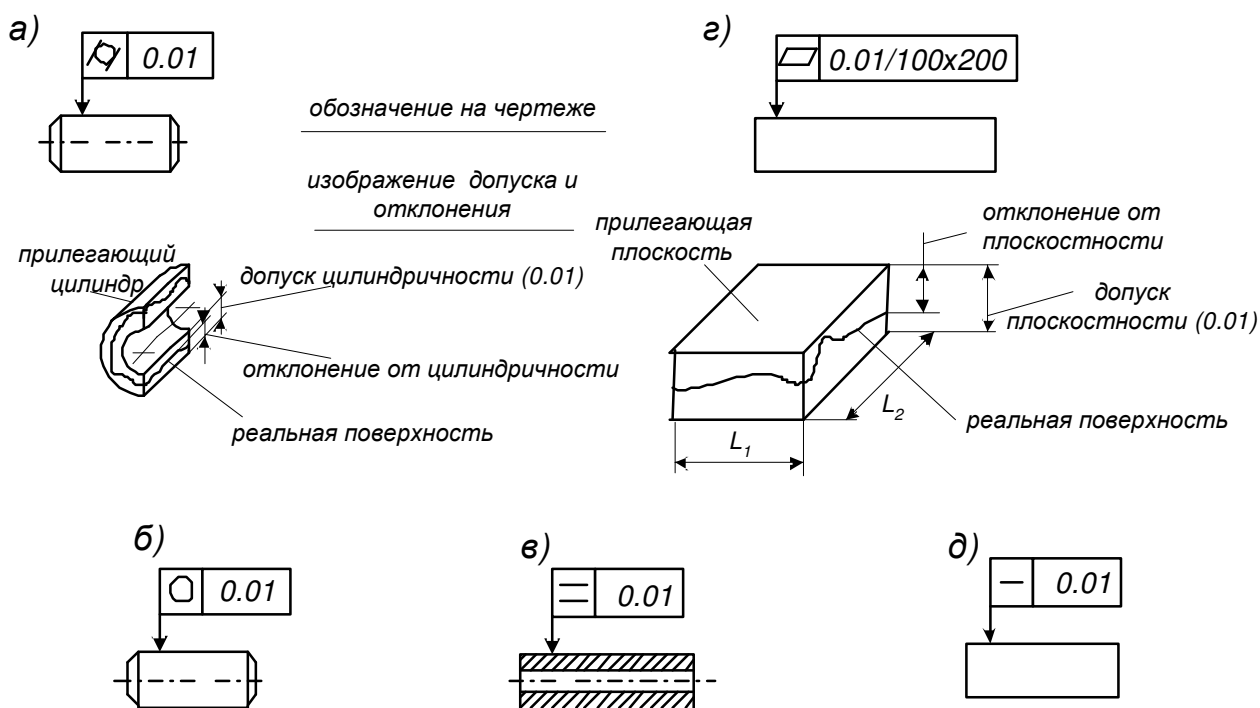
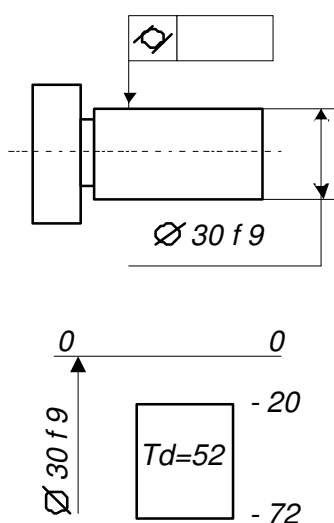


Рис.71.Обозначения отклонений формы поверхности

На рис. 72 приведен пример определения числового значения допуска отклонения формы по заданному допуску (квалитету) размера.



Установление группы относительной точности формы

$$k = \frac{2 T_{\phi}}{T_d} \times 100\%$$

$k_A=60\%$ - группа нормальной относительной точности

$k_B=40\%$ - группа повышенной относительной точности

$k_C=25\%$ - группа высокой относительной точности

При $T_d=52$ для группы А : $T_{\phi}=15.6$

По таблицам ГОСТ 24643-81 значение $T_{\phi}=16$ мкм, степень точности 8.

Обозначение на чертеже:

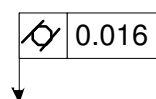


Рис. 72. Пример определения допуска формы по допуску размера

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Отклонением расположения *EP* называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Под номинальным понимается расположение, определяемое номинальными размерами.

Для оценки точности расположения поверхностей назначаются базы. База – элемент детали (или сочетание элементов), по отношению к которому задается допуск расположения рассматриваемого элемента, а также определяется соответствующее отклонение.

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

Обозначения допусков, их обозначение и изображение на чертежах приведены в таблице 35.

Условное обозначение допусков расположения

Таблица 35

Допуски расположения при сочетании поверхностей «плоскость– плоскость»		
Наименование	Обозначение	Примечание
1. Допуск параллельности <i>TPA</i>	//	
2. Допуск перпендикулярности <i>TPR</i>		
3. Допуск наклона <i>TPN</i>		
4. Допуск симметричности <i>TPS</i>		<i>T, T/2</i>
Допуски расположения при сочетании поверхностей «плоскость – цилиндр»		
1. Допуск параллельности <i>TPAx</i>	//	
2. Допуск перпендикулярности <i>TPR</i>		
3. Допуск наклона <i>TPN</i>		
4. Допуск симметричности <i>TPS</i>		<i>T, T/2</i>
5. Позиционный допуск		$\varnothing, R$
Допуски расположения при сочетании поверхностей «цилиндр – цилиндр»		
1. Допуск параллельности <i>TPA</i>	//	
2. Допуск перпендикулярности <i>TPR</i>		
3. Допуск наклона <i>TPN</i>		
4. Допуск соосности <i>EPC</i>		$\varnothing, R$
5. Допуск пересечения осей		<i>T, T/2</i>
6. Позиционный допуск		$\varnothing, R$

Оценка величины отклонения расположения производится по расположению прилегающей поверхности, проведенной к реальной поверхности. Таким образом, исключается из рассмотрения отклонение формы поверхности.

Выборка из ГОСТ 24643-81, содержащая значения допусков параллельности, перпендикулярности, наклона и торцового биения при рассмотренных выше степенях точности с 1 по 10 в диапазоне размеров до 250 мм приведена в таблице 36.

Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона и торцового биения

Таблица 36

Интервал номинальных размеров, мм	Степень точности									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	мкм									
До 10	0.4	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25
Св.10 до 16	0.5	0.8	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30
Св.16 до 25	0.6	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25	40
Св. 25 до 40	0.8	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30	50
Св. 40 до 63	1.0	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25	40	50
Св.63 до 100	1.2	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30	50	80
Св.100 до160	1.6	2.5	4.0	6.0	10	16	25	40	60	100
Св.160 до250	2.0	3.0	5.0	8.0	12	20	30	50	80	120

Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей

При изготовлении реальной продукции в большинстве случаев отклонения формы и расположения возникают одновременно. Складывая их получают так называемые *суммарные отклонения*.

Типовые суммарные отклонения.

1. Радиальное биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точки реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис. 73.а). Радиальное биение является одним из наиболее характерных суммарных отклонений. В нем всегда суммируются отклонение от круглости с отклонением от соосности с базовой осью вращения детали.

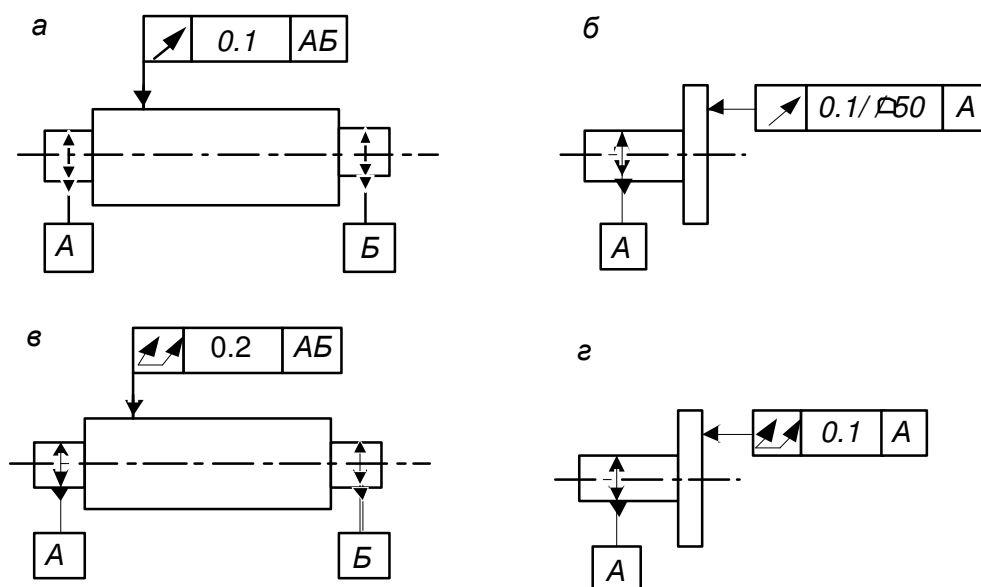


Рис.73. Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей

2. Торцевое биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний от точки реального профиля торцевой поверхности до плоскости перпендикулярной базовой плоскости (рис. 73.б).
3. Полное радиальное биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний по всей реальной поверхности до базовой оси в пределах нормируемого участка (рис. 73.в).
4. Полное торцевое биение – разность наибольшего и наименьшего расстояний по всей реальной торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис. 73.г).

Зависимые и независимые допуски расположения

Допуски расположения поверхностей могут быть зависимыми и независимыми. Зависимым называется переменный допуск расположения, минимальное значение которого дополненное специальным значком - буквой М, заключенной в кружок, указывается на чертеже и которое допускается превышать на величину отклонения действительного размера D_o соответствующей поверхности от минимального значения. Так для деталей кривошипно-шатунного механизма (рис. 74) отклонения размера между осями отверстий заштрихованной детали – зависимый допуск, превышающий минимальный на величину $(D_o - D_{min})$.

