

И.Г. Кошлякова, О.Ю. Сорочкина, Е.Н. Закалин

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Ростов-на-Дону

2013

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

И.Г. Кошлякова, О.Ю. Сорочкина, Е.Н. Закалин

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Учебное пособие

Ростов-на-Дону

2013

УДК 006.015.3:62-182.8(075.8)
К 76

Рецензент

кандидат технических наук, профессор С.Б. Панёв

Кошлякова И.Г.

К 76 Теория и практика нормирования точности в машиностроении: учеб. пособие / И.Г. Кошлякова, О.Ю. Сорочкина, Е.Н. Закалин. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 241 с.

ISBN 978-5-7890-0863-8

В пособии рассмотрены типовые задачи нормирования точности деталей и соединений. Приведены теоретические основы нормирования точности, вопросы для самоконтроля, а также прикладные задачи для самостоятельного решения, выполняемые при проведении работ по обеспечению взаимозаменяемости изделий.

В учебном пособии использованы справочные материалы, стандарты, отражающие основные требования систем ЕСКД, ЕСТД, ЕСТП. Стандартные и справочные данные приведены в упрощенном виде, адаптированном для решения, в первую очередь, учебных целей.

Предназначено для студентов, изучающих дисциплины «Взаимозаменяемость и нормирование точности» и «Метрология, стандартизация и сертификация», а также может быть использовано при разработке конструкторской документации в курсовых и дипломных проектах.

УДК 006.015.3:62-182.8(075.8)

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета

Научный редактор

кандидат технических наук профессор А.Ф. Хлебунов

© Кошлякова И.Г., Сорочкина О.Ю.,
Закалин Е.Н., 2013

ISBN 978-5-7890-0863-8

© Издательский центр ДГТУ, 2013

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс, жесткая рыночная конкуренция выдвигают повышенные требования к точности параметров машиностроительной продукции, надежности ее функционирования, долговечности. Эти требования учитываются при проектировании и обеспечиваются при изготовлении отдельных деталей и сборочных единиц, входящих в изделие. Точность должна быть оптимальной: не слишком завышена, что может усложнить и увеличить затраты на изготовление, и не слишком низкой, так как могут быть не обеспечены эксплуатационные показатели продукции. Поэтому требования к точности назначают обоснованно, исходя из опыта проектирования, либо с помощью расчетов.

В учебном пособии рассмотрены наиболее распространенные виды соединений, принципы и правила назначения норм точности. Приведены все необходимые для этого справочные материалы.

В целях лучшего усвоения изложенного материала и получения практических навыков в учебном пособии рассмотрены примеры с решениями типовых задач, возникающих при проектировании, сформулированы вопросы для самоконтроля и задачи для самостоятельного решения.

Коллектив авторов посвящает это издание учителю, наставнику и коллеге Михаилу Александровичу Капустянскому.

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ

1.1. Термины и определения

Для обеспечения определенного уровня качества серийно выпускаемых изделий необходимо, чтобы все и одного назначения (номенклатуры, типоразмера) были практически одинаковыми. Различия между ними должны быть незначительны настолько, чтобы любая из деталей собиралась с ответными, а собранные вместе они составляли изделие, практически неотличимое в работе от других аналогичных. Детали, и более сложные изделия, если они отвечают поставленным требованиям, называются взаимозаменяемыми.

Качество изделий зависит от геометрической точности деталей, входящих в них. Регулирование качества предусматривает комплекс организационно-технических мероприятий, направленных на обеспечение необходимой точности размерных или других параметров деталей и изделий. Одним из основных путей получения заданной точности (качества) является применение принципов взаимозаменяемости.

Точность – это степень приближения истинного значения свойств и показателей изделия к их теоретическому заданному значению. Точность – понятие комплексное, и может быть оценена точностью размеров элементов детали, точностью формы поверхностей и их взаимным расположением, волнистостью и шероховатостью. Нормирование точности размеров регламентируется стандартами Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) через систему Государственных стандартов. Регулирование качества предусматривает комплекс организационно-технических мероприятий, направленных на обеспечение необходимой точности размерных или других параметров деталей и изделий.

Размер – это основная характеристика деталей, соединений и изделий в целом. При нормировании точности различают размеры номинальный, предельные и действительный. На чертежах проставляется **номинальный** размер. Он получается из расчета на прочность, жесткость, точность изделия или принимается конструктивно.

Номинальный размер – это основной размер, определяемый исходя из функционального назначения детали или сборочной единицы. Относительно номинального размера определяют предельные размеры, он служит также началом отсчета предельных отклонений.

Действительный размер – это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Для того, чтобы изделие отвечало своему целевому назначению каждый из его действительных размеров должен находиться между двумя соответствующими **предельными** размерами – **наибольшим и наименьшим**. Разность этих размеров образует **допуск**. Допуск является мерой точности изготовления: чем меньше допуск, тем выше точность. Таким образом, с помощью допуска ограничивается допустимая погрешность изготовления. Допуск определяется также как абсолютная величина алгебраической разности верхнего и нижнего предельных отклонений и всегда является положительной величиной. Таким образом, допуск – это интервал размеров, в пределах которого параметр считается годным.

Все размеры можно разделить на свободные и сопрягаемые. Сопрягаемые размеры определяют расположение поверхностей, по которым детали не соприкасаются в изделии с другими деталями. К сопрягаемым относят те размеры, по которым детали соприкасаются, образуя подвижные или неподвижные соединения. Именно они важны для обеспечения взаимозаменяемости.

Размеры всех элементов деталей независимо от их формы условно делят на три вида: размеры валов (охватываемые), размеры отверстий (охватывающие) и размеры, не относящиеся ни к валам, ни к отверстиям (остальные). Из рис.1.1 видно, что характерным признаком охватывающего размера является то, что с обеих сторон от выносных линий материал выходит за размер. Для охватываемых размеров – наоборот: с обеих сторон от выносных линий материал входит в размер.

Для несопрягаемых элементов деталей определение вида размера выполняют с помощью технологического принципа: если при обработке от базовой поверхности размер элемента увеличивается, то это – отверстие, а если размер элемента уменьшается, то это – вал.

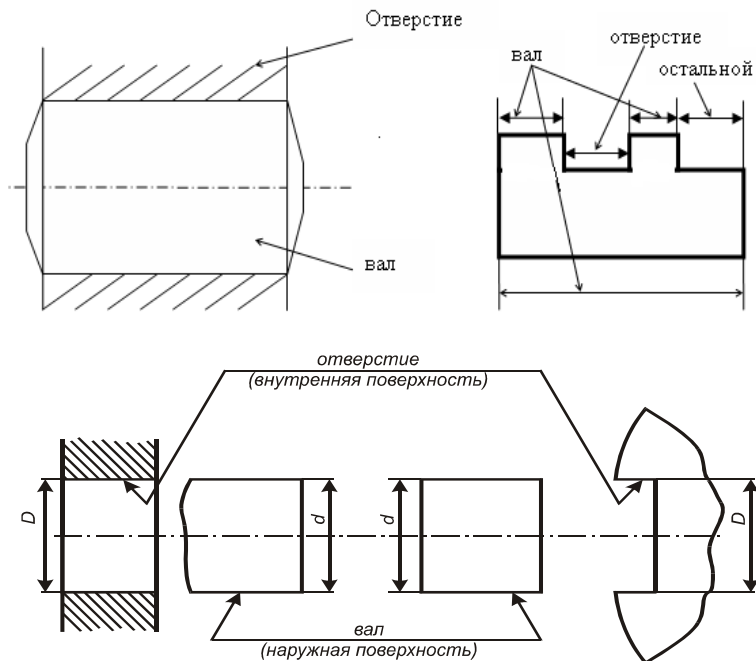


Рис. 1.1. Принципы определения видов размеров

Для удобства на чертежах принято указывать номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по его отклонениям от номинально размера, верхнему и нижнему, соответственно. На схемах соединений деталей (рис.1.2) номинальному размеру соответствует нулевая линия, от которой отсчитывают в плюс (вверх) и минус (вниз) предельные отклонения отверстия и вала, а заштрихованные прямоугольники являются полями допусков.

Поле допуска – это графическое изображение допуска. Оно отличается от допуска тем, что определяет не только величину, но и расположение этого допуска относительно номинального размера. На схемах соединений двух деталей (посадок) и в расчетах принято обозначать параметры, относящиеся к отверстиям, заглавными буквами, а параметры, относящиеся к валам – строчными буквами. На рис. 1.2 приведены обозначения: $D(d)$ – номинальный размер отверстия (ва-

ла); $D_{\max}(d_{\max})$ – наибольший (максимальный), $D_{\min}(d_{\min})$, – наименьший (минимальный) размеры отверстия (вала), $ES(es)$ – верхнее предельное отклонение отверстия (вала); $EI(ei)$ – нижнее предельное отклонение отверстия (вала). Допуск всегда обозначают буквой T , а рядом ставится обозначение параметра, для которого определяется допуск. Таким образом, $TD(Td)$ – допуски размеров отверстия и вала, соответственно. На рис. 1.2 приведены также формулы для определения предельных отклонений и допусков размеров.

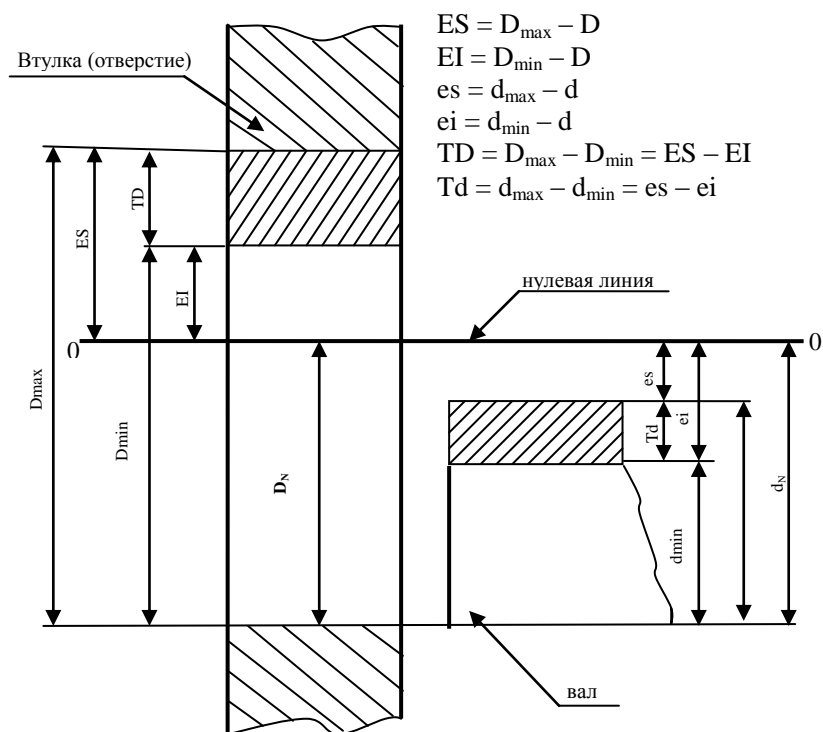


Рис. 1.2. Схема соединения отверстия и вала (посадки)

При нанесении на чертежах размеров с предельными отклонениями следует соблюдать следующие правила: верхнее и нижнее отклонения записывают в две строки, располагая верхнее отклонение над нижним (например, $60^{+0,05}_{+0,02}, 10^{+0,006}_{-0,016}, 70^{-0,2}_{-0,5}$); количество знаков при записи предельных отклонений должно быть одинаковым (например, $60^{+0,146}_{+0,100}$); отклонения, равные нулю, не указывают (например, $40^{+0,1}_{-0,07}$); при симметричном расположении отклонений их значение задают после знака \pm цифрами, равными по высоте цифрам номинального размера (например, $20 \pm 0,01$). В справочниках значения предельных отклонений приведены в микрометрах (мкм). На чертежах предельные отклонения указываются в одной записи с номинальным размером и должны иметь с ним одинаковые единицы измерений, то есть мм. *При переводе значений предельных отклонений следует помнить соотношение: $1 \text{ мкм} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$.*

1.2. Виды посадок

В машинах и механизмах соединения деталей могут быть подвижными или неподвижными. Характер соединения деталей называется посадкой. Номинальный размер посадки – общий для отверстия и вала, составляющих соединение. Необходимый характер соединения достигается за счет относительного смещения полей допусков сопрягаемых деталей.

Подвижные соединения характеризуются наличием зазоров. Зазор S – положительная разность действительных размеров отверстия и вала, когда размер отверстия больше размера вала. На схемах расположения полей допусков посадки с зазором поле допуска отверстия всегда расположено над полем допуска вала, что обеспечивает большую величину размера отверстия по сравнению с валом (рис. 1.3).

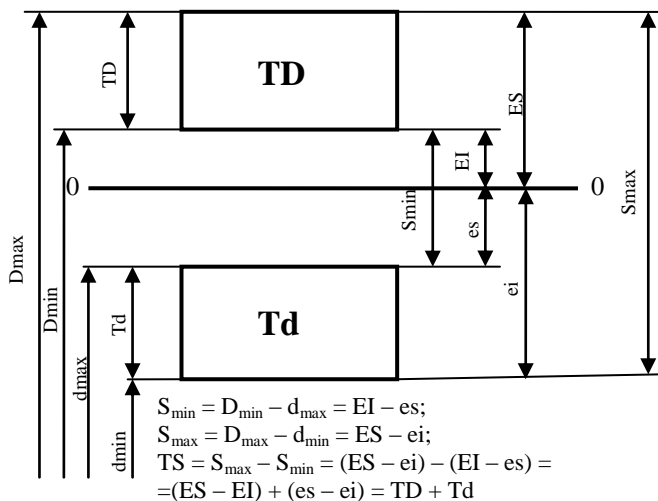


Рис. 1.3. Схема расположения полей допусков при посадке с зазором

Поскольку детали, поступающие на сборку, изготовлены с отклонениями, то зазор в отдельных соединениях будет получаться различным, годное соединение в предельных случаях может иметь либо наименьший S_{\min} , либо наибольший S_{\max} . Так как зазор является приемлемым в откладываемом интервале значений, введено понятие допуска зазора TS . Интервал, в пределах которого находится значение действительного зазора в соединениях, называется **допуском зазора**.

Неподвижные соединения характеризуются, как правило, наличием натяга. Натяг N – это разность размеров валов и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Расположение полей допусков при посадке с натягом характеризуется тем, что поле допуска вала находится над полем допуска отверстия (рис. 1.4). Посадка с натягом характеризуется двумя предельными натягами N_{\max} и N_{\min} , а также допуском натяга TN . Допуск натяга, аналогично допуску зазора, характеризует интервал, в пределах которого может находиться действительный натяг в соединениях.

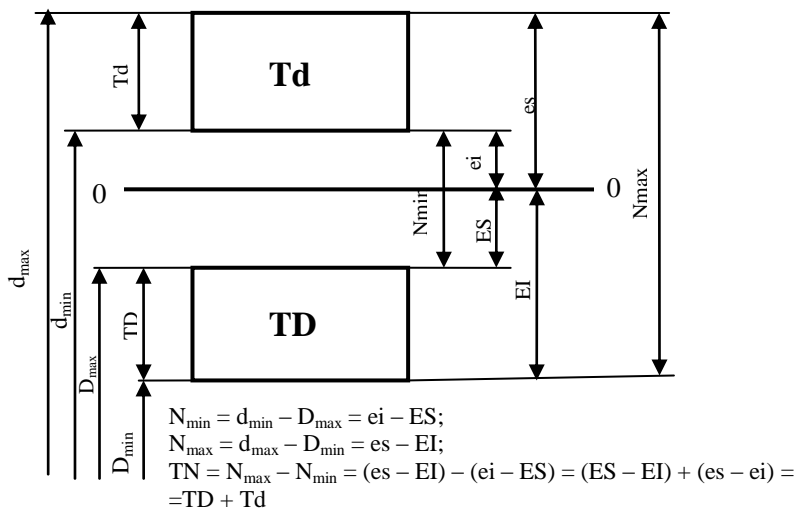


Рис. 1.4. Расположение полей допусков при посадке с натягом

Разновидностью неподвижных соединений являются переходные посадки, при которых после сборки может получиться либо натяг, либо зазор. Неподвижность таких соединений обеспечивается введением дополнительных конструктивных элементов (креплением шпонками, болтами, штифтами). При переходных посадках (рис. 1.5) поля допусков сопрягаемых деталей частично или полностью перекрываются. Переходные посадки характеризуются: предельными максимальными зазором S_{\max} и натягом N_{\max} , а также допуском переходной посадки $T_{S,N}$. Как видно из предыдущих формул, допуск любой посадки также можно определить как сумму допусков сопрягаемых отверстия и вала, и в общем случае он будет характеризовать интервал, в пределах которого может изменяться действительное значение характеристики плотности соединения.