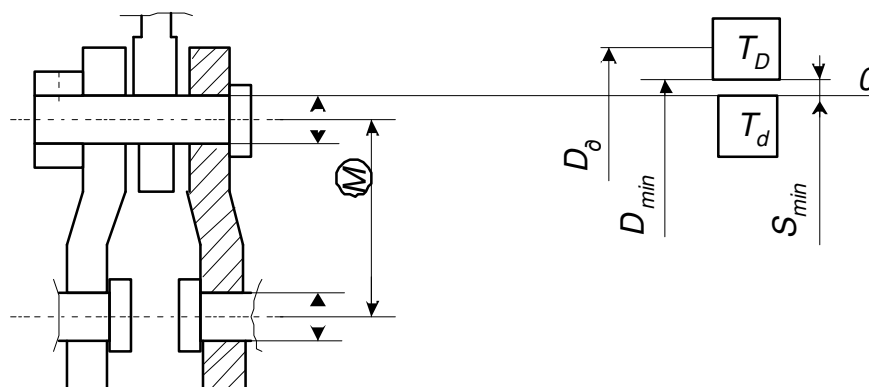


Рис.74. Зависимые допуски

Зависимые допуски расположения назначают в основном, для деталей, которые сопрягаются одновременно по нескольким (двум и более) поверхностям и для которых требование взаимозаменяемости сводится к обеспечению собираемости.

Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности регламентируется следующими стандартами:
 ГОСТ 25142-82. Шероховатость поверхности. Термины и определения;
 ГОСТ 2789 -73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики;

ГОСТ 2.309-73. Обозначение шероховатости поверхностей. Шероховатость поверхности оценивается по неровностям профиля (рис. 75), получаемого путем сечения реальной поверхности плоскостью.

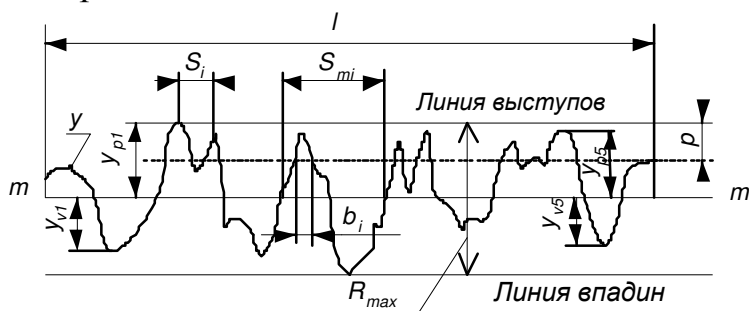


Рис. 75. Шероховатость

Для отделения шероховатости от других неровностей с относительно большими шагами ее рассматривают в пределах базовой длины l . 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 от этой линии минимально.

Параметры шероховатости

ГОСТ 2789-73 установлены следующие параметры шероховатости.

1. Среднее арифметическое отклонение профиля R_a - это среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины.

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

Где l - базовая длина;

y - отклонение профиля (расстояние между точками профиля и базовой линией $m-m$).

При дискретном способе обработки профилограммы параметр R_a рассчитывают по формуле:

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

Где y_i - измеренные отклонения профиля в дискретных точках;

n - число измеренных дискретных отклонений на базовой длине.

2. Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z - сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины.

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^5 |y_{pi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vi}|}{5} ,$$

где y_{pi} - высота i -го наибольшего выступа профиля;

y_{vi} - глубина i -й наибольшей впадины профиля.

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

4. Средний шаг неровностей профиля S_m - среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины.

5. Средний шаг местных выступов S – среднее значение шагов местных выступов профиля в пределах базовой длины.

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

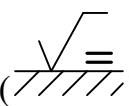
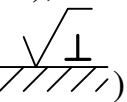
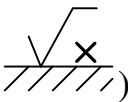
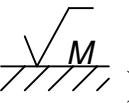
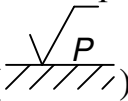
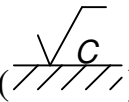
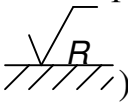
$$t_p = \left(\frac{1}{l} \sum_{i=1}^n b_i \right) 100\%,$$

где $\sum_{i=1}^n b_i$ – опорная длина профиля (сумма длин отрезков, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины).

Кроме количественных параметров, стандартом установлены два качественных параметра:

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

2. Тип направления неровностей:

- 1) направление параллельное длинной стороне (,
- 2) направление перпендикулярное длинной стороне (,
- 3) перекрещивающиеся бороздки (,
- 4) произвольно расположенные неровности поверхности (,
- 5) неровности пунктирно-точечного вида (,
- 6) кругообразно расположенные неровности поверхности (,
- 7) радиально расположенные неровности (.

Обозначения 1 – 7 используются только в ответственных случаях, когда это необходимо по условиям работы детали или сопряжения.

Нормирование параметров шероховатости поверхности.

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

Числовые значения параметра шероховатости R_a находятся в пределах от 100 до 0.008 мкм; R_z и R_{max} – от 1600 до 0.0025 мкм.

Основным во всех случаях является нормирование высотных параметров. Предпочтительно нормировать R_a , который лучше отражает отклонения профиля, поскольку определяется по значительно большему числу точек, чем R_z . Когда отсутствуют рекомендации по назначению шероховатости, ограничения

шероховатости могут быть связаны с допуском размера (*IT*), формы (*FT*) или расположения (*TP*)

Величину параметра R_z рекомендуется назначать не более 0.33 от величины поля допуска на размер, либо 0.4...0.5 от допуска расположения или формы.

Переход от параметра R_z к параметру R_a по соотношениям:

$$R_a = 0.25 R_z \text{ при } R_z \geq 8 \text{ мкм};$$

$$R_a = 0.2 R_z \text{ при } R_z < 8 \text{ мкм}.$$

После определения численного значения, параметр R_a округляют до ближайшего значения по ГОСТ 2789-73.

Выбор числовых значений параметров шероховатости должен быть технически и экономически обоснованным.

Обозначение шероховатости на чертежах

Рекомендации по обозначению и пример указания значения шероховатости поверхности на чертеже приведены на рис. 76, 77.

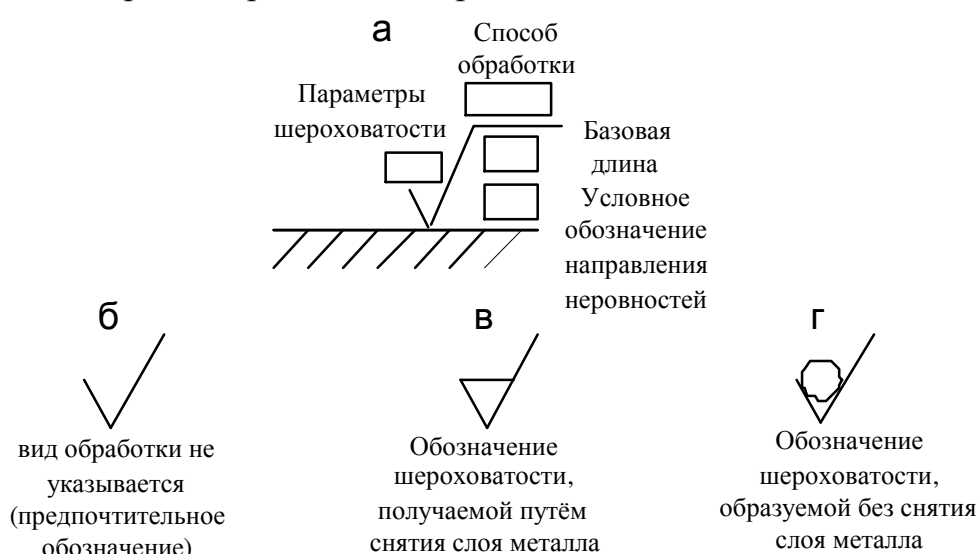
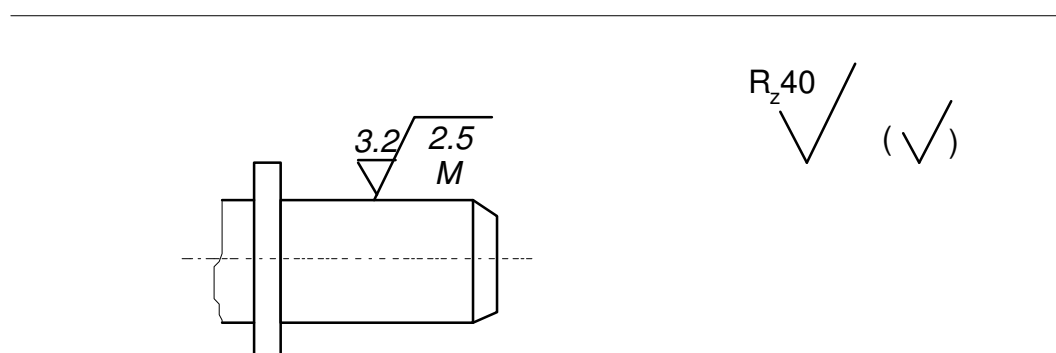


Рис. 76 Структура обозначения шероховатости



3.2 - среднее арифметическое отклонение профиля, мкм

 - обеспечивается путем снятия слоя металла

2.5 - базовая длина

М - направление неровностей произвольное

Рис. 77. Обозначение шероховатости на чертеже

Способы измерения и оценки шероховатости

- а. визуальный – производится визуальное сравнение поверхности с образцами шероховатости (обоймы из четырех пластин, одна из поверхностей которых обработана с образцовой шероховатостью и аттестована на профилометре),
- б. контактный – измерение высотных параметров профилометрами (игла, преобразующий механизм, индикатор),
- с. бесконтактные методы (использование микроскопов сравнения и других оптических приборов).

Справочный материал

Соответствие размеров шероховатости поверхностей видам обработки

Таблица 38

Вид обработки	Класс чистоты	R_a , мкм	Базовая длина, мм
Точение	4	6.3	2.5
	5	3.2	2.5
Шлифовка	6	1.6	0.8
	7	0.8	0.8
	8	0.4	0.8
Полировка	9	0.2	0.25
	10	0.1	0.25
	11	0.05	0.25
	12	0.025	0.25
Доводка	13	0.012	0.08
	14	0.006	0.08

Соответствие параметров шероховатости классам чистоты поверхности

Таблица 39

Классы	Параметры шероховатости, мкм			Базовая длина L, мм
	Разряды	Ra	Rz	
1	-	-	320-160	8
2	-	-	160-80	
3	-	-	80-40	
4	-	-	40-20	2.5
5	-	-	20-10	
6	a	2.5-2.0	--	0.8
	б	2.0-1.6		
	в	1.6-1.25		
7	a	1.25-1.0	--	
	б	1.0-0.8		

	в	0.8-0.63		
8	а	0.63-0.50	--	
	б	0.50-0.40		
	в	0.40-0.32		
	в	0.40-0.32		
9	а	0.32-0.25	--	0.25
	б	0.25-0.20		
	в	0.20-0.16		
10	а	0.160-0.125		
	б	0.125-0.100		
	в	0.100-0.080		
11	а	0.080-0.063		
	б	0.063-0.050		
	в	0.050-0.040		
12	а	0.040-0.032		
	б	0.032-0.025		
	в	0.025-0.020		
13	а	--	0.100-0.080	0.08
	б		0.080-0.063	
	в		0.063-0.050	
14	а	--	0.050-0.040	
	б		0.040-0.032	
	в		0.032-0.025	

Требования к шероховатости поверхности в зависимости от допусков размера и формы

Таблица 40

Допуск размера (квалитет)	Допуск формы % от допуска размера	Номинальные размеры, мм			
		До 18	Св. 18 до 50	Св.50 до 120	Св.120 до 500
		Значения Ra , мкм, не более			
<i>IT5</i>	100	0.4	0.8	1.6	1.6
	60	0.2	0.4	0.8	0.9
	40	0.1	0.2	0.4	0.4
<i>IT6</i>	100	0.8	1.6	1.6	3.2
	60	0.4	0.8	0.8	1.6
	40	0.2	0.4	0.4	0.8
<i>IT7</i>	100	1.6	3.2	3.2	3.2
	60	0.8	1.6	1.6	3.2
	40	0.4	0.8	0.8	1.6
<i>IT8</i>	100	1.6	3.2	3.2	3.2
	60	0.8	1.6	3.2	3.2
	40	0.4	0.8	1.6	1.6
<i>IT9</i>	100; 60	3.2	3.2	6.3	6.3

	40	1.6	3.2	3.2	6.3
	25	0.8	1.6	1.6	3.2
IT10	100;60	3.2	6.3	6.3	6.3
	40	1.6	3.2	3.2	6.3
	25	0.8	1.6	1.6	3.2
IT11	100;60	6.3	6.3	12.5	12.5
	40	3.2	3.2	6.3	6.3
	25	1.6	1.6	3.2	3.2

Волнистость поверхностей

Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатости, и представляет собой совокупность периодически повторяющихся неровностей (чаще всего синусоидального профиля), у которых расстояние между соседними выступами и впадинами превышает базовую длину шероховатости поверхности. Условно границы между отклонениями формы, волнистости и шероховатости можно установить по отношению шага S_w к высоте W неровностей. Для волнистости это отношение находится в пределах:

$$1000 \geq \frac{S_w}{W} \geq 40.$$

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей

Крепежными называют детали, соединяющие и закрепляющие в машине, приборе или изделии положение составляющих деталей.

Допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей установлены ГОСТ 14140-81. Стандарт распространяется на детали, соединяемые болтами, винтами, шпильками и другими крепежными деталями с параллельным расположением осей отверстий.

Числовые значения (позиционных) допусков расположения осей отверстий, мм

Таблица 41

0.01	0.012	0.016	0.02	0.025	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08
0.1	0.12	0.16	0.2	0.25	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8
1	1.2	1.6	2	2.5	3	4	5	6	8
10	12	16	-	-	-	-	-	-	-

Согласно ГОСТ14140-81, допуски расположения осей гладких и резьбовых отверстий под крепежные детали определяются либо заданием позиционных допусков расположения осей отверстий, либо предельными отклонениями размеров, координирующих расположение отверстий.

Наличие зазора между отверстием и крепежной деталью может вызвать отклонение от *соосности*. Наибольшее возможное отклонение от соосности Δ (рис. 78) представляет собой *позиционное отклонение*. Черный кружок на рисунке

– это геометрическое место возможных положений оси отверстия относительно номинального расположения. Для обеспечения полной взаимозаменяемости при определении значения позиционного отклонения в расчет принимается наименьший зазор, т.е. $\Delta = 0.5 S_{\min}$.

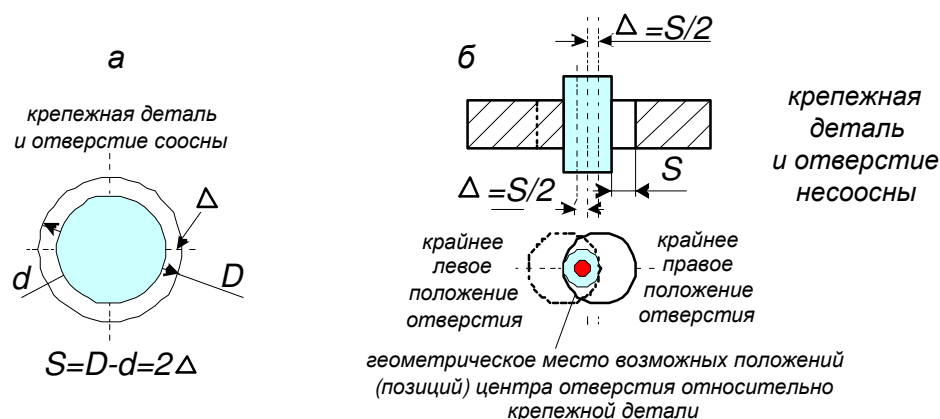


Рис. 78. Расположение осей отверстий

Соединения крепежными деталями делятся на два типа. В соединении по типу **A** (рис. 79,а) зазоры для прохода крепежных деталей предусматриваются в обеих соединяемых деталях. В соединении типа **B** (рис. 79,б) зазор предусмотрен лишь в одной из соединяемых деталей.

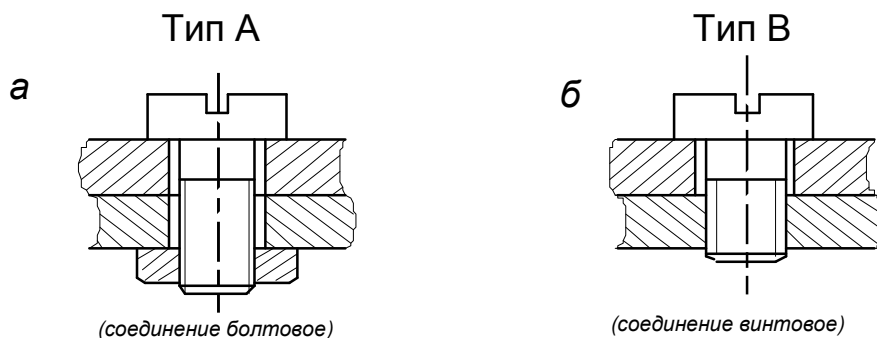


Рис. 79. Типы соединений

Независимо от характеристики расположения отверстий позиционные допуски **T** в диаметральном выражении устанавливаются одинаковыми для обеих сопрягаемых деталей и определяются по формулам:

$$T = k S_{\min} \text{ для соединений типа } A,$$

$$T = 0.5k S_{\min} \text{ для соединений типа } B,$$

где $S_{\min}$ – наименьший зазор между сквозным гладким отверстием по ГОСТ 11284-75 и крепежной деталью;

k – коэффициент использования зазора, зависящий от условий сборки.

Величина зазора между отверстием и крепежной деталью зависит от диаметра гладкого сквозного отверстия (таблица 42), который выбирается по ГОСТ 11284-75 в зависимости от диаметра стержня крепежной детали, вида расположения отверстий, способа их получения и типа соединения.

Диаметры гладких сквозных отверстий под крепежные детали (по ГОСТ 11284-75)

Таблица 42

Диаметр стержня крепежной детали, мм	Диаметр сквозных отверстий, мм		
	1 ряд	2 ряд	3 ряд
1.0	1.1	1.2	1.3
1.2	1.3	1.4	1.5
1.4	1.5	1.6	1.8
1.6	1.7	1.8	2.0
1.8	2.0	2.1	2.2
2.0	2.2	2.4	2.6
2.5	2.7	2.9	3.1
3.0	3.2	3.4	3.6
3.5	3.7	3.9	4.2
4.0	4.3	4.5	4.8
4.5	4.8	5.0	5.3
5.0	5.3	5.5	5.8
6.0	6.4	6.6	7.0
7.0	7.4	7.6	8.0
8.0	8.4	9.0	10.0
10.0	10.5	11.0	12.0

С увеличением диаметра отверстия в пределах допуска T_D на такую же величину увеличивается и зазор между отверстием и крепежной деталью, а, следовательно, может увеличиваться и позиционное отклонение вплоть до значения:

$$\Delta'' = 0.5(S_{\min} + T_D),$$

из чего следует, что допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей относятся к *зависимым допускам* (зависят от действительного диаметра отверстия).

Рассчитанное значение T (или $T/2$) округляется до ближайшего рекомендованного значения (таблица 41) и в таком виде, как зависимый допуск, указывается на чертеже (рис.80).

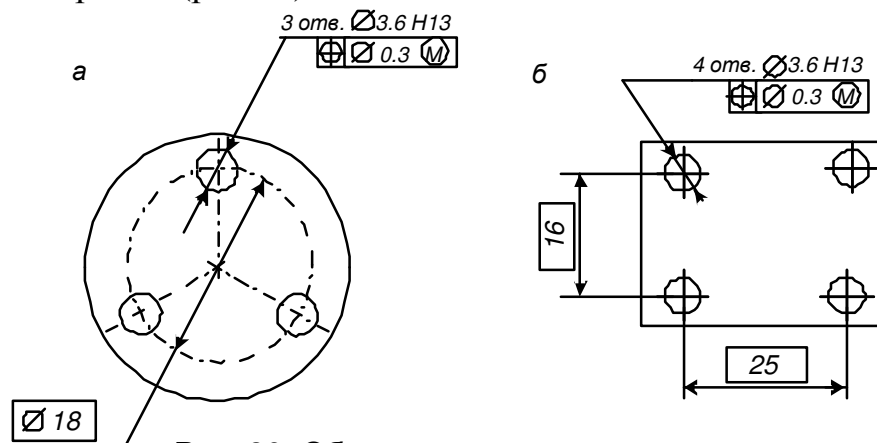


Рис. 80. Обозначение позиционных допусков

Позиционные допуски не рекомендуется назначать при следующих характеристиках расположения отверстий:

- одно отверстие координировано относительно плоскости,
- два отверстия координированы друг относительно друга.

Предельные отклонения размеров, координирующих оси крепежных отверстий определяются (пересчитываются) исходя из соответствующих позиционных допусков в зависимости от вида расположения отверстий (рис.81).