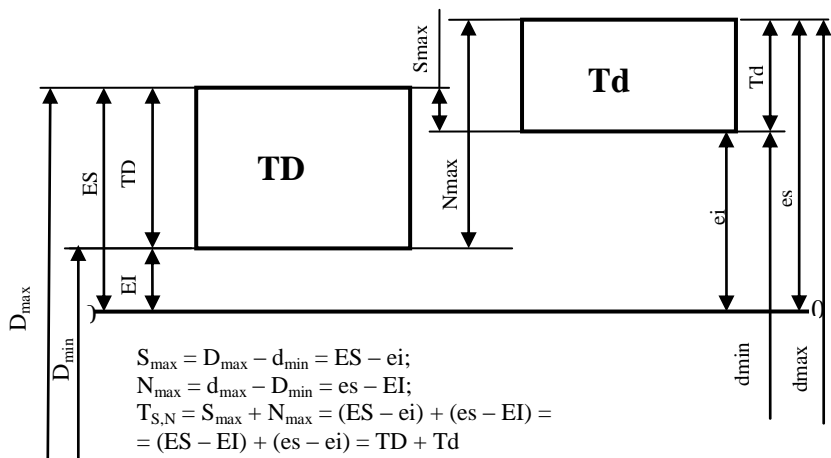


Рис. 1.5. Расположение полей допусков при переходной посадке

1.3. Принципы построения Единой Системы Допусков и Посадок (ЕСДП)

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок закономерно построенных на основе опыта теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для применения вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и достижение взаимозаменяемости изделий и их составных частей, обуславливает повышение качества продукции.

Первый принцип – все номинальные размеры разбиты на интервалы. Интервалы номинальных размеров подразделяются на основные и промежуточные. Основные используются для определения допусков системы и тех предельных отклонений, которые более плавно изменяются в зависимости от номинального размера. Промежуточные интервалы используются для предельных отклонений, связанных с номинальным размером крутой зависимостью.

Весь диапазон размеров до 10000 разбит на 26 интервалов (13 интервалов = до 500 мм и 13 интервалов – от 500 до 10000 мм) таким образом, чтобы табличный допуск, подсчитанный по среднему размеру интервала (среднему геометрическому $D_u = \sqrt{D_1 \cdot D_2}$), отличался бы от допусков для крайних размеров интервалов D_1 и D_2 не более чем на (5...8) %.

Второй принцип – установление квалитетов. Квалитет – это условный уровень точности (от англ. quality – качество). Квалитеты обозначаются арабскими цифрами. Установлен ряд квалитетов в порядке уменьшения точности: 01; 0; 1; 2; 3;...17, 18. Квалитеты IT01; IT0 и IT1 предназначены для нормирования точности плоскопараллельных концевых мер длины, IT2, IT3 и IT4 – для гладких калибров (пробок и скоб); IT5 ... IT17 – производственные квалитеты для металлических деталей, в которых IT4...IT6 используются для высокоточных деталей; IT7, IT8 применяются для деталей ответственных соединений в машиностроении и приборостроении, а IT9, IT10 – для деталей неответственных соединений (сельскохозяйственное машиностроение, грузовые автомобили, подъемно-транспортное оборудование и т.д.). Квалитеты IT11, IT12 – используются также для неответственных соединений, в которых требуются большие зазоры, при значительных температурных перепадах, при работе в запыленных условиях; IT12...IT17 назначаются для размеров металлических деталей с неуказанными допусками, т.е. для несопрягаемых размеров; IT18 предназначен для деталей из пластмасс. Сокращенная запись допуска по квалитету, например, IT7 – допуск по 7 квалитету.

Допуски рассчитаны на основе единицы допуска, например:

Для размеров до 500 мм $i=0,45 \cdot \sqrt[3]{D_u} + 0,001 D_u$.

Для размеров свыше 500 до 1000 мм $i=0,004 D_u + 2,1$.

Допуск выражается определенным, постоянным для данного квалитета, числом единиц допуска (см. табл. 1.1).

Третий принцип – установление основных отклонений. Из двух предельных отклонений основным считается отклонение, ближайшее к нулевой линии (выше нулевой линии – EI (ei), ниже – ES (es)). Каждое расположение основного отклонения обозначается латинской буквой – строчной для валов, заглавной для отверстий. Буквы идут в алфавитном порядке от A до ZC. Каждому из основных отклонений соответствует определенный уровень относительно нулевой линии, от которого должно начинаться поле допуска. Конец поля допуска зависит от квалитета, как показано на рис. 1.6.

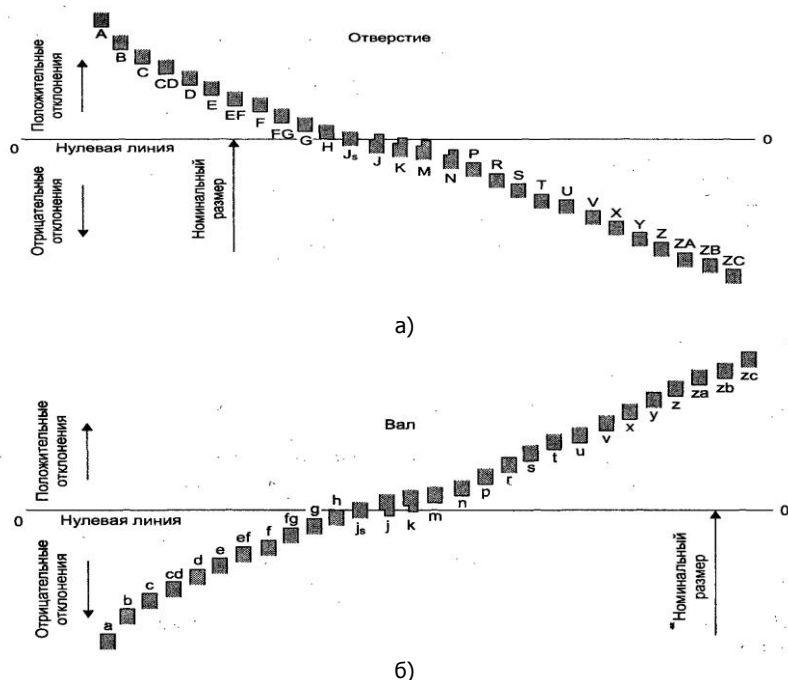


Рис. 1.6. Схема расположения основных отклонений:
 а – отверстий для образования посадок в системе вала;
 б – валов для образования посадок в системе отверстия

Буквой h обозначается поле допуска ($es=0$) основного вала, H – поле допуска основного отверстия (EI). Таким образом, допуск для основного вала начинается от нулевой линии и направлен вниз, для основного отверстия – от нулевой линии вверх.

Посадки могут быть образованы в системе отверстия или в системе вала. В системе отверстия различные зазоры и натяги получаются подбором валов с различными полями допусков к основному отверстию (H). В посадках в системе вала необходимые зазоры и натяги получаются подбором различных полей допусков отверстий к основному валу (h). Выбор системы определяется конструктивно, технологически и экономически. Точные отверстия обрабатывают режущим размерным инструментом (сверлами, зенкерами, развертками и т.п.), валы – одним резцом или шлифовальным кругом. В системе отверстия различных по предельным размерам отверстий

меньше, чем в системе вала, следовательно, система отверстия принимается как предпочтительная. Это сокращает номенклатуру режущих обрабатывающих инструментов.

В системе отверстия основные отклонения валов от a до h предназначены для образования посадок с зазором от p до ZC – с натягом; от js до n – переходных посадок. В системе вала: отверстия A – H – для посадок с зазором, Js – N – переходных посадок, P – ZC – для посадок с натягом.

Система вала принимается в случаях различных посадок на вал постоянного диаметра, когда валы могут быть изготовлены из калиброванных прутков без дополнительной механической обработки, а также при посадках стандартных деталей (шпонки, подшипники качения).

Соединение обозначается в виде дроби: $\varnothing 120 \frac{H7}{g6} \left(\begin{smallmatrix} +0,040 \\ -0,014 \\ -0,039 \end{smallmatrix} \right)$. На

первом месте стоит значение номинального размера (диаметра или размера другой конфигурации) в мм. Затем в виде дроби записывается посадка: в числителе обозначается поле допуска отверстия, в знаменателе – поле допуска вала. Причем обозначение поля допуска состоит из буквы (основного отклонения) и числа (калитета). В скобках записываются числовые значения предельных отклонений в мм. По условному обозначению посадки можно определить систему и вид посадки. Система посадки соответствует той детали, которая обозначена основным отклонением $H(h)$, вид посадки определяется по основному отклонению другой детали в соединении. Например, Приведенная выше посадка является посадкой в системе отверстия (H – в числителе – у отверстия), с зазором (основное отклонение g применяется для посадок с зазором).

1.4. Справочные таблицы

В табл. 1.1. приведены значения допусков для номинальных размеров до 500 мм и количество единиц допуска, содержащееся в допуске данного квалитета.

В табл. 1.2. приведены предельные отклонения основных отверстий.

В табл. 1.3. приведены предельные отклонения валов для образования посадок с зазором в системе отверстия.

В табл. 1.4. приведены предельные отклонения валов для образования переходных посадок в системе отверстия.

В табл. 1.5. приведены предельные отклонения валов для образования посадок с натягом в системе отверстия.

Таблица 1.1

Допуски для размеров до 500 мм

Номинальные размеры, мм	Квалитеты																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	Допуски, мкм													Допуски, мм						
До 3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0.1	0.14	0.25	0.4	0.6	1.0	1.4
Св. 3 до 6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.3	0.48	0.75	1.2	1.8
» 6» до 10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.9	1.5	2.2
Св.10 до 18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.7	1.1	1.8	2.7
Св. 18 до 30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0.2	0.33	0.52	0.84	1.3	2.1	3.3
Св. 30 до 50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1.0	1.6	2.5	3.9
Св. 50 до 80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0.3	0.46	0.74	1.2	1.9	3.0	4.6
Св. 80 до 120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.4	2.2	3.5	5.4
Св. 120 до 180	1.2	2	3.5	5	6	12	18	25	40	63	100	160	250	0.4	0.63	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3
Св. 180 до 250	2	3	4.5	7	8	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.9	4.6	7.2
Св. 250 до 315	2.5	4	6	8	10	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.3	2.1	3.2	5.2	8.1
Св. 315 до 400	3	5	7	9	12	28	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.4	2.3	3.6	5.7	8.9
Св. 400 до 500	4	6	8	10	13	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.5	4.0	6.3	9.7
Количество единиц допуска в допуске данного квалитета																				
	1	1.4	2	2.7	3.7	5.1	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Таблица 1.2.

Предельные отклонения основных отверстий

Номинальные размеры, мм	Поля допусков основных отверстий								
	<i>H4</i>	<i>H5</i>	<i>H6</i>	<i>H7</i>	<i>H8</i>	<i>H9</i>	<i>H10</i>	<i>H11</i>	<i>H12</i>
	Предельные отклонения, мкм								
До 1	+3 0	+4 0	+6 0	+ 10 0	+ 14 0	+ 25 0	+ 40 0	+ 60 0	—
От 1 до 3	+3 0	+ 4 0	+6 0	+ 10 0	+ 14 0	+ 25 0	+ 40 0	+ 60 0	+ 100 0
Св. 3 до 6	+4 0	+ 5 0	+ 8 0	+ 12 0	+ 18 0	+ 30 0	+ 48 0	+ 75 0	+ 120 0
Св. 6 до 10	+4 0	+ 6 0	+9 0	+ 15 0	+ 22 0	+36 0	+58 0	+ 90 0	+ 150 0
Св. 10 до 18	+ 5 0	+ 8 0	+11 0	+ 18 0	+ 27 0	+ 43 0	+70 0	+ 110 0	+ 180 0
Св. 18 до 30	+ 6 0	+ 9 0	+ 13 0	+ 21 0	+ 33 0	+ 52 0	+84 0	+ 130 0	+ 210 0
Св. 30 до 50	+7 0	+ 11 0	+16 0	+ 25 0	+ 39 0	+ 62 0	+100 0	+ 160 0	+ 250 0
Св. 50 до 80	+ 8 0	+ 13 0	+ 19 0	+ 30 0	+46 0	+ 74 0	+ 120 0	+ 190 0	+ 300 0
Св. 80 до 120	+ 10 0	+ 15 0	+ 22 0	+ 35 0	+ 54 0	+ 87 0	+ 140 0	+220 0	+ 350 0
Св.120 до 180	+ 12 0	+ 18 0	+ 25 0	+ 40 0	+ 63 0	+100 0	+ 160 0	+ 250 0	+ 400 0
Св. 180 до 250	+14 0	+20 0	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+ 185 0	+290 0	+460 0
Св. 250 до 315	+16 0	+23 0	+32 0	+52 0	+81 0	+ 130 0	+210 0	+320 0	+520 0
Св. 315 до 400	+18 0	+25 0	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0	+570 0
Св. 400 до 500	+20 0	+27 0	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0	+630 0

Таблица 1.3.

Предельные отклонения валов для образования посадок
с зазором в системе отверстия

Номи- нальные размеры, мм	Квалитеты									
	4				5					
	(f4)	(fg4)	(g4)	(h4)	(e5)	(ef5)	(f5)	(fg5)	(g5)	(h5)
	Предельные отклонения, мкм									
До 1	- 6 -9	-4 -7	-2 -5	0 -3	-14 -18	-10 -14	-6 -10	-4 -8	-2 -6	0 -4
От 1 до3	- 6 -9	-4 -7	-2 -5	0 -3	-14 -18	-10 -14	-6 -10	-4 -8	-2 -6	0 -4
Св. 3 до 6	-10 -14	-6 -10	-4 -8	0 -4	-20 -25	-14 -19	-10 -15	-6 -11	-4 -9	0 -5
Св. 6 до 10	-13 -17	-8 -12	-5 -9	0 -4	-25 -31	-18 -24	-13 -19	-8 -14	-5 -11	0 -6
Св. 10 до 18	-16 -21	-	-6 -11	0 -5	-32 -40	-	-16 -24	-	-6 -14	0 -8
Св. 18 до 30	-20 -26	-	-7 -13	0 -6	-40 -49	-	-20 -29	-	-7 -16	0 -9
Св. 30 до 50	-25 -32	-	-9 -16	0 -7	-50 -61	-	-25 -36	-	-9 -20	0 -11
Св. 50 до 80	-30 -38	-	-10 -18	0 -8	-60 -73	-	-30 -43	-	-10 -23	0 -13
Св. 80 до 120	-36 -46	-	-12 -22	0 -10	-72 -87	-	-36 -51	-	-12 -27	0 -15
Со. 120 до 180	-43 -55	-	-14 -26	0 -12	-85 -103	-	-43 -61	-	-14 -32	0 -18
Св. 180 до 250	-50 -64	-	-15 -29	0 -14	-100 -120	-	-50 -70	-	-15 -36	0 -20
Св. 250 до 315	-56 -72	-	-17 - 33	0 -16	-110 -133	-	-56 -79	-	-17 -40	0 -23
Св. 315 до 400	-62 -80	-	-18 -36	0 -18	-125 -150	-	-62 -87	-	-18 -43	0 -25
Св. 400 до 500	-68 -88	-	-20 -40	0 -20	-135 -162	-	-68 -95	-	-20 -47	0 -27

Продолжение табл.1.3

Номинальные размеры, мм	Квалитет 6						
	(d6)	(e6)	(ef6)	f6	(fg6)	g6	h6
	Предельные отклонения, мкм						
До 1	-20 -26	-14 -20	-10 -16	-6 -12	-4 -10	-2 -8	0 -6
От 1 до 3	-20 -26	-14 -20	-10 -16	-6 -12	-4 -10	-2 -8	0 -6
Св. 3 до 6	-30 -38	-20 -28	-14 -22	-10 -18	-6 -14	-4 -12	0 -8
Св. 6 до 10	-40 -49	-25 -34	-18 -27	-13 -22	-8 -17	-5 -14	0 -9
Св. 10 до 18	-50 -61	-32 -43	-	-16 -27	-	-6 -17	0 -11
Св. 18 до 30	-65 -78	-40 -53	-	-20 -33	-	-7 -20	0 -13
Св. 30 до 50	- 80 -96	-50 -66	-	-25 -41	-	-9 -25	0 -16
Св. 50 до 80	- 100 - 119	-60 -79	-	-30 -49	-	-10 -29	0 -19
Св. 80 до 120	-120 -142	-72 -94	-	-36 -58	-	-12 -34	0 -22
Св. 120 до 180	-145 -170	-85 -110	-	-43 -68	-	-14 -39	0 -25
Св. 180 до 250	-170 -199	-100 -129	-	-50 -79	-	-15 -44	0 -29
Св. 250 до 315	-190 -222	-110 -142	-	-56 -88	-	-17 -49	0 -32
Св. 315 до 400	-210 -246	-125 -161	-	-62 -98	-	-18 -54	0 -36
Св. 400 до 500	-230 -270	-135 -175	-	-68 -108	-	-20 -60	0 -40

Продолжение табл. 1.3

Номинальные размеры, мм	Квалитет 7							
	cd7	(d7)	e7	(ef7)	f7	fg7	(g7)	h7
	Предельные отклонения $\frac{es}{ei}$, мкм							
До 1	-34 -41	- 20 -30	-14 -24	-10 -20	-6 -16	-4 -14	-	0 -10
От 1 до 3	-	- 20 -30	-14 -24	-10 - 20	-6 -16	-	-2 -12	0 -10
Св. 3 до 6	-	-30 -42	-20 -32	- 14 -26	-10 -22	-	-4 -16	0 -12
Св. 6 до 10	-	-40 -55	-25 -40	-18 -33	-13 -28	-	-5 -20	0 -15
Св. 10 до 18	-	-50 -68	-32 -50	-	-16 -34	-	-6 -24	0 -18
Св. 18 до 30	-	-65 -86	-40 -61	-	- 20 -41	-	-7 -28	0 -21
Св. 30 до 50	-	-80 -105	-50 -75	-	-25 -50	-	-9 -34	0 - 25
Св. 50 до 80	-	- 100 -130	-60 -90	-	-30 -60	-	-10 -40	0 -30
Св. 80 до 120	-	-120 -155	-72 -107	-	-36 -71	-	-12 -47	0 -35
Св. 120 до 180	-	-145 -185	-85 -125	-	-43 -83	-	-14 - 54	0 -40
Св. 180 до 250	-	-170 - 216	-100 -146	-	-50 - 96	-	-15 -61	0 -46
Св. 250 до 315	-	-190 -242	-110 -162	-	-56 -108	-	-17 -69	0 -52
Св. 315 до 400	-	- 210 - 267	-125 -182	-	-62 -119	-	-18 -75	0 -67
Св. 400 до 500	-	-230 -293	-135 -198	-	-68 -131	-	-20 -63	0 - 63

Продолжение табл.1.3.