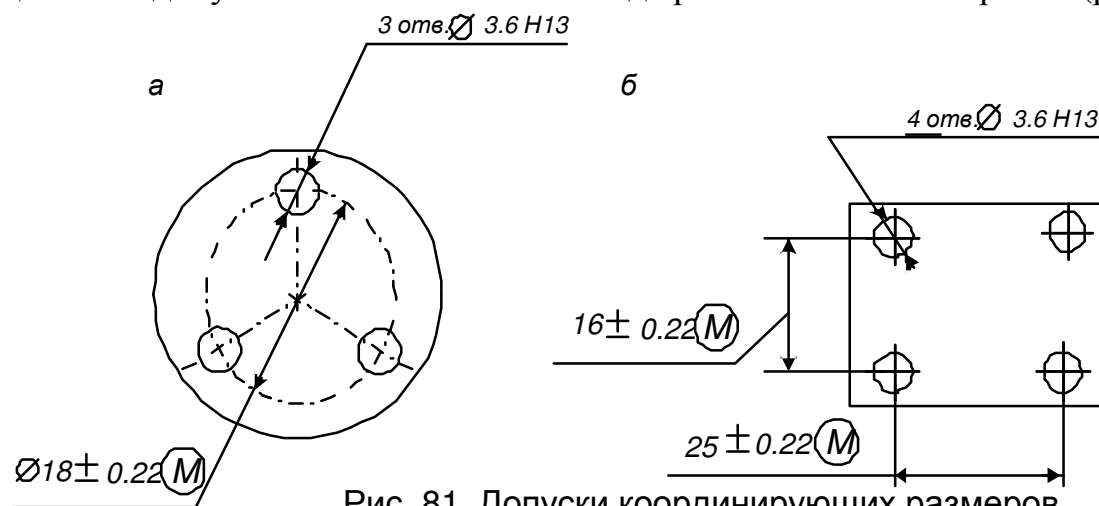


Рис. 81. Допуски координирующих размеров

Определение предельных отклонений ΔL в зависимости от взаимного расположения отверстий и положения базовых плоскостей в декартовой системе координат.

1. Одно отверстие, координированное относительно плоскости – общей базы (рис. 82а). При сборке базовые плоскости соединяемых деталей совмещаются. Размер L между осью отверстия и базовой плоскостью может изменяться от $L_{\max} = L + \Delta$ до $L_{\min} = L - \Delta$. Допуск размера $T_L = L_{\max} - L_{\min} = 2\Delta = T$. Тогда предельные отклонения размера $\Delta L = \pm T / 2$.

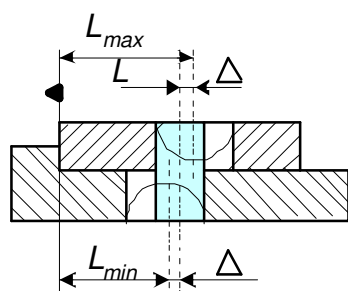


Рис. 82а

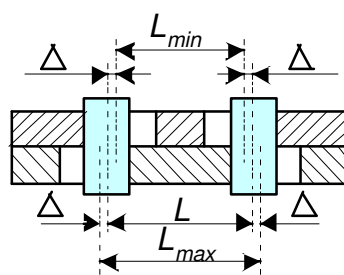


Рис. 82б

2. Два отверстия, координированные относительно друг друга (рис. 82б). В этом случае $L_{\max} = L + 2\Delta$, $L_{\min} = L - 2\Delta$. Тогда $T_L = L_{\max} - L_{\min} = 4\Delta = 2T$, откуда $\Delta L = \pm T$
3. Одно и более отверстий, координированных относительно двух взаимно перпендикулярных плоскостей (рис. 82в).

Если допуски размеров в обоих направлениях одинаковы в координатных направлениях, то круговое поле позиционного допуска диаметром T

заменяется вписанным в него квадратным полем. Тогда $T_L = T/\sqrt{2} \approx 0.7T$, а $\Delta L = \pm 0.35T$

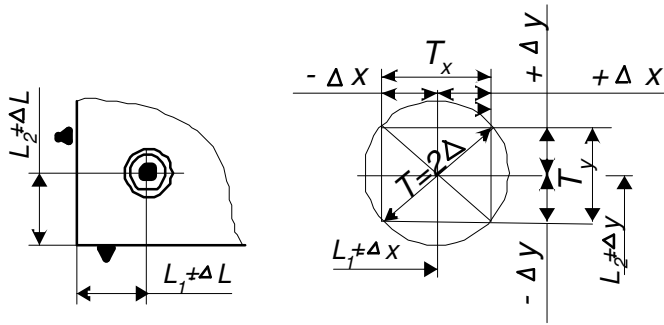


Рис. 82в

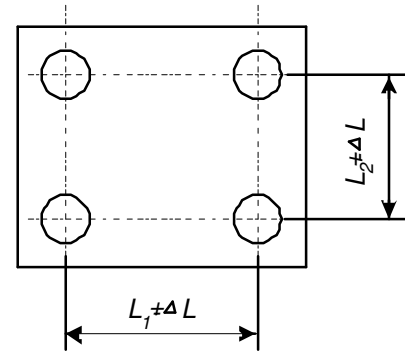


Рис.82г

4. Два, три или четыре отверстия, расположенные в два ряда или в углах прямоугольника (рис. 82г). Так как предельные отклонения размера между осями отверстий в два раза больше отклонений размера от плоскости до отверстия, то $\Delta L = \pm 0.7T$. Кроме того, в технических требованиях дополнительно указываются предельные отклонения расстояния по диагонали между осями двух любых отверстий $\Delta L_d = \pm T$.
5. Два отверстия и более, расположенные в один ряд и координированные относительно плоскости (рис. 82д). При таком расположении отверстий нормируются предельные отклонения размеров между базовой плоскостью и осью каждого отверстия $\Delta L = \pm 0.35T$ (по варианту 3) и предельные отклонения осей отверстий от общей плоскости ряда (записью в технических требованиях): $\Delta y = \pm 0.35T$.

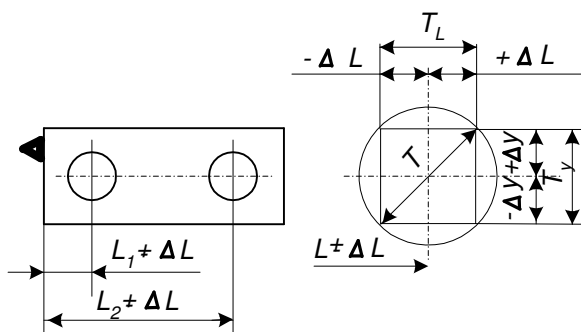


Рис.82д

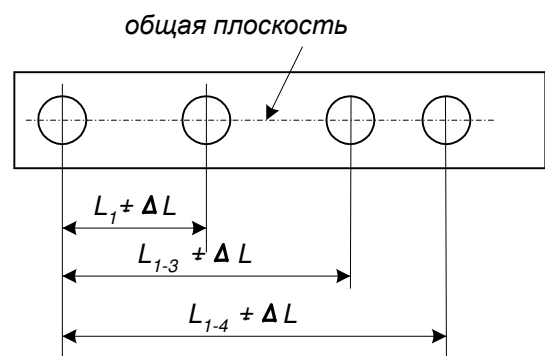


Рис. 82е

6. Три отверстия и более, расположенные в один ряд и координированные относительно оси базового отверстия (рис. 82е). При данном расположении отверстий возможны два решения задачи: а) в технических требованиях указывают предельные отклонения размера между осями двух любых отверстий $\Delta L_{\Sigma} = \pm 0.7T$ (отклонения размера между осями отверстий в два раза больше, чем от плоскости до оси) и предельные отклонения от общей плоскости ряда $\Delta y = \pm 0.35T$; б) определяют предельные отклонения от оси

базового отверстия до оси любого отверстия $\Delta L = \pm 0.35T$ и $\Delta y = \pm 0.35T$ - записью в технических требованиях.

7. Отверстия, расположенные в несколько рядов. Указывается два отклонения: $\Delta L = \pm 0.35T$ и $\Delta L_d = \pm T$.

Расчет предельных отклонений размеров, заданных в полярной системе координат.

Если составляющие позиционного допуска одинаковы по обоим координатным направлениям (по радиусу и по дуге), то круговое поле позиционного допуска диаметром T (рис. 82ж) преобразуется в кольцевой сектор, близкий к квадрату. Тогда $T_R = T\alpha R / 3440 = 0.7T$, где T_R и R измеряются в мм; T_α - в минутах; а 3440 - число минут в радиане. Следовательно, $T_R = 0.7T$; $T_\alpha = 2400T / R$; $\Delta R = 0.35T$ $\Delta \alpha = \pm 1200T / R$ $\Delta \alpha = \pm 1200T / R$.

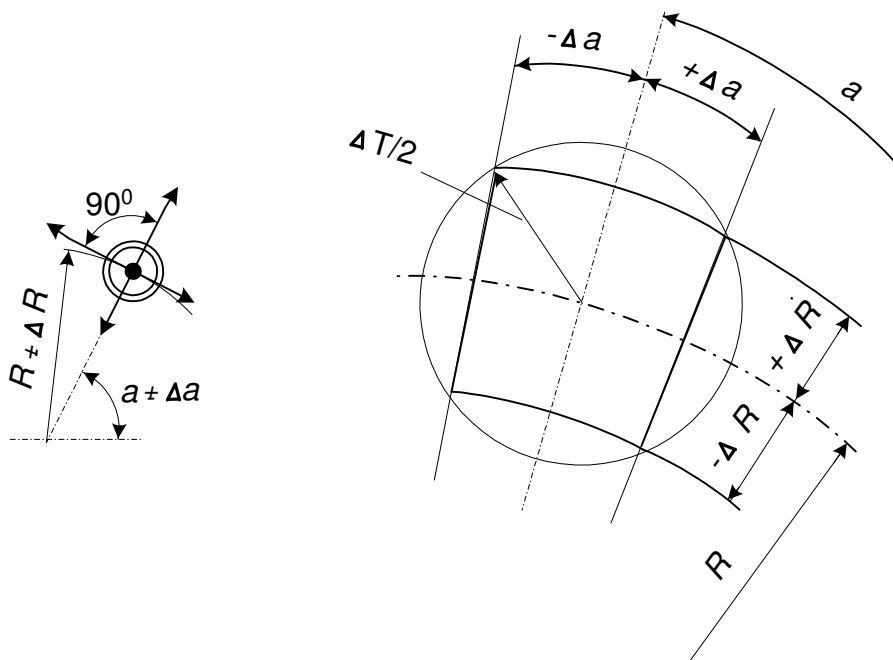


Рис.82ж

∴

Вариант 1. Два отверстия координированы относительно дуги и центрального базового элемента. Нормируются предельные отклонения радиуса окружности центров отверстий $\Delta R = \pm 0.35T$ и предельные отклонения угла между осями отверстий $\Delta \alpha = \pm 2400T / R$.

Вариант 2. Три и более отверстий, расположенных на окружности и координированных относительно оси базового отверстия. Нормируются предельные отклонения диаметра окружности центров $\Delta D = \pm 0.7T$ и либо предельные отклонения центрального угла между осями двух любых отверстий $\Delta \alpha_\Sigma = \pm 2400T / R$ (в технических условиях), либо предельные отклонения центрального угла между осью базового отверстия и осями каждого из остальных отверстий $\Delta \alpha = \pm 1200T / R$ (на чертеже).