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	8							9		
	c8	cd8	d8	e8	(ef8)	f8	h8	(a9)	(b9)	(c9)
	Предельные отклонения , мкм									
До 1	-	-34 -48	-20 -34	-14 -28	-10 -24	-6 -20	0 -14	-	-	-
От 1 до 3	-60 -74	-	-20 -34	-14 -28	-10 -24	-6 -20	0 -14	-270 -295	-140 -165	-60 -85
Св. 3 до 6	-70 -88	-	-30 -48	-20 -38	-14 -32	-10 -28	0 -18	-270 -300	-140 -170	-70 -100
Св. 6 до 10	-80 -102	-	-40 -62	-25 -47	-18 -40	-13 -35	0 -22	-280 -316	-150 -186	-80 -116
Св. 10 до 18	-95 -122	-	-50 -77	-32 -59	-	-16 -43	0 -27	-290 -333	-150 -193	-95 -130
Св. 18. до 30	-110 -143	-	- 65 -98	-40 -73	-	-20 -53	0 -33	-300 -352	-160 -212	-110 -162
Св. 30 до 40	-120 -159	-	-80 -119	-50 -89	-	-25 -61	0 -39	-310 -372	-170 -232	-120 -182
Св. 40 до 50	-130 -169	-	-80 -119	-50 -89	-	-25 -64	0 -39	-320 -382	-180 -242	-130 -192
Св. 50 до 65	-140 -186	-	-100 -146	-60 -106	-	-30 -76	0 -46	-340 -414	-190 -264	-140 -214
Св. 65 до 83	-150 -196	-	-100 -146	-60 -106	-	-30 -76	0 -46	-360 -434	-200 -274	-150 -224
Св. 80 до 100	-170 -234	-	-120 -174	-72 -126	-	-36 -90	0 -54	-380 -467	-220 -307	-170 -257
Св. 100 до 120	-180 -234	-	-120 -174	-72 -126	-	-36 -90	0 -54	-410 -497	-240 -327	-180 -267
Св. 120 до 140	- 200 -263	-	-146 -208	-85 -148	-	-43 -106	0 -63	-460 -560	-260 -360	-200 -300
Св. 140 до 160	- 210 -273	-	-145 -208	-85 -148	-	-43 -106	0 -63	-520 -620	-280 -380	-210 -310
Св. 160 до 180	-230 -293	-	-145 -208	-85 -148	-	-43 -106	0 -63	- 580 -680	-310 -410	-230 -330

Окончание табл. 1.3

Номинальные размеры, мм	Квалитеты									
	8							9		
	c8	cd8	d8	e8	(ef8)	f8	h8	(a9)	(b9)	(c9)
	Предельные отклонения , мкм									
Св. 180 до 200	- 240 -312	-	-170 -242	-100 -172	-	-50 -122	0 - 72	-660 -775	-340 - 465	-240 -355
Св. 200 до 225	- 260 -332	-	-170 -242	-100 -172	-	-50 -122	0 -72	-740 -855	-380 -495	-260 -375
Св. 225 до 250	-280 -352	-	-170 -242	-100 -172	-	-50 -122	0 -72	-820 -935	-420 -535	-280 -395
Св. 250 до 280	- 300 -381	-	-190 -271	-110 -191	-	-56 -137	0 - 81	-920 -1050	-480 -610	-300 -450
Св. 280 до 315	-330 -411	-	-190 -271	-110 -191	-	- 56 -137	0 -81	-1050 -1180	-540 -670	-330 -460
Св. 315 до 355	-360 -449	-	-210 -299	-125 -214	-	-62 -151	0 -89	-1200 -1340	-600 -740	-360 -500
Св. 355 до 400	-400 -489	-	-210 - 299	-125 -214	-	-62 -161	0 -89	-1350 -1490	-680 -820	-400 -540
Св. 400 до 450	-440 - 537	-	-230 -327	-135 -232	-	-68 -165	0 - 97	-1500 -1655	-760 -915	-440 -595
Св. 450 до 500	-480 -577	-	-230 -327	-135 -232	-	—68 -165	0 -97	-1650 -1805	-840 995	-480 -635

Таблица 1.4

Предельные отклонения валов для образования переходных посадок
в системе отверстия

Номинальные размеры, мм	Квалитеты							
	4			5				
	i,4	k4	m4	i,5	(j5)	k5	m5	n5
	Предельные отклонения, мкм							
До 1	+1,5 -1,6	+3 0	+5 +2	+2,0 -2,0	-	+4 0	+6 +2	+8 +4
От 1 до 3	+1,6 -1,5	3 0	+5 +2	+2.0 -2,0	+2 -2	+4 0	+6 + 2	+ 8 + 4
Св. 3 до 6	+2.0 -2.0	+5 +1	+8 +4	+2,5 -2,5	+ 3 -2	+6 +1	+9 + 4	+ 13 +8
Св. 6 до 10	+2,0 -2.0	+5 +1	+10 +6	+3,0 -3,0	+4 -2	+7 +1	+ 12 + 6	+16 +10
Св. 10 до 18	+ 2.5 - 2.5	+6 +1	+12 +7	+4,0 -4.0	+5 -3	+9 +1	+15 +7	+20 +12
Св. 18 до 30	+3.0 -3.0	+8 +2	+14 +8	+4.5 -4.5	+5 -4	+11 +13	+17 +8	+24 +15
Св. 30 до 50	+3.5 -3.5	+9 +2	+15 +9	+5.5 -5.5	+6 -5	+13 +2	+20 +9	+28 +17
Св. 50 до 80	+4.0 -4.0	+10 +2	+19 +11	+6.5 -6.5	+6 -7	+15 +2	+24 +11	+33 +20
Св. 80 до 120	+5.0 -5.0	+13 +3	+23 +13	+7.5 -7.5	+6 -9	+18 +3	+28 +13	+38 +23
Св. 120 до 180	+6.0 -6.0	+15 +3	+27 +15	+9.0 -9.0	+7 -11	+21 +3	+33 +15	+45 +27
Св. 180 до 250	+7.0 -7.0	+18 +4	+31 +17	+10.0 -10.0	+7 -13	+24 +4	+37 +17	+51 +31
Св. 250 до 315	+8.0 -8.0	+20 +4	+36 +20	+11.5 -11.5	+7 -16	+27 +4	+43 +20	+57 +31
Св. 315 до 400	+9.0 -9.0	+22 +4	+39 +21	+12.5 -12.5	+7 -18	+29 +4	+46 +21	+62 +37
Св. 400 до 500	+10.0 -10.0	+25 +5	+43 +23	+13.5 -13.5	+7 -20	+32 +5	+50 +23	+67 +40

Окончание табл. 1.4

Номинальные размеры, мм	Квалитеты											
	6					7					8	
	<i>i</i> ,6	(f6)	k6	m6	n6	<i>i</i> ,7	(j7)	k7	m7	n7	<i>i</i> ,8	k8
	Предельные отклонения, мкм											
До 1	+ 3,0 -3,0	- 0	+ 6 0	- 0	+ 10 + 4	+ 5 -5	- -4	+ 10 0	- 0	- 0	+7 -7	+ 14 0
От. 1 до 3	+ 3,0 -3,0	+ 4 -2	+ 6 0	+8 +2	+ 10 + 4	+ 5 - 5	+6 -4	- -	- -	- -	- -	- -
Св. 3 до 6	+4,0 -4.0	+ 6 - 2	+ 9 + 1	+ 12 + 4	+16 + 8	+6 -6	+ 8 -4	+ 13 + 1	+ 16 + 4	+ 20 + 8	- -	- -
Св. 6 до 10	+ 4,6 -4.5	+ 7 -2	+10 +1	+ 15 + 6	+ 19 + 10	+ 7 - 7	+ 10 - 5	+ 16 + 1	+ 21 + 6	+25 + 10	- -	- -
Св. 10 до 18	+ 5,5 -5.5	+ 8 -3	+ 12 + 1	+ 18 + 7	+ 23 + 12	+ 9 -9	+ 12 -6	+ 19 + 1	+ 25 + 7	+30 + 12	- -	- -
Св. 18 до 30	+6,5 -6,5	+9 -4	+ 15 + 2	+ 21 + 8	+ 28 + 15	+ 10 -10	+ 13 - 8	+ 23 + 2	+ 29 + 8	+36 + 15	- -	- -
Св. 30 до 50	+8,0 - 8.0	+ 11 - 5	+18 + 2	+ 25 + 9	+ 33 + 17	+ 12 -12	+15 -10	+ 27 + 2	+ 34 + 9	+42 + 17	- -	- -
Св. 50 до 80	+9.5 -9.5	+ 12 -7	+ 21 + 2	+30 + 11	+ 39 + 20	+15 -15	+18 -12	+32 + 2	+ 41 + 11	+50 + 20	- -	- -
Св. 80 до 120	+11,0 - 11,0	+ 13 -9	+ 25 + 3	+ 35 + 13	+ 45 + 23	+ 17 -17	+ 20 -15	+ 38 + 3	+48 +13	+58 + 23	- -	- -
Св. 120 до 180	+12.5 -12.5	+14 -11	+28 +3	+40 +15	+52 +27	+20 -20	+22 -18	+43 +3	+55 +15	+67 +27	- -	- -
Св. 180 до 250	+14.5 -14,5	+ 16 -13	+33 + 4	+46 + 17	+ 60 + 31	+ 23 -23	+ 25 -21	+ 50 + 4	+ 63 + 17	+77 + 31	- -	- -
Св. 250 до 315	+16,0 -16,0	+ 16 -16	+ 36 + 4	+52 + 20	+ 66 +34	+ 26 -26	+26 -26	+ 56 + 4	+ 72 +20	+86 + 34	- -	- -
Св. 315 до 400	+18,0 -18.0	+ 18 -18	+40 +4	+57 + 21	+ 73 +37	+28 -28	+ 29 -28	+ 61 + 4	+78 +21	+94 + 37	- -	- -
Св. 400 до 500	+20,0 -20,0	+ 20 -20	+ 45 + 5	+63 + 23	+ 80 + 40	+ 31 -31	+ 31 - 32	+ 68 + 5	+86 +23	+103 +40	- -	- -

Таблица 1.5.

Предельные отклонения валов для образования посадок с натягом
в системе отверстия

Номинальные размеры, мм	Квалитеты						
	4		5				
	p4	(p4)	p5	r5	s5	(t5)	(u5)
	Предельные отклонения, мкм						
До 1	+ 7 + 4	+ 9 + 6	+ 10 + 6	+ 14 + 10	+ 18 + 14	-	-
От 1 до 3	+ 7 + 4	+ 9 + 6	+ 10 + 6	+ 14 + 10	+ 18 + 14	-	+ 22 + 18
Св. 3 до 6	+ 12 + 8	+ 16 + 12	+ 17 + 12	+ 20 + 15	+ 24 + 19	-	+ 28 + 23
Св. 6 до 10	+ 14 + 10	+ 19 + 16	+ 21 + 15	+ 25 + 19	+ 29 + 23	-	+ 34 + 28
Св. 10 до 18	+ 17 + 12	+ 23 + 18	+ 26 + 18	+ 31 + 23	+ 36 + 28	-	+ 41 + 33
Св. 18 до 24	+ 21 + 15	+ 28 + 22	+ 31 + 22	+ 37 + 28	+ 44 + 35	-	+ 50 + 41
Св. 24 до 30	+ 21 + 16	+ 28 + 82	+ 31 + 22	+ 37 + 28	+ 44 + 35	+ 50 + 41	+ 57 + 48
Св. 30 до 40	+ 24 + 17	+ 33 + 26	+ 37 + 26	+ 45 + 34	+ 54 + 43	+ 59 + 48	+ 71 + 60
Св. 40 до 50	+ 24 + 17	+ 33 + 26	+ 37 + 26	+ 45 + 34	+ 54 + 43	+ 65 + 54	+ 81 + 70
Св. 50 до 65	+ 28 + 20	+ 40 + 32	+ 45 + 32	+ 54 + 41	+ 66 + 53	+ 79 + 60	+ 100 + 87
Св. 65 до 80	+ 28 + 20	+ 40 + 32	+ 45 + 32	+ 56 + 43	+ 72 + 59	+ 88 + 75	+ 115 + 102
Св. 80 до 100	+ 33 + 23	+ 47 + 37	+ 52 + 37	+ 66 + 51	+ 86 + 71	+ 106 + 91	+ 139 + 124
Св. 100 до 120	+ 33 + 23	+ 47 + 37	+ 52 + 37	+ 69 + 54	+ 94 + 79	+ 119 + 104	+ 159 + 144
Св. 120 до 140	+ 39 + 27	+ 65 + 43	+ 61 + 43	+ 81 + 63	+ 110 + 92	+ 140 + 122	+ 188 + 170
Св. 140 до 160	+ 39 + 27	+ 55 + 43	+ 61 + 43	+ 83 + 65	+ 118 + 100	+ 152 + 134	+ 208 + 190
Св. 160 до 180	+ 39 + 27	+ 55 + 43	+ 61 + 43	+ 86 + 68	+ 126 + 108	+ 164 + 146	+ 228 + 210
Св. 180 до 200	+ 45 + 31	+ 64 + 50	+ 70 + 50	+ 97 + 77	+ 142 + 122	+ 186 + 166	+ 256 + 236
Св. 200 до 225	+ 45 + 31	+ 64 + 50	+ 70 + 50	+ 100 + 80	+ 150 + 130	+ 200 + 180	+ 278 + 258
Св. 225 до 250	+ 45 + 31	+ 64 + 50	+ 70 + 50	+ 104 + 84	+ 160 + 140	+ 216 + 196	+ 304 + 284
Св. 250 до 280	+ 50 + 34	+ 72 + 56	+ 79 + 56	+ 117 + 94	+ 181 + 158	+ 241 + 218	+ 338 + 315

Продолжение табл. 1.5.

Номинальные размеры, мм	Квалитеты						
	4		5				
	n4	(p4)	p5	r5	s5	(t5)	(u5)
	Предельные отклонения, мкм						
Св. 280 до 315	+ 50 + 34	+ 72 + 56	+ 79 + 56	+ 121 +98	+ 193 +170	+ 263 + 240	+ 373 + 350
Св. 315 до 355	+ 55 +37	+ 80 + 62	+ 87 + 62	+ 133 +108	+ 215 + 190	+ 293 + 268	+ 415 + 390
Св. 355 до 400	+ 55 + 37	+ 80 + 62	+ 87 + 62	+ 139 +114	+ 233 +208	+319 + 294	+ 460 + 435
Св. 400 до 450	+ 60 + 40	+ 88 + 68	+ 95 + 68	+ 153 + 126	+ 259 + 232	+ 357 + 330	+517 +490
Св. 450 до 500	+ 60 + 40	+ 88 + 68	+ 95 + 68	+ 159 + 132	+ 279 + 252	+ 387 + 360	+ 567 + 540
Номинальные размеры, мм	Квалитет 6						
	p6	r6	s6	f6	(u6)	(v6)	z6
	Предельные отклонения, мкм						
До 1	+ 12 + 6	+ 16 +10	+ 20 + 14	-	+ 24 +18	-	+ 32 + 26
От 1 до 3	+ 12 +6	+ 16 +10	+ 20 + 14	-	+24 + 18	-	-
Св. 3 до 6	+ 20 + 12	+ 23 +15	+ 27 + 19	-	+ 31 + 23	-	-
Св. 6 до 10	+ 24 +15	+ 28 +19	+ 32 + 23	-	+ 37 + 28	-	-
Св. 10 до 14	+ 29 +18	+34 + 23	+39 + 28	-	+ 44 + 33	-	-
Св. 14 до 18	+ 29 +18	+ 34 + 23	+ 39 +28	-	+ 44 +33	+50 +38	-
Св. 18 до 24	+35 +22	+ 41 +28	+48 +35	-	+54 +41	+60 +47	-
Св. 24 до 30	+ 35 + 22	+41 +28	+48 + 35	+ 54 +41	+61 +48	+68 +55	-
Св. 30 до 40	+42 +26	+50 +34	+ 59 +43	+ 64 +48	+ 76 +60	+ 84 + 68	-
Св. 40 до 50	+42 +26	+ 50 + 34	+ 59 +43	+70 +54	+ 86 +70	+97 + 81	-
Св. 50 до 65	+51 +32	+ 60 + 41	+72 +53	+ 85 +66	+ 196 + 87	+ 121 +102	-
Св. 65 до 80	+51 +32	+ 62 + 43	+78 +59	+94 + 75	+ 121 +102	+ 139 + 120	-

Продолжение табл. 1.5

Номинальные размеры, мм	Квалитет 6						
	p6	г6	s6	f6	(u6)	(v6)	z6
	Предельные отклонения, мкм						
Св. 80 до 100	+ 59 + 37	+73 + 51	+93 +71	+ 113 +91	+ 146 +124	+ 168 +146	-
Св. 100 до 120	+59 +37	+76 +54	+ 101 + 79	+ 126 +104	+ 166 +144	+ 194 +172	-
Св. 120 до 140	+68 +43	+ 88 +63	+ 117 +92	+ 147 +122	+ 195 +170	+ 227 +202	-
Св. 140 до 160	+ 68 + 43	+90 + 65	+ 125 +100	+ 159 +134	+ 215 +190	+ 253 +228	-
Св. 160 до 180	+68 + 43	+93 + 68	+ 133 +108	+ 171 +146	+235 +210	+277 +252	-
Св. 180 до 200	+79 + 50	+ 106 +77	+ 151 +122	+ 193 +166	+ 265 + 236	+313 +284	-
Св. 200 до 225	+ 79 + 50	+ 109 + 80	+ 159 +130	+ 209 + 180	+ 287 + 258	+ 339 +310	-
Св. 225 до 250	+ 79 + 50	+ 113 + 84	+ 169 +140	+ 225 +196	+ 313 + 284	+ 369 + 340	-
Св. 250 до 280	+ 88 + 56	+126 +94	+ 190 +158	+ 250 + 218	+ 347 + 315	+417 +385	-
Св. 280 до 315	+ 88 + 56	+ 130 + 98	+ 202 +170	+ 272 + 240	+ 382 + 350	+ 457 + 425	-
Св. 315 до 355	+98 +62	+ 144 +108	+ 226 +190	+304 + 268	+426 + 390	+ 511 + 475	-
Св. 355 до 400	+98 +62	+ 150 +114	+ 244 + 208	+ 330 +294	+471 +435	+ 566 + 530	-
Св. 400 до 450	+ 108 + 68	+ 166 +126	+ 272 + 232	+ 370 + 330	+ 530 +490	+635 +595	-
Св. 450 до 500	+ 108 +68	+ 172 +132	+ 292 + 252	+ 400 + 360	+ 580 + 540	+ 700 +660	-
Номинальные размеры, мм	Квалитет 7						
	p7	(r7)	s7	(t7)	u7	(v7)	(z7)
	Предельные отклонения, мкм						
До 1	-	-	+ 24 + 14	-	-	+ 30 + 20	+ 36 +26
От 1 до 3	+ 16 + 6	+ 20 +10	+ 24 +14	-	+ 28 +18	+ 30 + 20	+36 +26
Св. 3 до 6	+24 +12	+ 27 + 15	+31 +19	-	+ 35 + 23	+40 + 28	+ 47 +35
Св. 6 до 10	+ 30 + 15	+ 34 + 19	+ 38 +23	-	+43 + 28	+ 49 + 34	+ 57 + 42

Продолжение табл. 1.5

Номинальные размеры, мм	Квалитет 7							
	p7	(r7)	s7	(t7)	u7	(v7)	(x7)	(z7)
	Предельные отклонения, мкм							
Св. 10 до 14	+ 36 + 18	+ 41 + 23	+ 46 + 28	-	+ 51 + 33	-	+ 58 + 40	+ 68 + 50
Св. 14 до 18	+ 36 + 18	+ 41 + 23	+ 46 + 28	-	+ 51 + 33	+ 57 + 39	+ 63 + 45	+ 78 + 60
Св. 18 до 24	+43 + 22	+ 49 + 28	+ 56 + 35	-	+ 62 + 41	+ 68 +47	+ 75 + 54	+94 +73
Св. 24 до 30	+ 43 + 22	+ 49 + 28	+ 56 + 35	+62 +41	+ 69 + 48	+ 76 + 55	+ 85 +64	+ 109 +88
Св. 30 до 40	+ 51 + 26	+ 59 + 34	+ 68 + 43	+ 73 + 48	+ 85 + 60	+ 93 +68	+ 106 + 80	+ 137 + 112
Св. 40 до 50	+ 51 +26	+ 59 +34	+ 68 +43	+ 79 +54	+ 95 + 70	+ 106 + 81	+ 122 + 97	+ 101 +136
Св. 50 до 65	+62 + 32	+ 71 + 41	+83 +53	+96 + 66	+ 117 + 87	+ 132 + 102	+ 152 + 122	+202 +172
Св. 65 до 80	+62 +32	+ 73 +43	+ 89 + 59	+ 105 + 75	+ 132 + 102	+ 150 + 120	+176 +146	+240 +210
Св. 80 до 100	+72 +37	+ 86 + 51	+ 106 + 71	+ 126 + 91	+ 159 + 124	+ 181 + 146	+213 +178	+283 +258
Св. 100 до 120	+ 72 + 37	+ 89 + 54	+ 114 + 79	+ 139 + 104	+ 179 + 144	+ 207 + 172	+245 + 210	+345 +310
Св. 120 до 140	+ 83 +43	+ 103 + 63	+ 132 +92	+ 162 + 122	+ 210 + 170	+242 + 202	+288 +248	+405 +365
Св. 140 до 160	+ 83 + 43	+ 105 +65	+ 140 + 100	+ 174 +134	+ 230 +190	+268 +228	+ 320 +280	+ 455 +415
Св. 160 до 160	+ 83 + 43	+ 108 +68	+ 148 + 108	+ 186 +146	+ 250 +210	+292 + 252	+ 350 + 310	+ 505 +465
Св. 180 до 200	+ 96 + 50	+ 123 + 77	+ 168 +122	+ 212 +166	+ 282 +236	+ 330 +284	+396 + 350	+566 +520
Св. 200 до 225	+ 96 + 50	+126 +80	+ 176 +130	+ 226 +180	+ 304 + 258	+ 356 + 310	+ 431 + 385	+621 +575
Св. 225 до 250	+ 108 + 50	+ 130 + 84	+ 180 + 140	+ 242 + 196	+ 330 + 284	+ 386 + 340	+471 +425	+680 +640
Св. 250 до 280	+ 108 + 56	+ 146 + 94	+ 210 + 158	+ 270 + 218	+ 367 + 315	+ 437 + 385	+ 527 +475	+762 +710
Св. 280 до 315	+ 108 + 58	+ 150 + 98	+ 222 + 170	+ 292 + 240	+402 + 350	+ 477 + 425	+ 577 + 525	+842 +790
Св. 315 до 355	+ 119 + 82	+ 165 + 108	+247 +190	+ 325 +268	+ 447 +390	+ 532 + 475	+647 +590	+957 +900
Св. 355 до 400	+ 119 +62	+ 171 + 114	+ 265 +208	+351 + 294	+ 492 +435	+581 + 530	+717 +660	+1057 +1000
Св. 400 до 450	+ 131 +58	+ 189 +126	+ 295 +232	+ 393 +330	+ 553 +490	+658 +595	+803 +740	+1163 +1100
Св. 450 до 500	+ 131 +68	+ 135 +132	+ 315 + 252	+ 423 + 360	+603 + 540	+ 723 +640	+883 +820	+1313 +1250

Окончание табл. 1.5

Номинальные размеры, мм	Квалитет 8						
	(s8)	u8	x8	z8	(za8)	(zb8)	(zc8)
	Предельные отклонения, мкм						
До 1	-	-	+ 34 + 20	+40 + 26	-	-	-
От 1 до 3	+ 28 +14	+32 +18	+ 34 +20	+ 40 + 26	+ 46 + 32	+ 54 + 40	+ 74 +60
Св. 3 до 8	+ 37 + 19	+41 + 23	+ 46 +28	+ 53 + 35	+60 +42	+ 18 +50	+ 98 + 80
Св. 6 до 10	+ 45 +23	+ 50 +28	+ 56 + 34	+64 + 42	+ 74 + 52	+ 89 +67	+ 119 +97
Св. 10 до 14	+55 + 28	+ 60 + 33	+67 +40	+ 77 + 50	+ 91 +64	+ 117 + 90	+ 157 + 130
Св. 14 до 18	+ 55 + 28	+ 60 + 33	+ 72 + 45	+ 87 +60	+ 104 +77	+ 135 +108	+ 177 +150
Св. 18 до 24	+68 +35	+74 + 41	+ 87 + 64	+ 106 + 73	-	-	-
Св. 24 до 30	+68 +35	+ 81 + 48	+97 +64	+ 121 + 88	-	-	-
Св. 30 до 40	+ 82 +43	+99 +60	+119 +80	+151 +112	-	-	-
Св. 40 до 50	+82 +43	+ 109 + 70	+ 136 +97	+ 175 +136	-	-	-
Св. 50 до 65	+99 +53	+ 133 + 87	+ 168 + 122	+218 + 172	-	-	-
Св. 65 до 80	+ 105 + 59	+ 148 + 102	+ 192 + 146	+ 256 +210	-	-	-
Св. 80 до 100	+ 125 + 71	+ 178 + 124	+232 +173	+312 +268	-	-	-
Св. 100 до 120	+ 133 + 79	+198 + 144	+264 +210	+364 +310	-	-	-
Св. 120 до 140	+ 155 +92	+233 + 170	+ 311 + 248	+ 428 + 365	-	-	-
Св. 140 до 160	+ 163 +100	+ 253 + 190	+ 343 + 280	+ 478 +415	-	-	-
Св. 160 до 180	+ 171 + 108	+273 + 210	+373 +310	+ 528 +465	-	-	-
Св. 180 до 200	+ 194 + 122	+ 308 + 236	+ 422 +360	+ 692 +520	-	-	-
Св. 200 до 225	+ 202 +130	+ 330 + 258	+ 457 + 385	+ 647 + 575	-	-	-
Св. 225 до 250	+ 212 + 140	+ 356 + 284	+ 497 + 425	+ 712 + 640	-	-	-
Св. 250 до 280	+ 239 + 158	+ 396 + 315	+ 556 + 475	+ 791 + 710	-	-	-
Св. 280 до 315	+251 + 170	+ 431 +350	+ 606 +525	+ 871 + 790	-	-	-
Св. 315 до 355	+ 279 + 190	+ 479 + 390	+ 679 + 590	+989 + 900	-	-	-
Св. 355 до 400	+ 297 + 208	+ 524 +435	+ 749 +660	+ 1089 + 1000	-	-	-
Св. 400 до 450	+329 + 232	+587 + 490	+ 837 + 740	+ 1197 + 1100	-	-	-

1.5. Вопросы для самопроверки

1.5.1. Что называется: а) размером; б) номинальным размером; в) действительным размером?

1.5.2. Какие бывают предельные размеры и с какой целью они назначаются?

1.5.3. Что такое предельные отклонения?

1.5.4. Какие устанавливаются предельные отклонения и как они определяются?

1.5.5. Что означают термины «отверстие» и «вал»?

1.5.6. Как обозначаются номинальный размер, предельные размеры и предельные отклонения для валов и отверстий?

1.5.7. Как обозначаются номинальный размер, предельные размеры и предельные отклонения?

1.5.8. Что такое допуск и поле допуска? В чем различия между ними?

1.5.9. Как производится разбиение номинальных размеров по интервалам?

1.5.10. Что такое квалитет? Для чего установлен ряд квалитетов?

1.5.11. Что определяют, как обозначаются и для чего применяются основные отклонения?

1.5.12. Что называется посадкой? Какие бывают посадки?

1.5.13. В чем различия посадок в системе отверстия и в системе вала? Чем обусловлено применение каждой из систем?

1.5.14. Что называется: а) зазором; б) натягом?

1.5.15. Что называется допуском посадки, чем обуславливается и что он определяет?

1.6. Примеры решения задач

В помощь при решении задач ниже приведена таблица, позволяющая упрощенно определить систему и вид посадки.

Таблица 1.6.

Основные отклонения для определения вида посадок

Посадка	Система отверстия $\frac{H}{h}$	Система вала $\frac{[...]}{h}$
Зазор	$a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g, h.$	$A, B, C, CD, D, E, EF, F, FG, G, H.$
Натяг	$p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.$	$P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC.$
Переходная (для отверстия до 8 квалитета; вал – до 7 квалитета)	$js, j, k, m, n.$	$Js, J, K, M, N.$

Задача 1.6.1. Выбрать предельные отклонения сопрягаемых деталей, построить схему посадки и рассчитать основные характеристики.

Дана посадка $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$.

Решение.

Используя табл. 1.6 для определения вида посадок, определяем, что $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$ является посадкой с зазором в системе отверстия.

Определяем предельные отклонения и допуски вала и отверстия.

$\varnothing 125 H7$: по табл. 1.2 определяем $ES=+40, EI=0$;

$TD=ES-EI=+40+0=40$ мкм.

$\varnothing 125 f6$: по табл. 1.3 определяем $es=-43, ei=-68$;

$Td=es-ei=-43-(-68)=25$ мкм

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$$D_{max} = D_{ном} + ES = 125 + 0,040 = 125,040 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{ном} + EI = 125 + 0 = 125,000 \text{ мм}$$

$$d_{max} = d_{ном} + es = 125 - 0,043 = 124,957 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei = 125 - 0,068 = 124,932 \text{ мм}$$

Определяем предельные зазоры соединения.

$$S_{max} = ES - ei = +40 - (-68) = 108 \text{ мкм}$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-43) = 43 \text{ мкм}$$

Строим схему полей допусков, как показано на рис. 1.7.

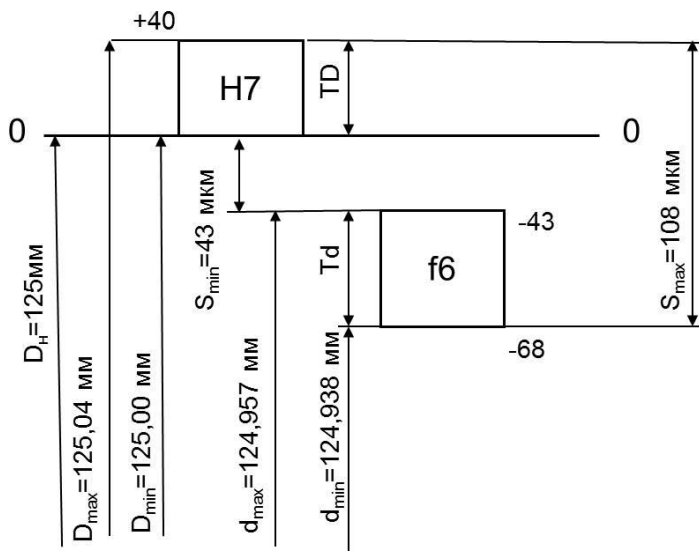


Рис. 1.7. Схема полей допусков в посадке $\varnothing 125 \frac{H7}{f6}$

Задача 1.6.2. Перевести посадку $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$ из одной системы в другую.

Решение.

Определяем вид и рассчитываем основные характеристики посадки $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$.

Используя табл. 1.6 для определения вида посадок, определяем, что $\varnothing 38 \frac{H8}{g7}$ является посадкой с зазором в системе отверстия.

Определяем предельные отклонения и допуски вала и отверстия.

$\varnothing 38 H8$: по табл. 1.2 определяем $ES = +39$, $EI = 0$;

$TD = ES - EI = +39 + 0 = 39 \text{ мкм}$.

$\varnothing 38 g7$: по таблице 3 определяем $es = -9$, $ei = -34$;

$Td = es - ei = -9 - (-34) = 25 \text{ мкм}$.

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$$D_{max} = D_{ном} + ES = 38 + 0,039 = 38,039 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{ном} + EI = 38 + 0 = 38,000 \text{ мм}$$

$$d_{max} = d_{ном} + es = 38 - 0,009 = 37,991 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei = 38 - 0,034 = 37,966 \text{ мм}$$

Определяем предельные зазоры соединения.

$$S_{max} = ES - ei = +39 - (-34) = 73 \text{ мкм}$$

$$S_{min} = EI - es = 0 - (-9) = 9 \text{ мкм}$$

Строим схему полей допусков, как показано на рис. 1.8.