Вариант 3. Три и более отверстия расположены по окружности и координированы относительно центрального базового отверстия. Нормируются

предельные отклонения радиуса окружности центров $\Delta R = \pm 0.35T$ и предельные отклонения центральных углов между осями отверстий $\Delta \alpha \Sigma = \pm 2400T/R$ и отмечается база для отсчета радиуса и центральных углов.

Примеры решения задач

1. Определить величину наибольшего зависимого допуска расстояния между центрами крепёжных отверстий под винты М5 у детали, изображённой на рис. 83а.

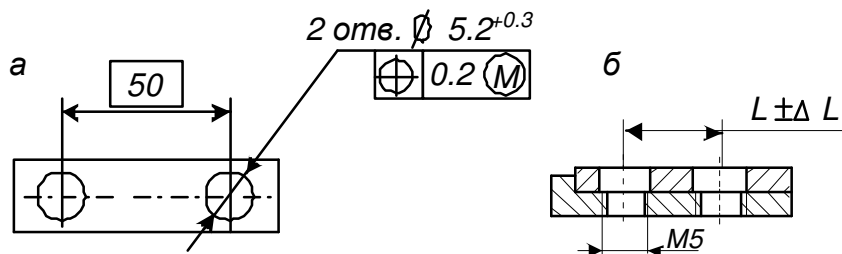


Рис. 83. К примеру 1

Решение. При наибольших предельных отверстиях 5.5 мм зазоры увеличиваются на 0.3 мм, то есть без ущерба для собираемости может быть допущено отклонение между осями отверстий в пределах $\Delta_{\text{наиб}} = \pm(0.2 + 0.3) = \pm 0.5$ мм.

2. Определите значение предельных отклонений ΔL (рис. 83б) на размер между осями двух отверстий под винты М5, если коэффициент использования зазора $k=0.8$, а диаметр гладких сквозных отверстий в обеих деталях $5.5^{+0.3}$.

Решение. При заданном значении диаметра сквозного отверстия минимальный зазор $S_{\min} = 0.5$. При заданном коэффициенте использования отверстия для соединения типа В допуск $T_{\Delta} = 0.5k S_{\min} = 0.5 \cdot 0.8 \cdot 0.5 = 0.2$; предельное значение отклонений $\Delta L = \pm T = 0.2$

3. По заданным на рис. 84 габаритам и допуску цилиндричности валика определить степень точности допуска и соответствующий ему уровень (квалитет) допуска размеров.

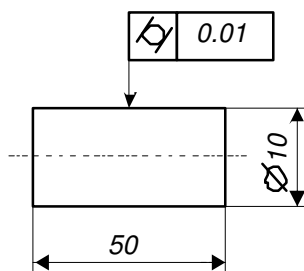


Рис. 84. К примеру 3

Решение. По таблицам ГОСТ 24643-81 (табл. 3, стр. 2 и табл. 1, стр. 6) находим, что для заданного диаметра заданному допуску цилиндричности соответствует 8-я степень точности допусков формы и при нормальной относительной геометрической точности А заданному допуску соответствует 9-й квалитет выполнения размеров валика.

4. Указать обозначение шероховатости цилиндрической поверхности, выполненной способом чистового точения при базовой длине 0.8 мм.

Решение. По таблице соответствия классов чистоты поверхности видам обработки находим, что чистовому точению соответствует пятый класс чистоты. По таблице числовых значений параметров шероховатости выбираем $R_z 20$ (при базовой длине 2.5 мм).

Обозначение шероховатости на чертеже: рис. 85.

5. Вал $80_{-0.03}$ имеет допустимое отклонение от круглости 18 мкм. Определить требования к шероховатости поверхности детали.

Решение. Исходя из заданных номинального размера (80 мм) и допуска (30 мкм), определяем уровень точности обработки: 7-й квалитет. Допуск отклонения формы поверхности (круглости) 18 мкм составляет 60% допуска размера. По таблице соответствия значений параметров шероховатости значениям допусков размера и формы получаем искомое значение высотного параметра шероховатости поверхности $R_a 1.6$ (мкм). Обозначение шероховатости на чертеже: рис. 86.

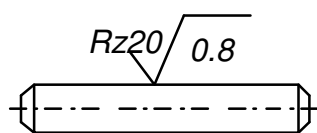


Рис. 85. К примеру 4

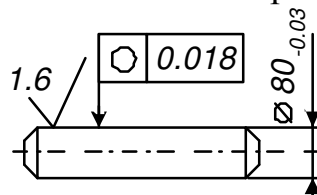


Рис. 86. К примеру 5

Тесты

1. На эскизе (чертеже) детали типа бруска указать обозначение шероховатости плоской поверхности, выполненной способом шлифования при базовой длине 0.8 мм.
2. Определить требования к шероховатости поверхности в зависимости от номинального размера, допусков размера и формы поверхности детали. Дать графическую иллюстрацию; указать способ обработки, обеспечивающий выполнение заданных характеристик.

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер, мм	5	6	19	36	45	50	63	115	125	250
Допуск размера, мкм	6	8	52	25	16	160	46	22	250	115
Допуск формы, мкм	3.6	4.8	20	12	10	96	18	5.5	100	115

3. Расшифровать условные обозначения предельных отклонений формы и расположения поверхностей, указанные на рис. 87. По таблицам ГОСТ 24643-81 определить степень точности задания допустимых отклонений формы и расположения поверхностей.

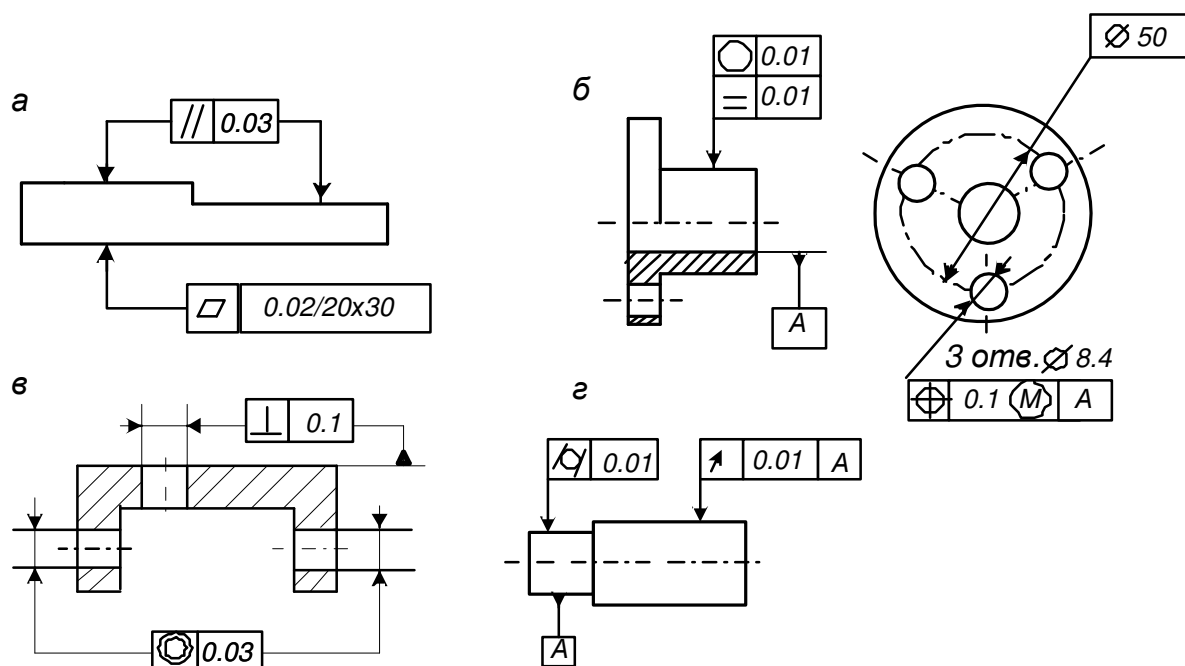


Рис. 87. К тесту 3

4. Нанести на чертеже бруска (рис. 88) условные обозначения требований к отклонениям от плоскостности в зависимости от заданных номинальных размеров и степени точности формы поверхности (таблица 42).

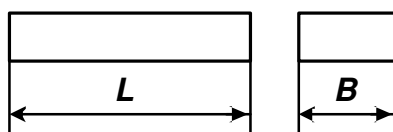


Рис.88. К тесту 4

Варианты номинальных размеров и степени точности формы поверхности

Таблица 42

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Длина, L , мм	98	20	122	108	78	48	36	45	63	50
Ширина, B , мм	38	8	26	14	10	12	6	9	8	7
Степень точности формы	9	6	5	7	3	4	5	4	3	4

5. Для соединения деталей на рис. 89 определить расчётное значение позиционного допуска осей отверстий под винты М2 в радиусном выражении.

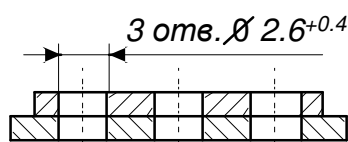


Рис. 89. К тесту 4

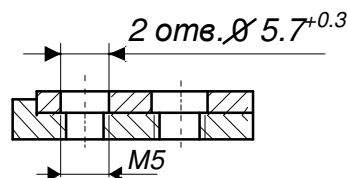


Рис. 90. К тесту 5

6. Чему равно наибольшее возможное позиционное отклонение осей отверстий при соединении, показанном на рис 90?

При расположении отверстий на одной окружности (рис. 91) определить позиционный допуск осей отверстий под винты М4 в диаметральной выражении, если коэффициент использования зазора $k=0.6$.

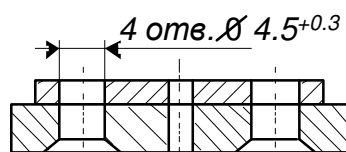


Рис. 91. К тесту 6

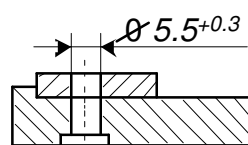


Рис.92. К тесту 7

7. Чему равен позиционный допуск осей отверстий в радиусном выражении под винты М5 (рис. 92), если коэффициент использования зазора $k=0.8$?

8. Определите позиционный допуск осей отверстий в радиусном выражении под винты М4 для соединения деталей (рис. 93).

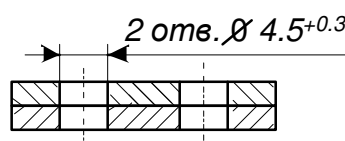


Рис. 93.К тесту 8

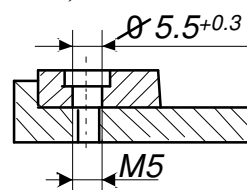


Рис. 94.К тесту 9

9. Определите позиционный допуск в диаметральной выражении, если коэффициент использования зазора $k=0.8$ (рис.94).