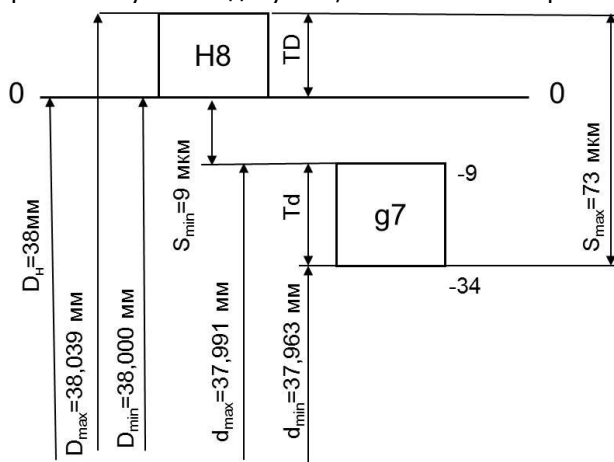


Рис. 1.8. Схема полей допусков в посадке $\text{Ø}38 \frac{H8}{g7}$

Определяем предельные отклонения вала и отверстия посадки в системе вала, учитывая, что основные характеристики посадки неизменны, т.е. $S_{max} = \text{const}$, $S_{min} = \text{const}$, а также точность изготовления деталей остаётся постоянной (квалитеты отверстия и вала не меняются).

В системе вала основной деталью является вал, изготавливаемый с основным отклонением h . Таким образом, определяем предельные отклонения вала $\text{Ø}38h7$. По табл. 1.6 определяем допуск 7

качества размера 38 мм – $T_d=25\text{мкм}$. Основное отклонение h характеризуется тем, что $es=0$, $ei=-T_d$.

$\varnothing 38h7_{-0,025}^0$

Определяем предельные отклонения отверстия.

$$ES = S_{max} + ei = 73 - 25 = 48 \text{ мкм}$$

$$EI = S_{min} + es = 9 + 0 = 9 \text{ мкм}$$

$$TD = ES - EI = 48 - 9 = 39 \text{ мкм}$$

С такими характеристиками в ЕСП установлена посадка $\frac{G8}{h7}$.

Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала.

$$D_{max} = D_{ном} + ES = 38 + 0,048 = 38,048 \text{ мм}$$

$$D_{min} = D_{ном} + EI = 38 + 9 = 38,009 \text{ мм}$$

$$d_{max} = d_{ном} + es = 38 - 0 = 38,000 \text{ мм}$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei = 38 - 0,025 = 37,975 \text{ мм}$$

Строим схему полей допусков для новой посадки $\varnothing 38 \frac{G8}{h7}$, как показано на рис. 1.9.

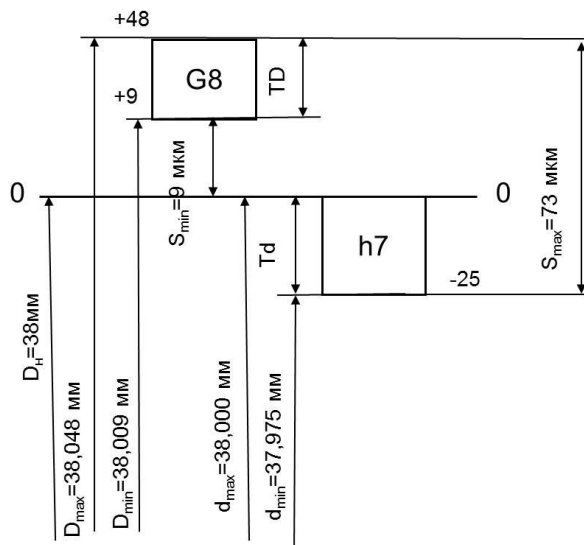


Рис. 1.9. Схема полей допусков в посадке $\varnothing 38 \frac{G8}{h7}$

Задача 1.6.3. Определите допуск для размера 250 мм по 9 квалитету.

Решение.

Используя табл. 1.1, находим значение допуска для размера 250 мм. $IT_9 = 115$ мкм.

Задача 1.6.4. Вычислите допуск размера 78 мм по 6 квалитету.

Решение.

Допуск на размер определяется формулой:

$$IT = a \cdot i,$$

где i – единица допуска, a – число единиц допуска.

Для размеров до 500 мм $i = 0,45\sqrt{D_m} + 0,001D_m$,

где $D_m = \sqrt{D_H D_K}$

Размер 78 мм входит в интервал св. 50 до 80 мм. Таким образом, $D_m = \sqrt{50 \cdot 80} = 63,25$

$$i = 0,45\sqrt{63,25} + 0,001 \cdot 63,25 = 3,64 \text{ мкм}$$

По табл. 1.1 определяем число единиц допуска соответствующие 6 квалитету. $a_6 = 10$:

$$IT_6 = 3,64 \cdot 10 = 36,4 \text{ мкм}$$

Задача 1.6.5

В результате контроля вала $\varnothing 15n6$ получен результат $d_{изм} = 15,011$ мм. Определить годность вала.

Решение.

Годность детали определяется путём сравнения измеренного размера с предельно допустимыми. Деталь считается годной, если выполняется неравенство:

$$d_{min} \leq d_{изм} \leq d_{max}$$

Определим предельно допустимые размеры вала $\varnothing 15n6$ по формулам:

$$d_{max} = d_{ном} + es$$

$$d_{min} = d_{ном} + ei$$

По табл. 1.3 определяем предельные отклонения вала:
 $\varnothing 15n6 \begin{pmatrix} 0,023 \\ 0,012 \end{pmatrix}$

$$d_{max} = 15 + 0,023 = 15,023 \text{ мм}$$

$$d_{min} = 15 + 0,012 = 15,012 \text{ мм}$$

Неравенство $15,012 \leq d_{изм} \leq 15,023$ не выполняется ($d_{изм} < d_{min}$), следовательно, вал признается бракованным (брак неисправимый).

1.7. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1.7.1. Укажите на рис. 1.10 – 1.12 размеры, относящиеся к поверхностям, характеризующим как охватываемые, охватывающие и остальные.

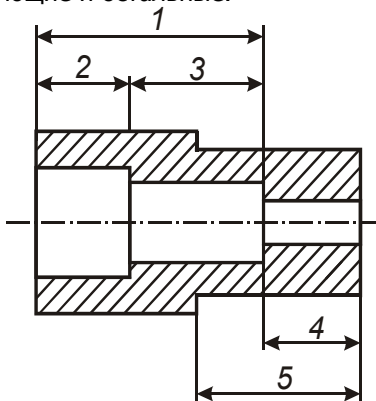


Рис. 1.10

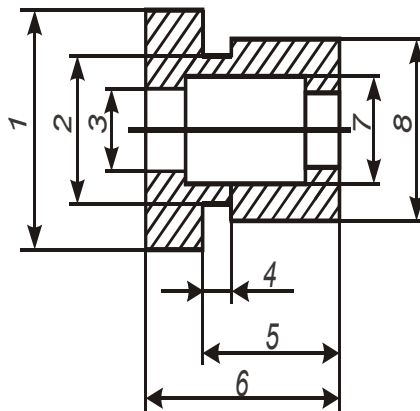


Рис. 1.11

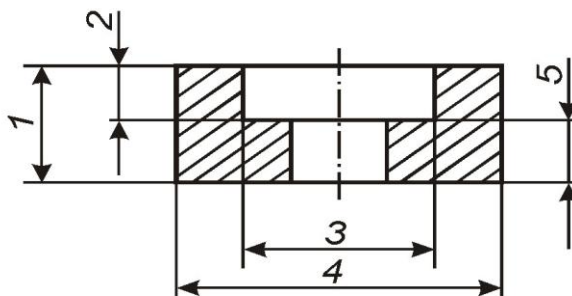


Рис. 1.12

Задача 1.7.2. Укажите на рис. 1.13 размеры: номинальный размер соединения; наименьший предельный размер отверстия; наибольший предельный размер вала.

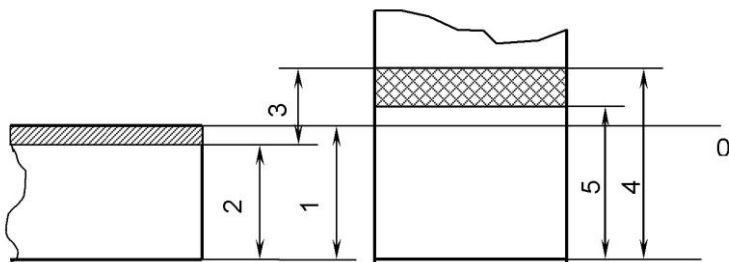


Рис. 1.13

Задача 1.7.3. Укажите на рис. 1.14 размеры: номинальный размер вала и отверстия; наименьший предельный размер вала; наибольший предельный размер отверстия.

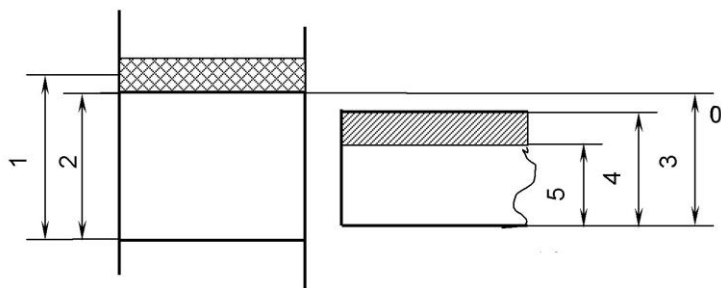


Рис. 1.14

Задача 1.7.4. Согласно данным табл. 1.7 определите предельные размеры деталей.

Таблица 1.7.

Предельные отклонения размеров

Размеры отклонений, мм	Варианты				
	1	2	3	4	5
Номинальный размер, мм	125	160	14	220	180
Верхнее отклонение es , мкм	+40	0	+14	+230	-50
Нижнее отклонение ei , мкм	+13	-27	-14	+140	-90

Задача 1.7.5. Согласно данным табл. 1.8 определите предельные отклонения деталей.

Таблица 1.8.

Предельные размеры деталей

Размеры, мм	Варианты				
	1	2	3	4	5
Номинальный	4	10	16	5	8
Наибольший предельный	4,009	10	15,980	5,004	8,050
Наименьший предельный	4,001	9,984	15,930	4,996	7,972

Задача 1.7.6. Согласно рис. 1.15 и 1.16 укажите, какие из отклонений ES, EI, es, ei являются положительными.

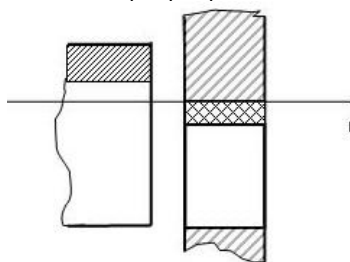


Рис. 1.15

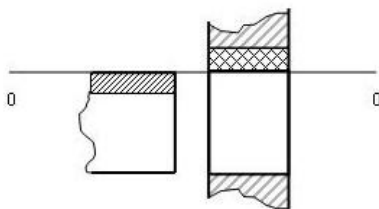


Рис. 1.16

Задача 1.7.7. Принимая D за номинальный размер сопрягаемых деталей, на основании графического изображения соединений, приведенных на рис. 1.17, определить виды посадок и построить их схемы полей допусков.

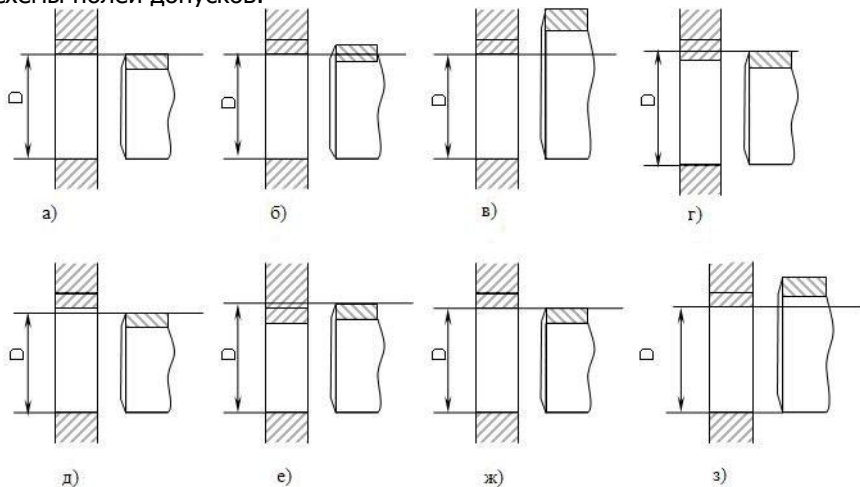


Рис. 1.17

Задача 1.7.8. Чем являются размерные линии на схеме полей допусков рис. 1.18: S_{\min} , S_{\max} , N_{\max} , N_{\min} ?

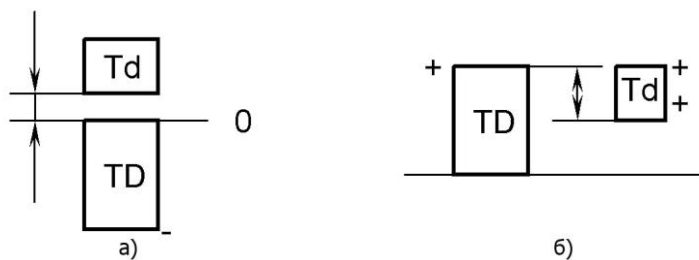


Рис. 1.18.

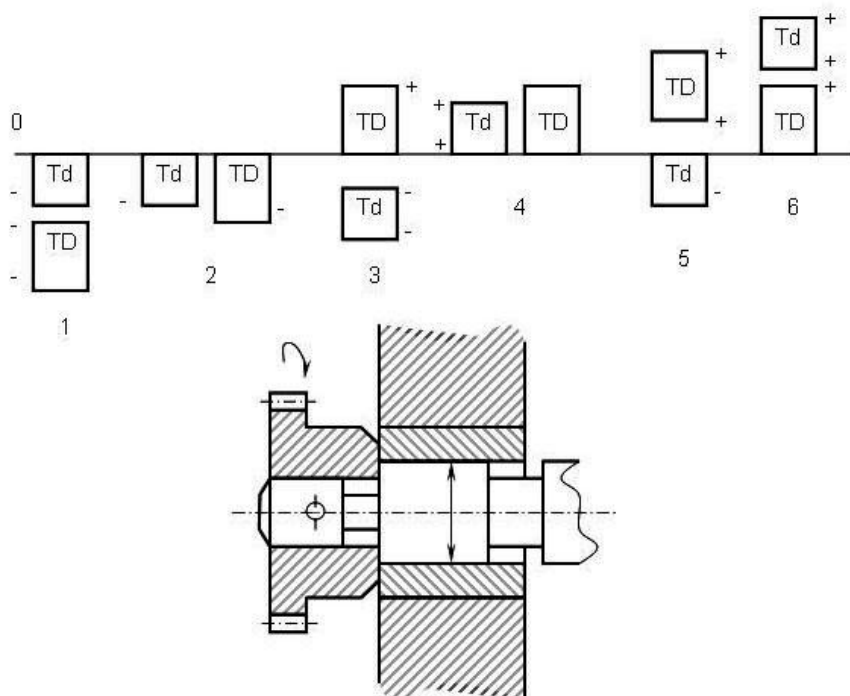


Рис. 1.19

Задача 1.7.9. Укажите на схеме рис.1.19,а расположение полей допусков деталей, соответствующих посадке в соединении вала со втулкой, указанное размерной линией на рис.1.19,б.

Задача 1.7.10. Чему равен допуск отверстия, предельные размеры которого 29.977 и 30.01 мм, а номинальный размер равен 30 мм?

Задача 1.7.11. Определите нижнее предельное отклонение отверстия, если верхнее предельное отклонение вала равно +4 мкм и наименьший зазор равен 6 мкм.

Задача 1.7.12. Укажите вид посадки, которая имеет допуск посадки 24 мкм и наибольший зазор 29 мкм.

Задача 1.7.13. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший натяг 19 мкм и средний натяг 7 мкм.

Задача 1.7.14. Определите верхнее отклонение вала, если нижнее отклонение отверстия равно -9 мкм, а наибольший натяг равен 13 мкм.

Задача 1.7.15. Укажите вид посадки, которая имеет допуск посадки 24 мкм и наибольший зазор 14 мкм.

Задача 1.7.16. Укажите вид посадки, которая имеет наибольший зазор 37 мкм и средний зазор 25 мкм.

Задача 1.7.17. Определите TD, если $D=25$ мкм, $EI=-9$ мкм и $D_{\max}=25,03$ мм.

Задача 1.7.18. Дано: $d=6$ мм, $ei=8$ мкм, $d_{\max}=6,02$ мм. Определите Td.

Задача 1.7.19. Чему равен наибольший предельный размер вала номинального диаметра 3 мм с нижним предельным отклонением 10 мкм, если на его обработку конструктор назначил допуск в 0,01 мм.

Задача 1.7.20. Отверстие номинального размера 60 мм имеет предельные размеры: наибольший 60,005 и наименьший 59,99 мм. Определите ES, EI.

Задача 1.7.21. Укажите правильное обозначение на чертежах деталей:

$$1) 6_{-0,03}^0; 2) 6_{-0,03}^{-0,03}; 3) 6 - 0,03; 4) 6_{-0,03}^0; 5) 6_{-0,03}^0.$$

Задача 1.7.22. Укажите правильное обозначение отклонений на чертежах деталей:

$$1) 18_{+0,07}^{+0,07}; 2) 18_{+0,07}^{+0,07}; 3) 18 + 0,07; 4) 18_{+0,07}^{+0,07}; 5) 18_{+0,07}^{+0,07}.$$

Задача 1.7.23. По заданным размерам укажите деталь, которая имеет наименьший предельный размер 8,000 мм:

- 1) $8^{+0,016}_{-0,016}$; 2) $8^{+0,016}_{-0,016}$; 3) $8 \pm 0,016$; 4) $8^{+0,016}_{-0,016}$.

Задача 1.7.24. Укажите размер, верхнее отклонение которого равно +6 мкм:

- 1) $8^{+0,016}_{+0,006}$; 2) $8^{+0,016}_{-0,016}$; 3) $8^{+0,006}_{-0,016}$; 4) $8^{+0,006}_{-0,006}$; 5) $8^{-0,006}_{-0,016}$.

Задача 1.7.25. По данным размерам укажите деталь, которая имеет наибольший предельный размер 8,016 мм:

- 1) $8^{+0,016}_{-0,016}$; 2) $8^{+0,016}_{-0,016}$; 3) $8^{+0,006}_{-0,016}$; 4) $8 \pm 0,016$.

Задача 1.7.26. Укажите размер, нижнее отклонение которого равно -6 мкм:

- 1) $8^{+0,016}_{-0,006}$; 2) $8^{+0,006}_{-0,016}$; 3) $8 \pm 0,006$; 4) $8^{+0,006}_{-0,016}$; 5) $8^{-0,006}_{-0,016}$.

Задача 1.7.27. Каким образом по схеме расположения полей допусков можно определить систему, в которой выполнена посадка? Согласно схемам, приведенным на рис.1.20, определите систему и вид посадки.

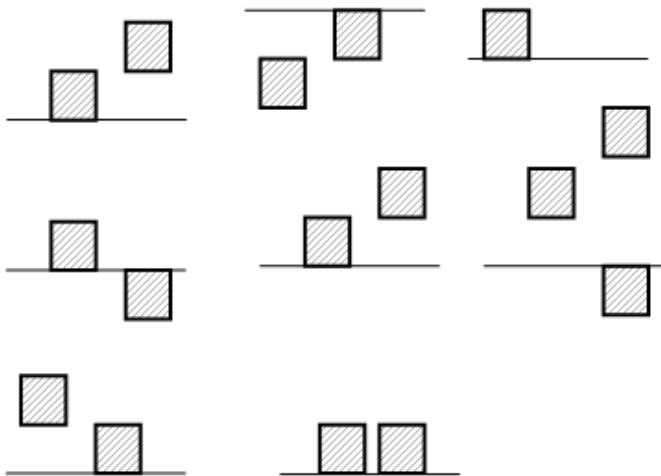


Рис. 1.20

Задача 1.7.28. В какой системе и какие посадки образуют поля допусков валов 2, с полем допуска отверстия 1, приведенные на рис.1.21? Начертите схемы полей допусков аналогичных посадок в другой системе.

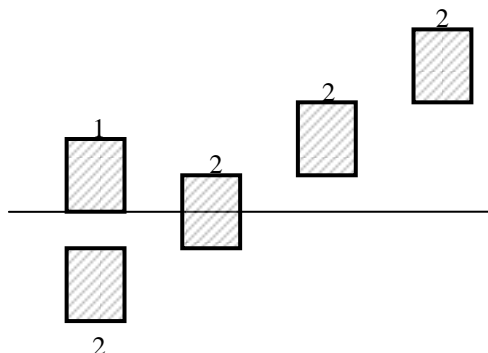


Рис. 1.21

Задача 1.7.29. Согласно схемам полей допусков, приведенных на рис.1.22, укажите посадки с натягом в системе вала и отверстия.

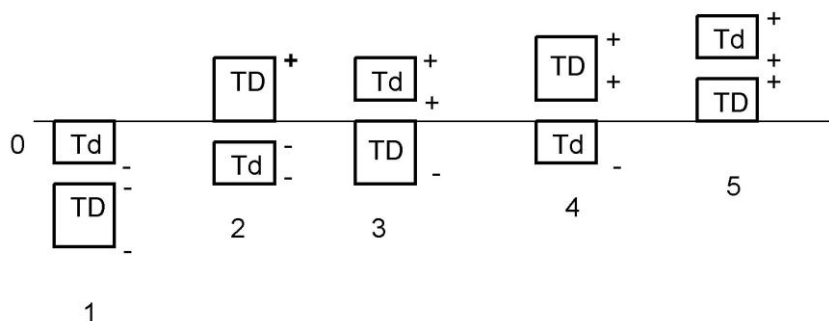


Рис. 1.22

Задача 1.7.30. Укажите на схемах посадок, приведенных на рис.1.23 посадку с зазором, не относящуюся ни к системе отверстия, ни к системе вала.

Задача 1.7.31. Какие детали (вал или отверстие) принадлежат полям допусков, приведенным на рис.1.24 – 1.26?

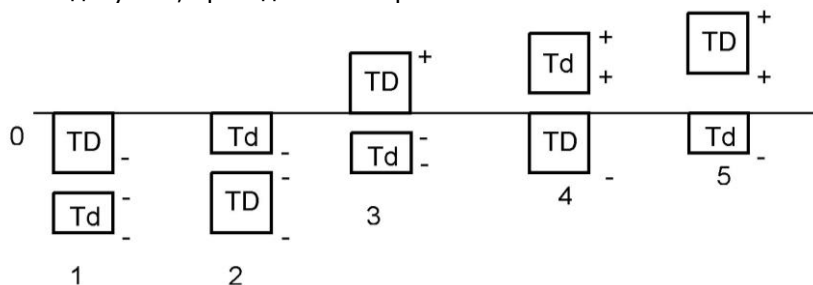


Рис. 1.23.

Задача 1.7.32. Какие посадки (с зазором, натягом, переходные) можно получить в системе вала, с полями допуска отверстия, приведенными на схеме рис.1.27?

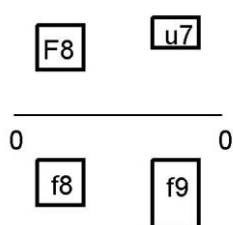


Рис. 1.24

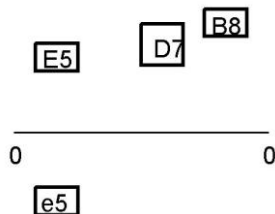


Рис. 1.25



Рис. 1.26

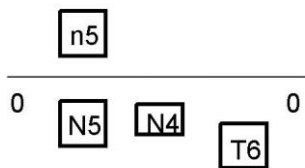


Рис. 1.27

Задача 1.7.33. Согласно приведенным размерам на фрагментах чертежей вала (рис.1.28,а) и отверстия (рис.1.28,б), запишите посадку в том виде, в каком она должна быть указана на сборочном чертеже этих деталей.

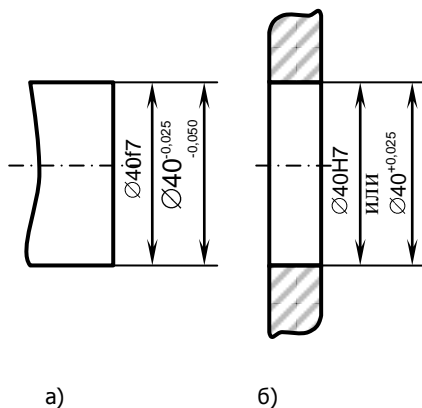


Рис. 1.28.

Задача 1.7.34. В технических требованиях чертежа записано: «Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий H14, валов h14 остальных $\pm \frac{IT14}{2}$ ». С помощью табл. 1.7 определить предельные размеры и величины допусков на все размеры, представленные на рис. 1.29 – 1.31.

35. Выберите систему вала или отверстия для соединений, отмеченных размерными линиями на рис. 1.32–1.38.

36. Укажите какие посадки, исходя из условия работы деталей, надо применять в сборочных единицах, приведенных на рис. 1.32 –1.38. Рассматривать только те соединения, для которых обозначены номинальные размеры или номера деталей.

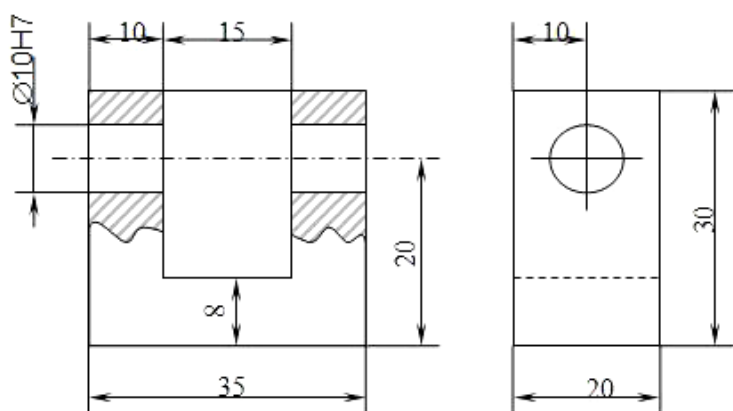


Рис. 1.29

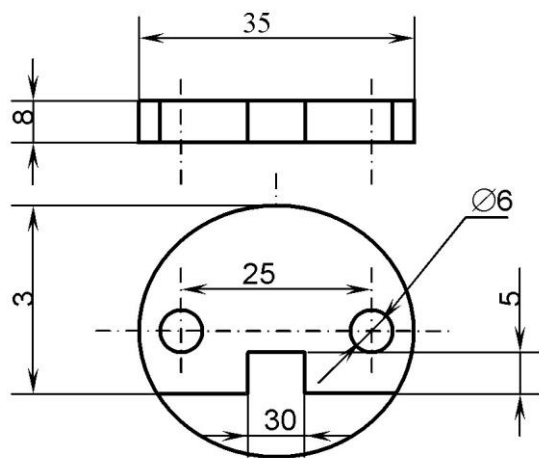


Рис. 1.30

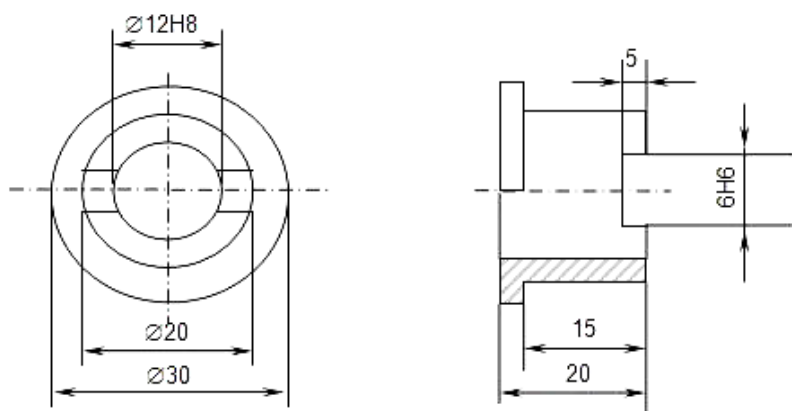


Рис. 1.31.

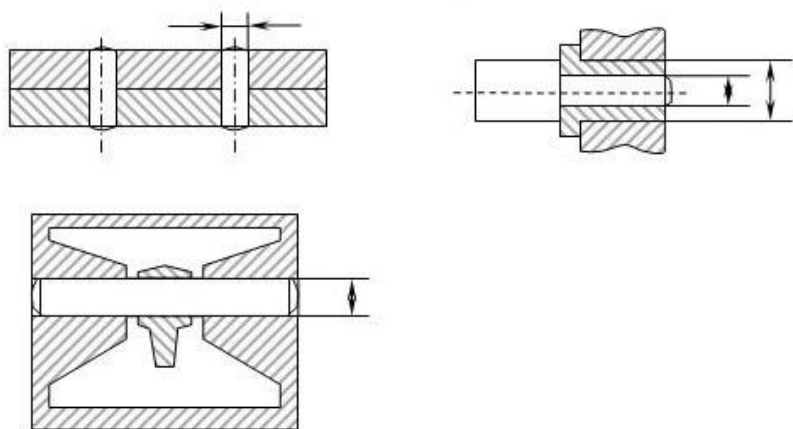


Рис. 1.32.

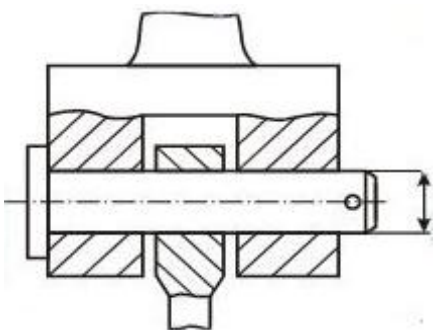


Рис.1.33

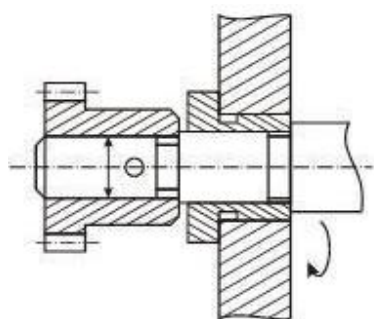


Рис.1.34

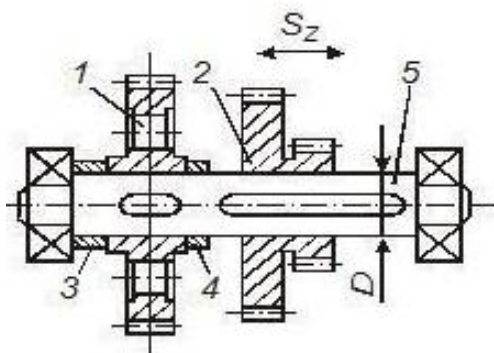


Рис.1.35

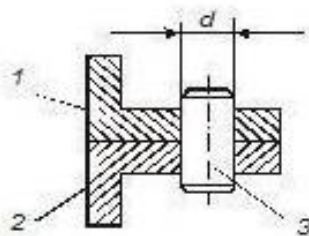


Рис.1.36

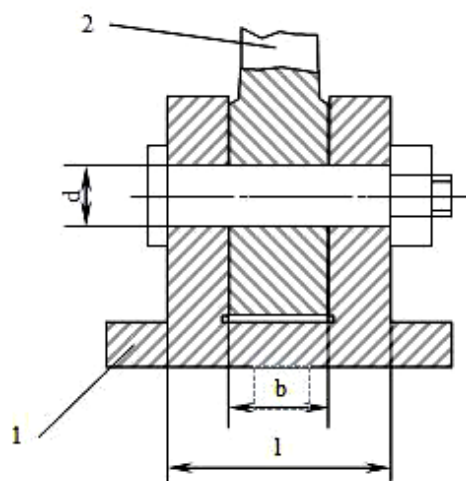


Рис. 1.37

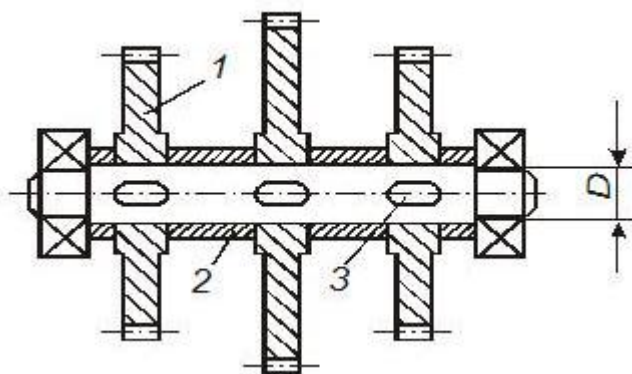


Рис. 1.38.

ЕСДП устанавливает 40 рекомендуемых посадок в системе отверстия, из них 11 предпочтительных, и 39 – в системе вала, в том числе 6 предпочтительных. Посадки образуются полями допусков $a-h$ и $A-H$, установлены в квалитетах 4 – 12.

Посадки группы H/h – «скользящие» – характеризуются тем, что минимальный зазор в них равен нулю. Они применяются для пар с высокими требованиями к центрированию отверстия и вала, когда взаимное перемещение вала и отверстия предусматривается при регулировке, а также при малых скоростях и нагрузках. Также скользящие посадки часто применяются для неподвижных соединений с дополнительным креплением при необходимости их частой разборки (сменные детали). В квалитетах с 8 по 12-й скользящие посадки могут частично заменить отсутствующие в них переходные посадки.