10. Чему равен номинальный диаметр D гладкого сквозного отверстия под винт М4, если позиционный допуск определяется при условии $k=0.8$ (рис. 95)?

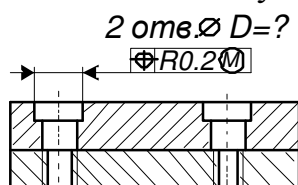


Рис. 95 К тесту 10

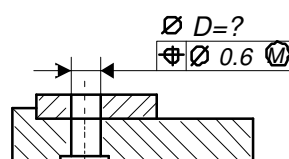


Рис. 96.К тесту 11

11. Определите номинальный диаметр D гладкого сквозного отверстия под болт М6 (рис. 96), если при расчёте позиционного допуска учитывался весь наименьший зазор.

12. Определите значение номинального диаметра D (рис. 97) сквозного отверстия под винт М3.

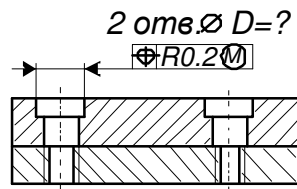


Рис. 97. К тесту 12

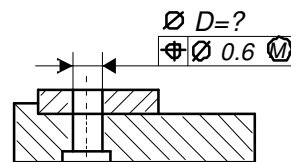


Рис. 98. К тесту 13

13. Определите значение номинального диаметра D (рис. 98) сквозного отверстия под винт M2.5.

14. Определите предельные отклонения ΔL размера от края детали до оси отверстия (рис. 99) при заданных условиях соединения деталей.

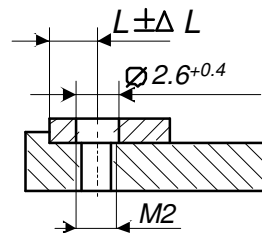


Рис. 99. К тесту 14

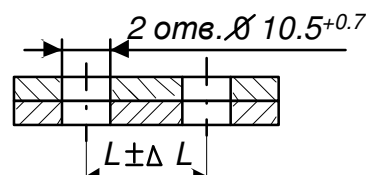


Рис. 100. К тесту 15

15. Чему равны предельные отклонения ΔL размера между осями двух отверстий под болты M10 (рис. 100).

16. Чему равно наибольшее возможное предельное отклонение осей отверстий при соединении деталей, показанном на рис. 101.

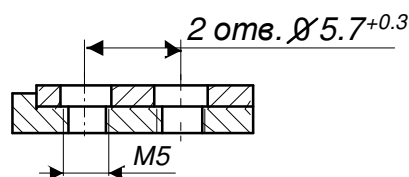


Рис. 101. К тесту 16

Контрольные вопросы

1. Описать характеристики формы поверхности (номинальная форма, реальная поверхность, профиль поверхности, прилегающая поверхность).
2. Виды отклонений формы поверхности и условное обозначение на чертежах.
3. Характеристики и варианты отклонений расположения поверхностей.
4. Обозначение отклонений расположения на чертежах.
5. Суммарные отклонения формы и расположения поверхностей.
6. От чего зависит величина допуска расположения осей отверстий крепёжных деталей?
7. Примеры обозначения позиционных допусков на чертежах.
8. Что такое шероховатость поверхности?
9. Описать основные параметры шероховатости поверхности.

Глава 6.

Взаимозаменяемость зубчатых колёс и передач

Зубчатые передачи широко используются в конструкциях механизмов и приборов для преобразования вращательного движения ведущего звена во вращательное или поступательное движение ведомого. Широкое распространение зубчатых передач в приборостроении объясняется высоким КПД, компактностью, надежностью работы, долговечностью, простотой в эксплуатации.

Конструкции зубчатых передач (ЗП) и условия их работы весьма разнообразны, поэтому классификации ЗП проводятся по нескольким признакам. Например, (рис. 102) по взаимному положению осей различают цилиндрические, конические, червячные и винтовые передачи.

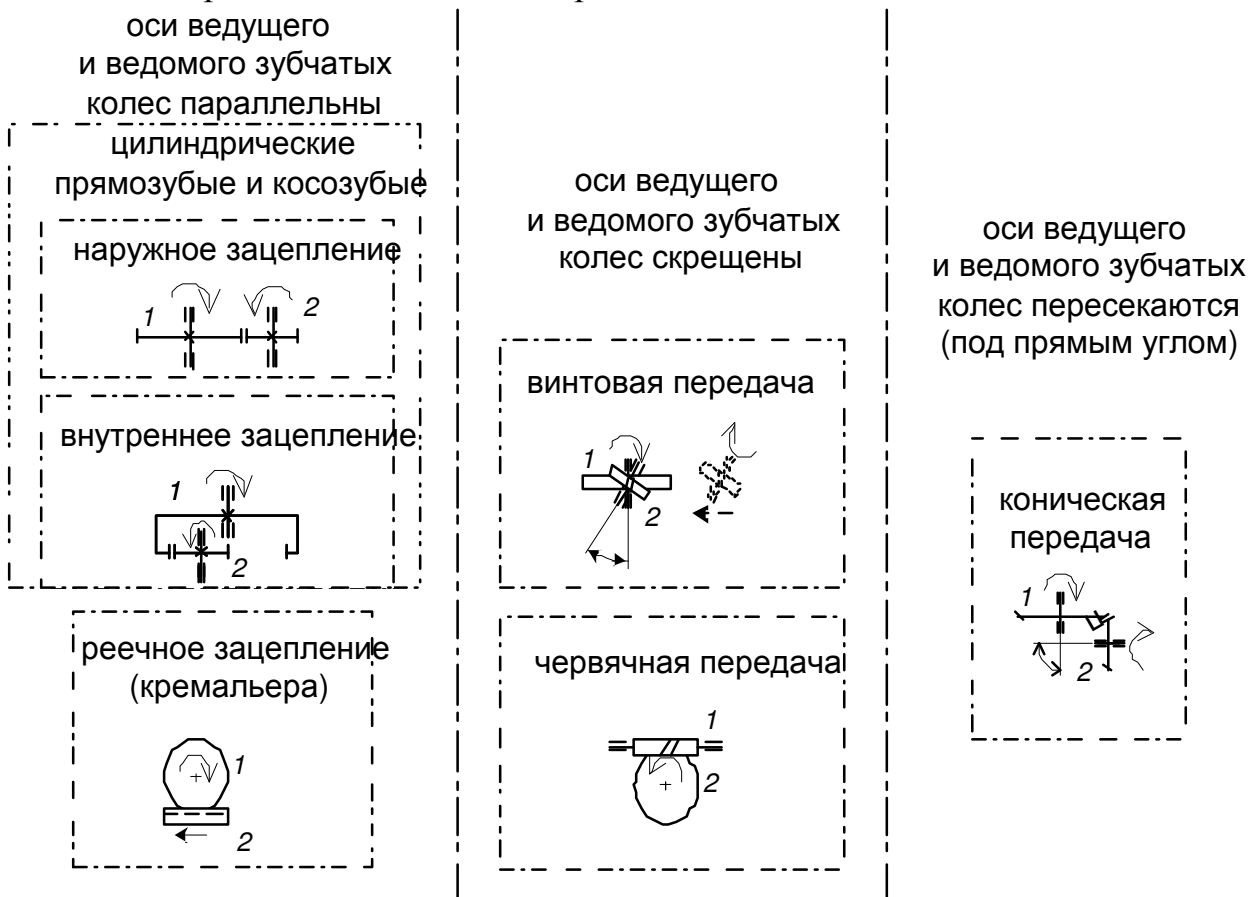


Рис. 102. Классификация зубчатых передач

Погрешности изготовления и сборки зубчатых и червячных передач вызывают динамические нагрузки, шум, вибрации, нагрев, концентрацию напряжений на отдельных участках зубьев, а также несогласованность углов поворота ведущего и ведомого колес, что приводит к ошибкам относительного положения звеньев и к ошибкам мертвого хода.

При назначении допусков на зубчатые колеса и точность монтажа для достижения качественной работы передачи преследуются цели:

1) обеспечение кинематической точности, т.е. согласованности углов поворота ведущего и ведомого звеньев передачи (показатели: радиальное биение зубчатого венца F_{rr} ; колебание длины общей нормали V_{wr});

2) обеспечение плавности работы, т.е. ограничение циклических погрешностей, многократно повторяющихся за один оборот колеса (показатели: отклонение шага зацепления f_{pbr} ; погрешность профиля зуба f_{fr});

3) обеспечение контакта зубьев, т.е. обеспечение такого прилегания зубьев друг к другу, при котором максимально используется вся активная поверхность зуба;

4) обеспечение бокового зазора, т.е. зазора между нерабочими поверхностями зубьев сопряженных колес в передаче для устранения заклинивания и ограничения мертвых ходов в передаче.

В приборостроении и машиностроении наибольшее распространение наибольшее применение нашли зубчатые колеса с эвольвентным профилем зуба. Эвольвента – кривая, описываемая точкой, принадлежащей прямой при её обкатывании без скольжения по так называемой начальной окружности.

Допуски эвольвентных цилиндрических зубчатых колес и передач установлены ГОСТ 1643-81 для колес с модулем $m \geq 1$ мм и ГОСТ 9178-81 для колес с модулем $m < 1$ мм. В стандарте даются числовые значения допусков и отклонений для важнейших элементов зубчатых колес и передач.

Стандартом определено двенадцать степеней точности, определяемых в порядке убывания точности 1, 2, ..., 12; причем, для степеней точности 1 и 2 допуски и отклонения не даны (зарезервированы на перспективу).

Степень точности зубчатых колес устанавливается в зависимости от условий работы передачи и предъявляемых к ней эксплуатационных требований. Например, для прямозубых зубчатых колес, работающих при окружных скоростях 10 – 15 м/с, используют степени точности 6 – 7, при скоростях 20 – 40 м/с – степени точности 4 – 5.

Нормы кинематической точности прямозубых и косозубых цилиндрических колес по показателям F_{rr} и V_{wr} приведены в таблице 43.

Таблица 43

Степень точности	Обозначение допуска	Модуль	Диаметр делительной окружности, мм			Степень точности	Обозначение допуска	Модуль	Диаметр делительной окружности, мм		
			до 125	Св. 125 до 400	Св 400 до 800				до 125	Св. 125 до 400	Св400 до 800
4	F_r	от 1 до 3.5	10	15	18	7	F_r	от 1 до 3.5	36	50	63
	V_w	от 1 до 10	6	12	18		V_w	от 1 до 25	22	40	60
5	F_r	от 1 до 3.5	16	22	28	8	F_r	от 1 до 3.5	45	63	80
	V_w	от 1 до 16	10	18	28		V_w	от 1 до 40	28	50	80
6	F_r	от 1	25	36	45						

Степень точности	Обозначение допуска	Модуль	Диаметр делительной окружности, мм			Степень точности	Обозначение допуска	Модуль	Диаметр делительной окружности, мм		
			до 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800				до 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800
		до 3.5									
	V_w	от 1 до 16	16	28	45						

Нормы плавности работы прямозубых и косозубых цилиндрических колес по показателям f_{pbr} и f_{fr} приведены в таблице 44.

Нормы плавности работы прямозубых и косозубых цилиндрических колес

Таблица 44

Степень точности	Модуль	Диаметр делительной окружности, мм					
		До 125		Св. 125 до 400		Св. 400 до 600	
		f_{pb}	f_f	f_{pb}	f_f	f_{pb}	f_f
4	От. 1 до 3.5	± 3.8	4.8	± 4.2	5.3	± 4.8	6.5
5	От. 1 до 3.5	± 5.6	6	± 6.7	7	± 7.5	9
6	От. 1 до 3.5	± 9.5	8	± 10	9	± 12	12
7	От. 1 до 3.5	± 13	11	± 15	13	± 17	17
8	От. 1 до 3.5	± 19	14	± 21	18	± 24	25

Нормы контакта зубьев определяются величинами пятен контакта (рис. 103) сопряженных зубьев в передаче и оцениваются в % как по длине зуба

$$((a-c)/b)*100\%, \text{ так и по его высоте } \left(\frac{h_m}{h_p} \right) * 100\% = (h_m / 2m) * 100\%.$$

Наименьшее дополнительное смещение исходного контура E_{hs} и наименьшее отклонение толщины зуба E_{cs} , мкм для зубчатых колес с внешними зубьями, таблица 45.

Допуск на смещение исходного контура T_H и толщину зуба T_c , мкм, таблица 46.

Дополнительное смещение исходного контура и наименьшее отклонение толщины зуба

Таблица 45

Вид сопряжения	Степень точности по норм. плавности	Диаметр делительной окружности, мм									
		до 80		св 80 до 125		св 125 до 180		св 180 до 250		св 250 до 315	
		- E_{hs}	- E_{cs}	- E_{hs}	- E_{cs}	- E_{hs}	- E_{cs}	- E_{hs}	- E_{cs}	- E_{hs}	- E_{cs}
H	3 – 6	12	9	14	10	16	12	18	14	20	16
	7	14	10	16	12	18	14	20	14	22	16
E	3 – 6	30	22	35	25	40	30	46	35	52	40
	7	35	25	40	30	45	35	50	35	56	40
D	3 – 6	46	35	54	40	63	45	72	55	81	60
	7	50	35	60	46	70	50	80	60	90	70
	8	55	40	70	50	80	60	90	70	100	70
C	3 – 6	74	55	87	60	100	70	115	80	130	90
	7	80	60	100	70	110	80	120	90	140	100
	8	90	70	110	80	120	90	140	100	160	120
B	3 – 6	120	90	140	100	160	120	185	140	210	160
	7	140	100	160	120	180	140	200	140	250	180
	8	140	100	160	120	200	140	220	160	250	180
A	3 – 6	190	140	220	160	250	180	290	200	320	250
	7	200	150	250	180	280	200	300	220	350	250
	8	220	160	280	200	300	220	350	250	400	300

Допуск на смещение исходного контура T_H и толщину зуба T_c , мкм,

Таблица 46

Вид сопряж.	Вид допуска на боковой зазор	Обозначение допусков	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм									
			до 8	св. 8 до 10	св. 10 до 12	св. 12 до 16	св. 16 до 20	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60
			8	10	12	16	20	25	32	40	50	60
H	h	T_H	28	30	35	40	40	45	55	60	70	80
E		T_C	20	22	25	30	30	35	40	45	50	70
D	d	T_H	35	40	40	45	55	60	70	80	90	100
		T_C	25	30	30	35	40	45	50	60	70	100
C	c	T_H	45	50	55	60	70	80	90	100	120	140
		T_C	35	35	35	45	50	60	70	70	90	100
B	b	T_H	55	60	70	70	80	90	100	120	140	180
		T_C	40	45	50	50	60	70	70	90	100	140
A	a	T_H	70	80	80	90	100	110	140	160	180	200
		T_C	50	60	60	70	70	80	100	120	140	180

В зависимости от значения гарантированного (наименьшего) бокового зазора $J_{n \min}$ (рис. 104) для зубчатых колес с модулем $m \geq 1$ мм установлено шесть видов сопряжений колес в передаче, обозначаемых буквами

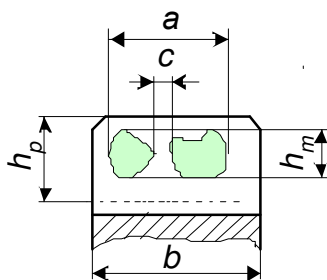


Рис. 10. Пятно контакта

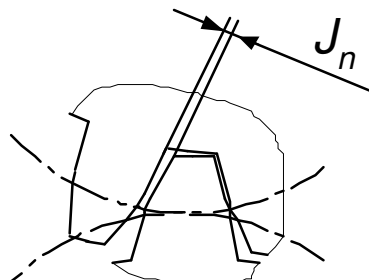


Рис.104. Гарантированный зазор

A.B.C.D.E.H, (рис.105), и восемь видов допуска T_{j_n} на боковой зазор, обозначаемых в порядке убывания буквами *a,b,c,d,h,x,y,z*.

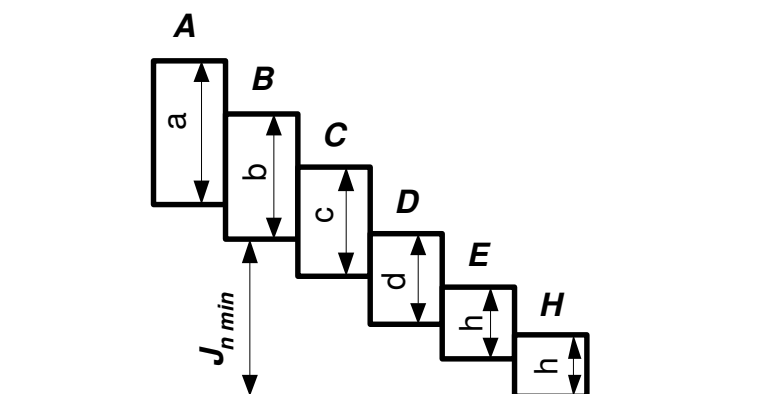


Рис. 105. Допуски бокового зазора

Пример обозначения точности на чертеже

Передача или пара со степенью точности 8 по нормам кинематической точности, со степенью точности 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта зубьев, с видом сопряжения В:

8-7-6-Вa ГОСТ9178-81.

Если же на все нормы точности назначены одинаковые степени точности и допуск бокового зазора соответствует принятому виду сопряжения, то в обозначении степень точности указывают только один раз, а допуск бокового зазора отдельно не дают, например, **7- В ГОСТ 9178-81**. В данном случае по трем нормам точности принята степень точности **7**, вид сопряжения **В** и на боковой зазор назначен допуск **b**.

Оформление чертежа цилиндрического зубчатого колеса

Согласно ГОСТ 2.403-75, в правом верхнем углу чертежа зубчатого колеса помещается таблица, состоящая из трех частей: 1- основные данные (модуль, число зубьев, исходный контур, коэффициент смещения, степень точности). 2 – данные для контроля (смещение исходного контура, длина общей нормали, постоянная хорда зуба), 3 – справочные данные.

На изображении зубчатого колеса (рис. 106) должны быть указаны диаметр вершин зубьев $d_a = m(z + 2)$, ширина венца, размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках, шероховатость боковых поверхностей зубьев.

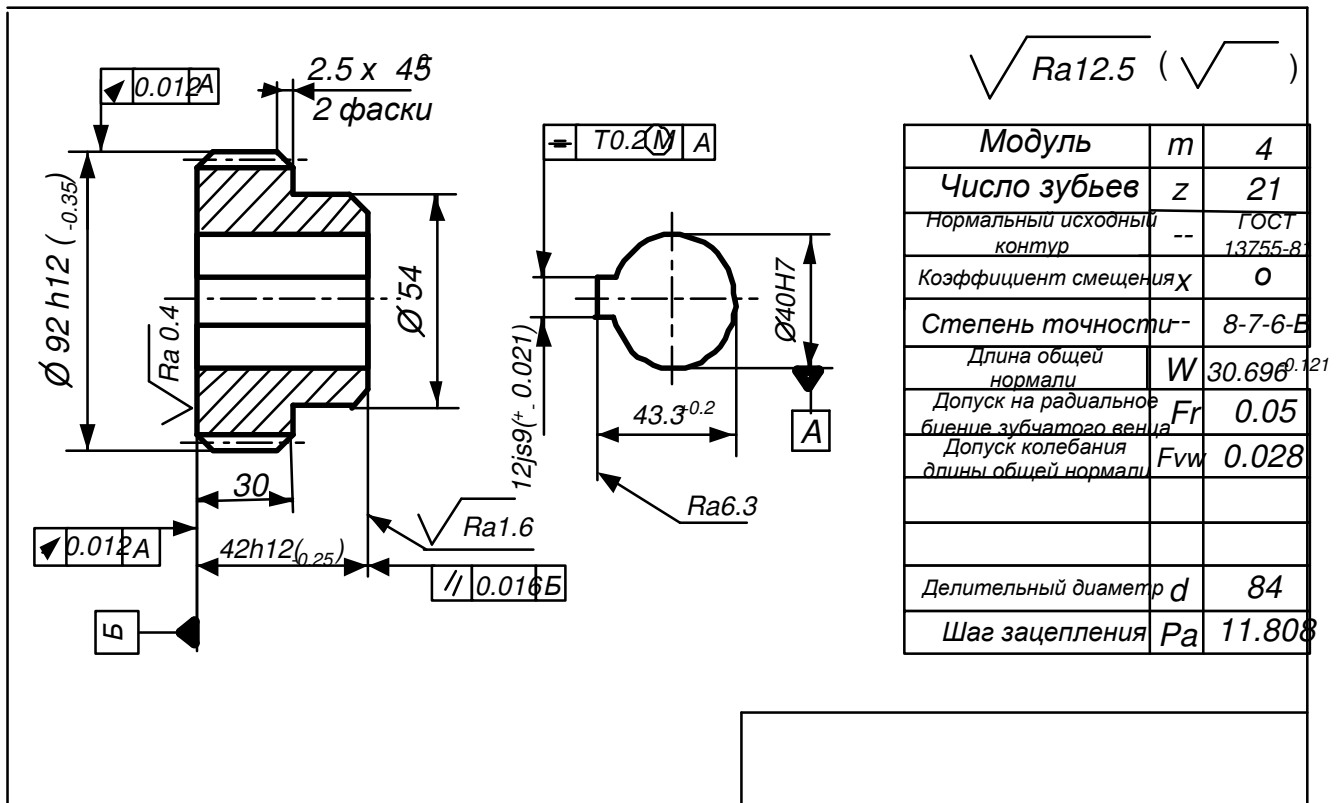


Рис. 106. Чертеж зубчатого колеса

Примеры решения задач

1. Определить степень точности зубчатого колеса по результатам измерения показателей кинематической точности, если число зубьев $z=32$, модуль $m=1.5$ мм; действительное значение радиального биения зубчатого венца $F_{rr}=24$ мкм, колебания длины общей нормали $V_{wr}=12$ мкм.