Посадки высокой точности $H5/h4$; $H6/h5$ (рис. 2.2) применяются в неподвижных соединениях при их частой разборке или для сменных деталей при особо высоких требованиях к их центрированию. Примеры: измерительные зубчатые колеса при их установке на шпиндели, шпиндель в корпусе зубодолбежного станка, пиноль в корпусе задней бабки токарного станка. В отдельных случаях эти посадки применяются для подвижных соединений при продольном перемещении деталей с невысокой скоростью и особыми требованиями к точности центрирования и направления, например шпиндель в корпусе задней бабки станка. В целом применение посадок высокой точности носит ограниченный характер ввиду значительной сложности изготовления деталей.

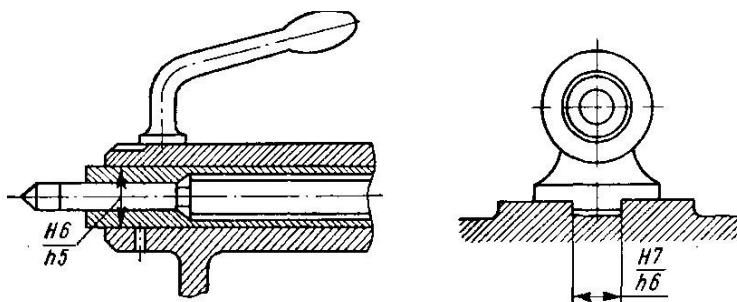


Рис.2.2. Посадки с зазором высокой точности

Посадка $H7/h6$ (предпочтительная). Её применяют при высоких требованиях к центрированию часто разбираемых или регули-

руемых соединений, например сменных зубчатых колёс на валах металлорежущих станков, центрирующих корпусов под подшипники качения.

Посадка $H8/h7$ имеет примерно то же назначение, что и посадка $H7/h6$, но характеризуется более широкими допусками, облегчающими изготовление деталей. Является предпочтительной посадкой. Применяется при большой длине соединения и когда требования к точности центрирования или направления могут быть несколько снижены по сравнению с условиями применения посадки $H7/h6$, например соединение сменных измерительных наконечников со стержнями приборов, неподвижные соединения зубчатых колёс относительно невысокой точности с длинными гладкими валами.

Посадки $H8/h8$; $H8/h9$; $H9/h8$; $H9/h9$ (рис. 2.3) достаточно широко используются для подвижных и неподвижных соединений и относятся к числу предпочтительных, предназначены для машин и механизмов пониженной точности, где не требуется точного центрирования. Они обеспечивают лёгкость сборки и регулировки узла. С такими посадками устанавливают сменные шкивы и шестерни на валах сельскохозяйственных машин; центрируемые части машин, используемые в качестве корпусов подшипников и т.п.

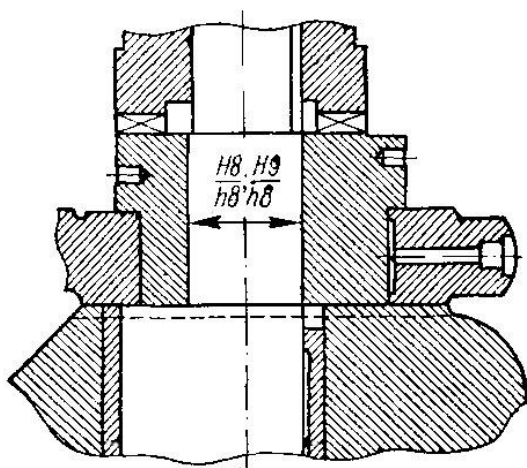


Рис. 2.3. Посадки с зазором пониженной точности

Посадка $H10/h10$ не включена в число предпочтительных и применяется в основном вместо посадки $H9/h9$, если условия экономичного изготовления требуют некоторого расширения допусков, а условия работы соединения допускают некоторое снижение точности.

Посадки низкой точности $H11/h11$ и $H12/h12$ (рис. 2.4) предназначены для неответственных с точки зрения точности неподвижных и подвижных соединений. Предпочтительной является посадка $H11/h11$. Применяются в неподвижных соединениях для центрирующих фланцев крышек и корпусов арматуры, для соединений, детали которых подлежат сварке или пайке и т.п.

Посадки группы H/g -«движения» имеют наименьший гарантированный зазор из всех посадок с зазором. Они очень чувствительны к увеличению зазора, поэтому применяются только в точных квалитетах (валы 4-6-го квалитетов, отверстия 5-7-го квалитетов). В системе отверстия три рекомендованных посадки: $H5/g4$, $H6/g5$, $H7/g6$ (рис. 2.5) (предпочтительная). Применяются в основном для особо точных и точных подвижных соединений, в которых требуется обеспечить плавность и точность перемещений (чаще всего возвратно-поступательного) и ограничить зазор во избежание нарушения соосности, возникновения ударов (при реверсивных движениях) или для сохранения герметичности. При вращательном движении деталей эти посадки обычно не применяются за исключением подшипников особо точных механизмов при малых нагрузках на вал. Примеры применения: шпиндели точных станков и делительных головок в направляющих, поршни в цилиндрах индикаторов, передвижные шестерни на валах коробок передач, шпиндель в направляющей втулке прибора Роквелла и др.

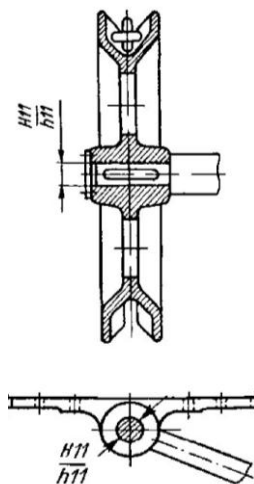


Рис. 2.4. Посадки с зазором низкой точности

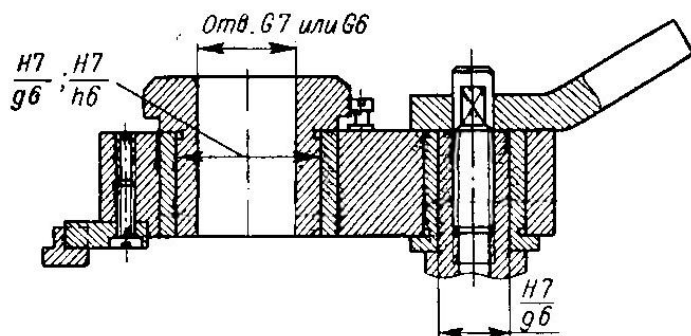


Рис. 2.5. Предпочтительные посадки с зазором

Посадки группы H/f «ходовые» гарантируют зазор, достаточный для относительного вращения соединяемых деталей со средней скоростью. Высокоточная посадка $H6/f6$ применяется редко, только в точных машинах и механизмах. Примеры: коренные шейки коленчатого вала и шейки распределительного вала подшипниках автомобильных двигателей повышенной точности, посадочные места под подшипники качения при местном нагружении внутреннего кольца.

Посадки $H7/f7$ и $F8/h6$ являются предпочтительными по ЕСПД для данного типа посадок и чаще всего применяются в точных соединениях. К этой же группе могут быть отнесены посадки $H8/f7$; $F7/h7$; $F8/h7$. Примеры применения: подшипники валов в коробках передач, главных валов токарных, фрезерных и сверлильных станков; ползуны в направляющих, трансмиссионные валы в подшипниках; валы в подшипниках малых и средних электромашин, центробежных насосов, и других ротативных машин; поршень в тормозном цилиндре автомобиля, свободно вращающиеся на валах зубчатые колеса и шкивы; перемещающиеся вдоль валов зубчатые колеса и муфты и др.

Посадки пониженной точности $H8/f8$; $F8/h8$; $H8/f9$ и $H9/f9$; $F9/f8$ и $F9/h9$ (рис. 2.6, 2.7, а) предназначены для соединений с гарантированным зазором при невысоких требованиях к точности. Они широко применяются для подшипников скольжения при значительных скоростях вращения двух опорных валов; для крупных валов в подшипниках тяжёлого машиностроения и для валов в длинных подшипниках.

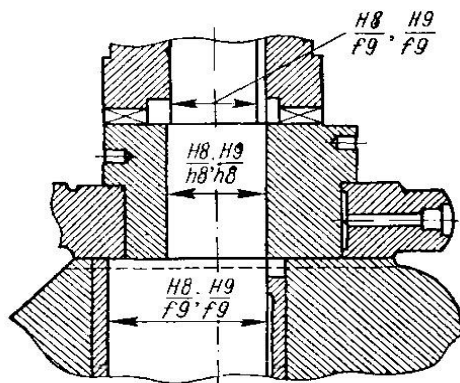


Рис. 2.6. Посадки с зазором пониженной точности

Посадки группы *H/e* «легкоходовые» обеспечивают легкоподвижное соединение при жидкостном трении. Они служат для сопряжений быстро вращающихся деталей (свыше 150 рад/с) при значительной длине сопряжения, в многоопорных валах. Посадки *H7/e8*, *H8/e8* и *E9/h8* являются предпочтительными. Их используют в опорах валов турбогенераторов (подшипники жидкостного трения), центробежных насосов, в коренных шейках коленчатого вала и шейках распределительного вала в подшипниках двигателей внутреннего сгорания. К этой же группе средней точности относятся посадки в системе вала *E8/h8* и *E8/h7*. Посадки *H9/e9* и *H8/e8* применяют для крупных подшипников в тяжёлом машиностроении, свободно вращающихся на валах зубчатых колёс и других деталей, включаемых муфтами сцепления, для центрирования крышек цилиндров.

Посадки группы *H/d* обеспечивают большой минимальный зазор и служат в основном для компенсации погрешностей сборки или температурных деформаций (рис. 2.7, б). Посадки *H7/d8*, *H8/d8*, (*D8/h6* и *D8/h7*) относятся к числу посадок повышенной точности и предназначены в основном для точных подвижных соединений при тяжёлых режимах работы. Примеры применения: подшипники жидкостного трения в турбинах, шаровых мельницах, для валков прокатных станков и др. Предпочтительными посадками являются *H8/d8* и *H9/d9*.

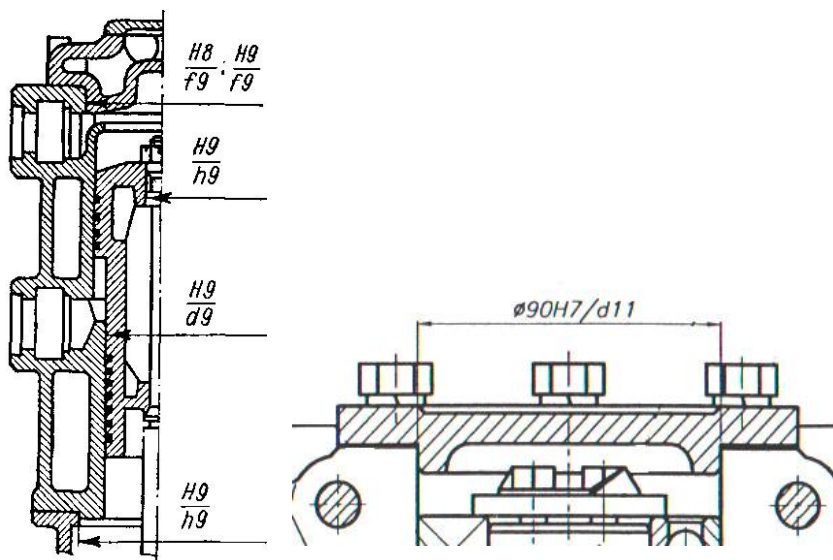


Рис. 2.7. Применение посадок с зазором:
а – пониженной точности; б – при температурных деформациях

Посадки группы H/c – характеризуются значительными гарантированными зазорами. Их применяют для соединений с невысокими требованиями к точности центрирования. Наиболее часто это посадки применяются в подшипниках скольжения (с различными температурными коэффициентами линейного расширения вала и втулки), работающих при повышенных температурах (паровых турбинах, двигателях, турбокомпрессорах).

2.1.2. Расчет и выбор посадок с зазором

Если заданы условия работы подвижного соединения, например подшипника скольжения, в виде геометрических размеров и параметров движения: l – длина соединения; d – номинальный диаметр соединения; P – радиальная нагрузка на опору; μ – динамическая вязкость масла (табл. 2.2); ω – угловая скорость вращения. Расчет допустимых зазоров проводится в следующем порядке.

Определяется среднее удельное давление на контактируемых поверхностях:

$$p = \frac{P}{l \cdot d} \quad (2.1)$$

Рассчитывается оптимальный зазор в соединении:

$$S'_{onm} = 2 \sqrt{\frac{0,52 d^2 \cdot \mu \cdot \omega}{p} \cdot \frac{l}{d+l}} \quad (2.2)$$

В реальном соединении поверхности вала и отверстия имеют шероховатость, высота которой будет уменьшать зазор:

$$S_{onm} = S'_{onm} - 2(4R_{aD} + 4R_{ad}) = S'_{onm} - 8(R_{aD} + R_{ad}), \quad (2.3)$$

где R_{aD} – средняя высота микронеровностей отверстия (табл. 2.6);

R_{ad} – средняя высота микронеровностей вала (табл. 2.6).

Выбирается стандартная посадка по условию, что средний зазор в посадке S_{cp} может отличаться от оптимального зазора не более, чем на 10%:

$$0,9 S_{cp} \leq S_{onm} \leq 1,1 S_{cp} \quad (2.4)$$

где $S_{cp} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}$;

S_{\min} и S_{\max} – расчетные значения предельных зазоров в посадке.

В соединении первоначальный сборочный зазор в процессе работы и износа сопрягаемых поверхностей будет увеличиваться. Толщина слоя масла сначала будет возрастать, а потом, по мере увеличения зазора, уменьшаться вплоть до полного разрыва масляного слоя и прекращения режима жидкостного трения. После чего может наступить отказ в работе механизма. Чтобы избежать такой ситуации, рассчитывают допускаемую минимальную толщину масляного слоя, при которой еще обеспечивается режим жидкостного трения:

$$l_{\min} \geq k(4R_{aD} + 4R_{ad} + \gamma_o) \quad (2.5)$$

где γ_o – добавка на неразрывность масляного слоя, принимается равной (2 – 3) мкм;

k – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя, принимается $k \geq 2$.

Рассчитывается толщина масляного слоя при максимальном зазоре:

$$h_{\min} = \frac{0,52 d^2 \cdot \mu \cdot \omega}{p \cdot S_{\max}} \cdot \frac{l}{d+l} \quad (2.6)$$

Выбранная стандартная посадка соответствует эксплуатационным требованиям, если выполняется условие:

$$h_{\min} < h_{\min-} \quad (2.7)$$

Если при проектировании назначаются значения предельно допустимых эксплуатационных зазоров, то степень точности (калитет) вала, отверстия и посадку между ними выбирают, исходя из эксплуатационно-конструктивных требований, предъявляемых к работе соединения. В качестве технических условий для выбора посадки служат предельные зазоры, заданные на основании экспериментальных данных или технических требований $[S_{\max}]$ и $[S_{\min}]$. Для заданного номинального размера соединения выбор соответствующей посадки выполняется в следующей последовательности.

Определяется степень точности (калитет) сопрягаемых вала и отверстия по формуле:

$$[S_{\max}] - [S_{\min}] = T_s = T_D + T_d \quad (2.8)$$

где T_s – допуск посадки с зазором;

T_D, T_d – допуски отверстия и вала, соответственно.

Распределяя допуск посадки поровну между валом и отверстием, получим:

$$T_d = T_D = \frac{T_s}{2} \quad (2.9)$$

Значение квалитета выбирается по таблице 1.1 согласно численному значению T_d, T_D и номинальному размеру соединения. С учетом большой сложности изготовления отверстия для него можно принять допуск на квалитет больше допуска вала. Такое сочетание допусков имеет место в некоторых посадках, образованных из предпочтительных полей допусков. Главным условием при этом должны быть соотношения:

$$T_s = [S_{\max}] - [S_{\min}] \geq T_{Dnp} + T_{dnp},$$

$$\text{а также } S_{\min} > [S_{\min}] \text{ и } S_{\max} \leq [S_{\max}] \quad (2.10)$$

где T_{Dnp} , T_{dnp} – значения допусков вала и отверстия, принятые для посадки.

Посадка с зазором выбирается в первую очередь из ряда предпочтительных посадок. При выборе посадки используют метод аналогов и рекомендации по применению посадок. Производится проверка соответствия посадки заданным требованиям по условию (2.10).

2.2. Посадки с натягом

2.2.1. Рекомендации для применения

Для образования посадок с натягом в системе отверстия применяются поля допусков валов с основными отклонениями в диапазоне от p до zc . На рис. 2.8 приведено взаимное расположение наиболее часто применяемых сочетаний полей допусков валов и основного отверстия без учета номера квалитета, и показаны предельные характеристики соединений. Из рис. 2.8 видно, чем ближе к концу алфавита буквенное обозначение основного отклонения вала, тем большие значения принимают предельные характеристики, тем более плотной является посадка.