Решение. Диаметр делительной окружности $d_d = mz = 1.5 \cdot 32 = 48$ мм. По таблице 43 определяем, что при $d_d = 48$ и $m = 1.5$ показателям $F_{rr} = 24$ мкм и $V_{wr} = 12$ мкм соответствует 6-я степень по нормам кинематической точности.

2. Определить годность зубчатого колеса по результатам измерений показателей кинематической точности, плавности и пятна контакта при условии, что:

1) число зубьев $z = 38$, длина зуба $b = 16$ мм, модуль $m = 2$ мм;

- 2) обозначение точности: 7-7-6-Ba;
- 3) номинальная толщина зуба по постоянной хорде $\overline{S}_c = 2.774$ мм;
- 4) $F_{rr} = 30$ мкм; $V_{wr} = 21$ мкм; плавность работы $f_{pbr} = 12$ мкм; $f_{fr} = 9$ мкм;
- 5) пятно контакта: $a = 14$ мм; $c = 2$ мм; $h_m = 2.5$ мм; толщина зуба по постоянной хорде $\overline{S}_{cr} = 2.62$ мм.

Решение. Диаметр делительной окружности $d_d = m \cdot z = 76$ мм. По таблице 43 определяем, что при $d_d = 76$ и $m = 2$ значения f_{pbr} и f_{fr} соответствует 7-й степени точности по нормам плавности работы.

Относительные размеры пятна контакта по длине зуба $((a - c)/b) \cdot 100\% = ((14 - 2)/16) \cdot 100\% = 75\%$; по высоте зуба $(h_m / 2m) \cdot 100\% = (2.5 / 2 \cdot 2) \cdot 100\% = 63\%$.

По нормам контакта зубьев колесо соответствует 6-й степени точности (таблица 45).

По таблице 46 для вида сопряжения **B**, 7-й степени точности по нормам плавности и диаметра делительной окружности $d_d = 76$ мм находим наименьшее отклонение толщины зуба $E_{cs} = -100$ мкм.

Допуск на толщину зуба. По таблице 43 по заданной 7-й степени кинематической точности определяется величина допуска на радиальное биение зубчато колеса. Для $m = 2$ мм и $d_d = 76$ мм находим $F_r = 36$ мкм.

По таблице 46 для вида допуска на боковой зазор a и допуска $F_r = 36$ мкм определяем: допуск на толщину зуба $T_c = 120$ мкм. Наибольшее отклонение толщины зуба равно $-(|E_{cs}| + T_c) = -(0.1 + 0.12) = -0.22$ мм.

Наименьшая толщина зуба и предельные отклонения $\overline{S}_c = 2.774_{-0.22}^{-0.10}$.

Зубчатое колесо является годным, так как соответствует всем заданным нормам.

Тесты

1. Определить значения радиального биения F_{rr} и колебания длины общей нормали V_{wr} , если:

Вариант	1	2	3	4	5
z	20	24	28	32	36
m	1.5	1.25	2.5	2.0	4.0
Степень точности	6	7	6	7	6

2. Определить значения радиального биения F_{rr} , значения длины общей нормали V_{wr} , показатели плавности работы f_{pbr} и f_{fr} , если:

Вариант	1	2	3	4	5
z	24	32	36	48	68
m	1	1.25	1.5	2.0	2.5
Обозначение степени точности	7-7-6-Ba				

3. Расшифровать условное обозначение точности цилиндрических зубчатых колес и передач:

Вариант	1	2	3	4	5
Обозначение на чертеже	6-Ba	7-6-7-D	5-4-5-D	9-H	6-6-7-E

4. Определить степень точности зубчатых колес по результатам измерения показателей кинематической точности:

Вариант	1	2	3	4	5
Модуль m , мм	1.5	2	2.5	3	3
Число зубьев z	30	72	58	42	36
Значение F_{rr}	12	20	30	48	16
Значение V_{wr}	8	22	20	26	12

Контрольные вопросы

1. Виды, варианты конструкторской реализации зубчатых колёс и передач.
2. Показатели и параметры кинематической точности зубчатых колёс.
3. Показатели и параметры плавности работы зубчатых колёс и передач.
4. Показатели и параметры полноты контакта зубчатых колёс.
5. Показатели и параметры бокового зазора.
6. Примеры обозначения точности зубчатого колеса на рабочем чертеже

*Перечень стандартов, обязательных к применению
при оформлении конструкторской документации*

ГОСТ 2.109-73 ЕСКД. Основные требования к чертежам
 ГОСТ 2.307-69 ЕСКД. Нанесение размеров и предельных отклонений
 ГОСТ 2.309-72 ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей
 ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических
 зубчатых колес.
 ГОСТ 2789-73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
 ГОСТ 6636-66. Нормальные линейные размеры.
 ГОСТ 10948-64. Радиусы закруглений и фаски.
 ГОСТ 1491-80. Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В.
 Конструкция и размеры.

Принятые сокращения

D, d, L	Номинальные размеры отверстия, вала, свободный
D_{max} и D_{min}	Предельно допустимые размеры отверстия
d_{max} и d_{min}	Предельно допустимые размеры вала
T	Допуск, мкм
ES, EI	Верхнее и нижнее предельные отклонения отверстия
es, ei	Верхнее и нижнее предельные отклонения вала
E_m, e_m	Средние отклонения отверстия и вала
T_D	Допуск отверстия
T_d	Допуск вала
S	Зазор
N	Натяг
S_{max}, S_m, S_{min}	Максимальный, средний и минимальный зазоры
N_{max}, N_m, N_{min}	Максимальный, средний и минимальный натяги
k	Число единиц допуска, характеристика уровня точности
i	Единица допуска, зависящая от размера
α	Угол конуса
C	Конусность
A_Δ	Замыкающее звено размерной цепи
$\rightarrow$ A	Увеличивающее звено
$\leftarrow$ A	Уменьшающее звено
$A_1, A_2,$	Составляющие звенья размерной цепи
B	Верхнее отклонение размера
C	Среднее отклонение размера
H	Нижнее отклонение размера
L	Поле допуска внутреннего кольца шарикоподшипника
l	Поле допуска наружного кольца шарикоподшипника
F_{rr}	Радиальное биение зубчатого венца

V_{wr}	Колебание длины общей нормали
f_{pbr}	Отклонение шага зацепления
f_{fr}	Погрешность профиля зуба
$J_{n\ min}$	Гарантированный (наименьший) боковой зазор

Литература

1. Шляхтер Л.М., Соболев Е.А. Взаимозаменяемость и технические измерения.-М.: Легпромбытиздат, 1993.
2. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986.
3. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки. Справочник в 2-х частях – СПб.: Политехника, 2001.
4. Шляхтер Л.М., Соболев Е.А. Основы выполнения рабочих чертежей деталей. Учебное пособие.- М: Изд-во МТИ, 1991.
5. Анухин В.И. Допуски и посадки. – СПб: Питер, 2007.
6. Зайцев С.А., Куранов А.Д., Толстов А.Н. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении. – М: АСADEMIA, 2004.
7. Ганевский Г.М., Гольдин И.И. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении. – М: ПрофОбрИздат, 2001.
8. ГОСТ 25347-82. Предельные отклонения в системе отверстия при размерах до 500 мм
9. Зинин Б. С., Ройтенберг Б.Н. Сборник задач по допускам и техническим измерениям. – М.: «Высшая школа», 1983.
10. Козловский Н.С., Ключников В.М. Сборник примеров и задач по курсу «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения». – М.: «Машиностроение», 1983.



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики»

КАФЕДРА ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И КОМПЬЮТЕРНОЙ ТОМОГРАФИИ

Кафедра измерительных технологий и компьютерной томографии, в прошлом кафедра часового производства и приборов точной механики была создана одновременно с созданием университета, который ведет свою историю от образования в 1900 г. ремесленного училища цесаревича Николая. Основателем кафедры являлся Норберт Болеславович Завадский – первый заведующий механико-оптического отделения этого училища.

В 1920 г. отделение было реорганизовано в техникум точной механики, который с 1925 года начал подготовку инженеров-приборостроителей. В дальнейшем техникум был преобразован в учебный комбинат и в 1933 году стал институтом точной механики и оптики. Все это время до своей кончины кафедрой заведовал Н.Б. Завадский. В 1930 году кафедру возглавил Л.П. Шишелов. На кафедре читались дисциплины «Теория часовых механизмов», «Электроизмерительные приборы», «Механические приборы», в которые входило изучение тахометров, таксометров, арифмометров, часовых и гироскопических приборов, электротехники.

После Великой отечественной войны и до 1976 года кафедрой заведовал профессор Аксельрод З.М., которого сменил в восьмидесятых годах профессор Арефьев Б.А. – известный специалист в области автоматического управления. С 1985 года кафедрой руководил основатель направления магниторезонансных исследований, профессор Владислав Александрович Иванов. В связи с развитием техники и потребностью выпуска инженерных кадров по разработке и эксплуатации магниторезонансных томографов, с 1992 года кафедра начала подготовку инженеров по специализации и «Компьютерная томография». В настоящее время кафедрой руководит профессор Мария Яковлевна Марусина.

Для заметок

Для заметок

Муханин Лев Григорьевич, Федоров Юрий Владимирович

Основы взаимозаменяемости. Тесты и задачи

Учебное пособие

В авторской редакции
Редакционно-издательский отдел НИУ ИТМО
Зав. РИО
Лицензия ИД № 00408 от 05.11.99
Подписано к печати
Заказ №
Тираж
Отпечатано на ризографе

Н.Ф. Гусарова