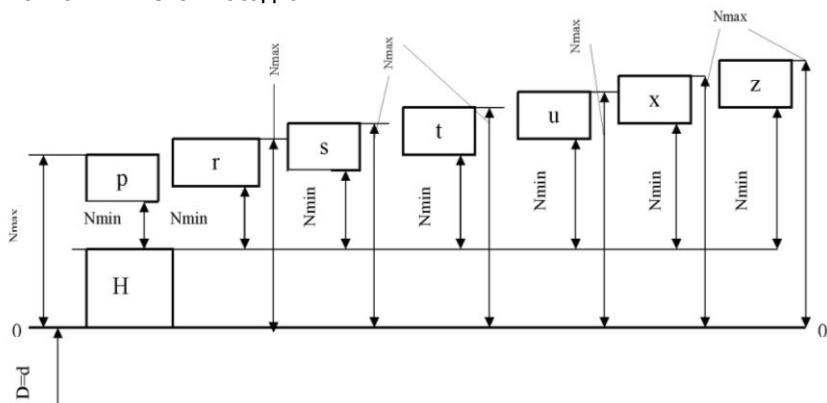


Рис. 2.8. Расположение полей допусков в посадках с натягом

Посадки с натягом применяются для передачи соединением крутящего момента и осевой силы, как правило, без дополнительного крепления. При передаче очень больших моментов и особо тяжёлых условиях работы (ударах, знакопеременных нагрузках), соединение дополнительно крепят штифтами, винтами, шпонками. ЕСПД предусматривает для размеров от 1 до 500 мм 13 рекомендованных посадок с системы отверстия и 6 в системе вала. Рекомендуемые посадки могут быть разделены на три группы.

Посадки H/p , P/h – «легкопрессовые». Характеризуются минимальным гарантированным натягом, требуют для соединения небольших осевых усилий и применяются для соединения тонкостенных деталей малой прочности, для центрирования тяжело нагруженных или быстровращающихся крупногабаритных деталей (с дополнительным креплением). Установлены в наиболее точных квалитетах (валы 4–6-го, отверстия 5–7-го квалитетов).

Посадки $H7/p6$ и $P7/h6$ (рис. 2.9) являются предпочтительными для данного типа посадок. Примеры: клапанные седла в гнездах при работе в условиях вибраций, втулки и кольца в корпусах, уплотнительные кольца на валах для фиксации положения внутреннего кольца подшипника качения, зубчатые колеса на валах редукторов.

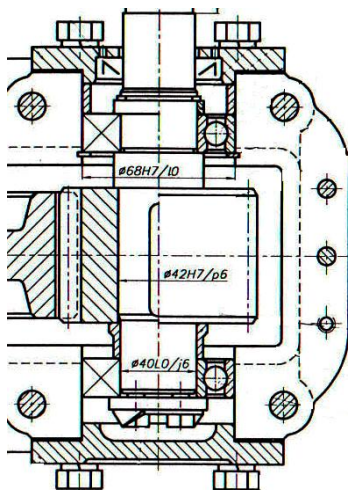


Рис. 2.9. Посадки с минимальными гарантированными натягами

Посадки повышенной точности $H6/p5$ и $P6/h5$ (используются редко) применяются в соединениях высокой точности, когда недопустимы значительные колебания натягов, например для соединений тонкостенных легко повреждаемых втулок при относительно небольших длинах.

Переходные посадки $H5/n4$ и $N5/h4$ имеют то же значение, что и легкопрессовые посадки и применяются в особо точных соединениях.

Посадки H/r , H/s , H/t , R/h , S/h , T/h – «прессовые средние». Характеризуются умеренными гарантированными натягами в пределах $(0,0002 - 0,0006) d_h$ обеспечивающими передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. В некоторых случаях, когда применение посадок с большими натягами недоступно по условию прочности деталей, посадки данной группы применяются и в соединениях, воспринимающих тяжёлые нагрузки, но с дополнительным креплением. Посадки H/r и R/h с натягами средней величины характеризуются, как правило, наличием упругих деформаций соединяемых деталей. Установлены для относительно высоких точностей деталей (валы 5-7-го, отверстия 6 -7-го квалитетов) и обычно не требуют предварительной сортировки деталей по размерам перед сборкой. Сборка соединений возможна как под прессом, так и способом термических деформаций. В посадках этой группы допуск отверстия принимают обычно на один квалитет грубее, чем вала.

Предпочтительными в этой группе являются посадки $H7/r6$ и $H7/s6$ (рис. 2.10). Примеры: втулки подшипников скольжения в гнёздах при тяжёлых и ударных нагрузках – в крышке корпуса пневматической машинки для сверления, в головке шатуна компрессора, в зубчатых колёсах на валах коробок скоростей, шестерня на валу масляного насоса тракторного с дополнительным креплением шпонкой, червячное колесо на валу редуктора (крепление шпонкой).

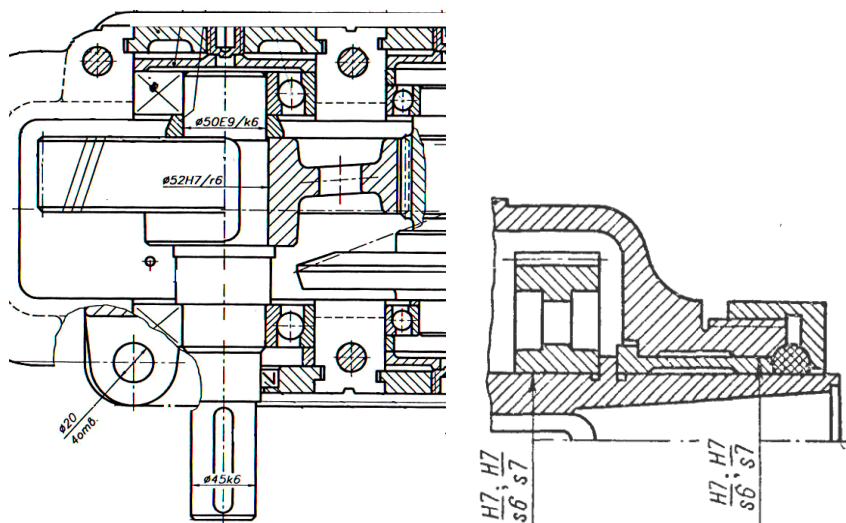


Рис. 2.10. Применение «прессовых средних» посадок повышенной точности

Посадки повышенной точности $H6/r5$, $H6/s5$ применяются для точных соединений, требующих достаточной прочности без дополнительного крепления при недопустимости значительных колебаний натягов, например для втулок на валах электромашин, упорных дисков на роторах турбин и др.

Посадки H/i , H/x , H/z и U/h – «прессовые тяжёлые». Характеризуются большими гарантированными натягами ($0,001 - 0,002$) d_H и значительным его колебанием. Предназначены для соединений, на которые воздействуют тяжёлые, в том числе и динамические нагрузки. Посадки этой группы обычно не рассчитывают. Рекомендуется опытная проверка назначенных посадок. Для уменьшения колебания предельных натягов используют сортировку деталей по действительным размерам и селективную сборку. Применяются, как правило, без дополнительного крепления соединяемых деталей. При столь больших натягах возникают в основном упругопластические деформации. ЕСПД в системе отверстия предусматривает 4 посадки этой группы: $H7/u7$, $H8/u8$, $H8/x8$, $H8/z8$ (рис. 2.11).

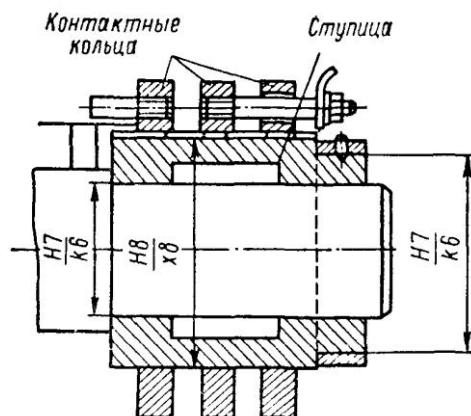


Рис. 2.11. Посадка с большим гарантированным натягом

Посадки $H7/u7$, $H8/u8$, $U8/h7$ получили наибольшее применение из числа тяжёлых прессовых посадок, в особенности посадка $H8/u8$ (рис. 2.12). Примеры: дисковые и тарельчатые несъёмные муфты на концах валов, вагонные колеса на осях, бурты на валах, втулка поворотного кулака трактора, короткие втулки в ступицах зубчатых колёс. Посадки $H8/x8$ и $H8/z8$ применяются в соединениях, подверженных переменным нагрузкам, ударам и вибрациям, и для деталей, допускающих большие напряжения материала. Примеры:

Ашинах, втулки на валах эксцентрикового пресса, металлокерамическая втулка в корпусе сцепления трактора, соединение безрёберного крапового колеса с валом и тяги с кольцом универсального реверса в грузоподъёмных машинах, соединения стальных деталей с деталями из лёгких сплавов и пластмасс.

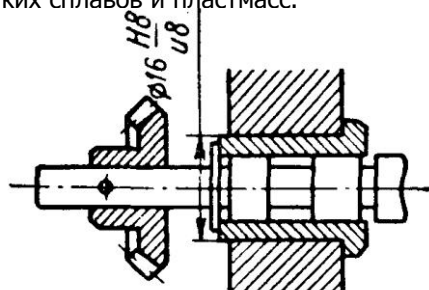


Рис. 2.12. Тяжелые прессовые посадки

2.2.2. Расчет и выбор посадок с натягом

Расчёт проводится для заданных эксплуатационных параметров в виде: действующей нагрузки на соединение осевой R_{oc} или крутящего момента $M_{кр}$; геометрических параметров соединения – длины l , номинального диаметра соединения $d_{н.с.}$ внутреннего диаметра пустотелого вала d_1 , наружного размера отверстия d_2 , а также марок материалов сопрягаемых деталей.

Посадка с натягом должна обеспечивать прочность соединения: при минимальном натяге под действием внешних нагрузок должна сохраняться относительная неподвижность сопрягаемых деталей, а при максимальном натяге при запрессовке не должно быть пластических деформаций в материале деталей. Исходя из этих условий, рассчитывают предельно допустимые натяги, по которым выбирают стандартную посадку.

По заданной величине крутящего момента $M_{кр}$ и размерам соединения определяется минимальное удельное давление (H/m^2) на контактных поверхностях соединения:

$$p_{\min} \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{\pi \cdot d_{н.с.}^2 \cdot l \cdot f'} \quad (2.11)$$

где f – коэффициент трения определяется в зависимости от материалов сопрягаемых деталей (табл. 2.3).

Определяется необходимая величина наименьшего расчётного натяга:

$$N'_{\min} = p_{\min} \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right), \quad (2.12)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей (табл. 2.4);

c_1, c_2 – коэффициенты Ляме для охватываемой и охватывающей деталей, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2} - \mu_2, \quad (2.13)$$

где μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материала охватываемой и охватывающей деталей (табл. 2.4);

d_1 – внутренний диаметр охватываемой детали. Если вал сплошной, $d_1=0$;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали. Если $d_2 \gg d_{н.с.} \cdot \text{mod } d_2 \rightarrow \infty$, $\frac{d_{н.с.}}{d_2} \rightarrow 0$. Если посадка с натягом применяется

для сопряжения зубчатого колеса с валом, то d_2 – диаметр окружности впадин зубчатого венца и определяется по формулам, мм:

$d_2 = d - 3m$, при m до 0,5 мм;

$d_2 = d - 2,7m$ при m свыше 0,5 до 0,9 мм; (2.14)

$d_2 = d - 2,5m$, при m свыше 0,9 мм,

где d – диаметр делительной окружности зубчатого венца, мм:

$$d = mz \quad (2.15)$$

где m – модуль зубчатого колеса, мм.

Для зубчатого колеса со ступицей за d_2 принимается наружный диаметр ступицы; для колеса без ступицы, имеющего выточки и отверстия облегчения, d_2 – диаметр воображаемой окружности, касательной к отверстиям облегчения со стороны посадочного отверстия.

Рассчитывается величина минимально допустимого натяга, т.е. натяга, который обеспечивал бы отсутствие смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок. Учитывая, что срез и смятие микронеровностей при запрессовке происходит примерно на 60% от высоты микронеровностей по параметру R_z , натяг определяется по формуле:

$$N_{\min} \approx N'_{\min} + 0,6 \cdot 2 \cdot (R_{zD} + R_{zd}) \approx N'_{\min} + 5(R_{aD} + R_{ad}), \quad (2.16)$$

где R_{aD} и R_{ad} – параметры шероховатости охватывающей (отверстия) и охватываемой (вала) деталей, мкм (табл. 2.6).

Рассчитывается максимально допустимое удельное давление p_{\max} , при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве p_{\max} принимается наименьшее из значений наибольшего удельного давления для охватываемой p_1 и охватывающей p_2 деталей:

$$p_1 = 0.58 \cdot \sigma_{m1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right]; \quad (2.17)$$

$$p_2 = 0.58 \cdot \sigma_{m2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (2.18)$$

где σ_{m1}, σ_{m2} – пределы текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей, соответственно (табл. 2.5).

Исходя из условия прочности деталей соединения при сборке, определяется величина наибольшего расчётного натяга:

$$N'_{\max} = [p]_{\max} \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (2.19)$$

Максимально допустимый натяг в соединении определяется с учётом поправок на смятие и срез микронеровностей:

$$[N]_{\max} = N'_{\max} + 5(R_{aD} + R_{ad}). \quad (2.20)$$

Для выбора посадки необходимо выполнение следующих условий прочности соединения:

$$\begin{cases} N_{\min} > [N]_{\min} \\ N_{\max} \leq [N]_{\max} \end{cases} \quad (2.21)$$

где N_{\min} и N_{\max} – предельные натяги стандартной посадки.

В первую очередь рассматривается ряд предпочтительных посадок с гарантированным натягом: $\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}$.

Если материал охватывающей детали обладает относительно невысокой прочностью (бронза, латунь), и расчётное значение $[N_{\max}]$ получается малым, то условие может быть не выполнено, тогда может быть применена ближайшая стандартная посадка. В этом случае она будет осуществляться с пластической деформацией охватываемой детали. Если же пластическая деформация недопустима, то вместо посадки с натягом можно использовать ближайшую посадку из числа переходных; в этом случае взаимная неподвижность сопрягаемых деталей должна быть обеспечена завальцовкой или зачеканкой.

2.3. Посадки переходные

2.3.1. Рекомендации для применения

Для образования посадок с зазором в системе отверстия применяются поля допусков валов с основными отклонениями в диапазоне от a до h . На рис. 2.13 приведено взаимное расположение наиболее часто применяемых сочетаний полей допусков валов и основного отверстия без учета номера квалитета, и показаны предельные характеристики соединений.

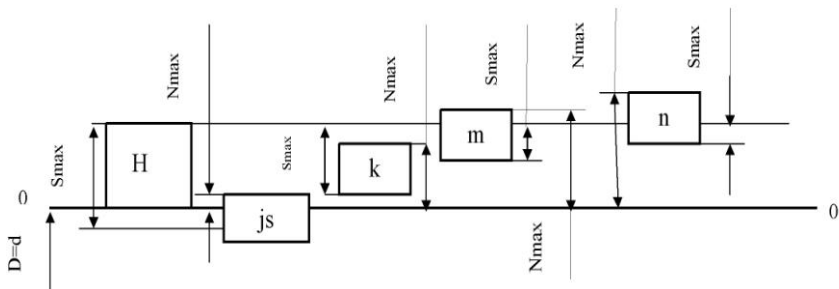


Рис. 2.13. Расположение полей допусков в переходных посадках

Из рис. 2.13 видно, что чем ближе к началу алфавита буквенное обозначение основного отклонения вала, тем большие значения принимают предельные натяги, в то время как величина максимального зазора в посадке уменьшается, тем более плотной становится посадка.

Переходные посадки обеспечивают лёгкость сборки и разборки неподвижных соединений при высокой точности центрирования. Посадки характеризуются возможностью появления в сопряжении как зазоров, так и натягов. Величина максимального натяга значительно меньше, чем у неподвижных посадок, и сборка деталей обычно возможна с помощью молотка. Наибольший возможный зазор в соединении также невелик, он не ухудшает заметно центрирование. Неподвижность соединения достигается дополнительным креплением с помощью шпонок, штифтов и других видов креплений. Переходные посадки очень чувствительны к измерению натяга и зазо-

ра, поэтому предусмотрены только в точных квалитетах (4–7), причём точность вала должна быть на один квалитет выше точности отверстия (рис. 2.14).

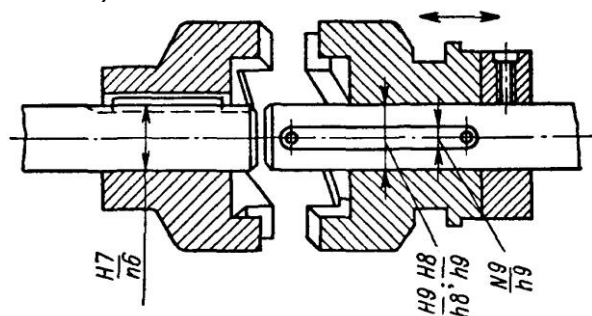


Рис. 2.14. Применение переходных посадок

Таблица 2.1

Соотношение зазоров и натягов, %, в переходных посадках

Вид соединения	$H7/n6$	$H7/m6$	$H7/k6$	$H7/j_56$
% натяга	99	80	37	1
% зазора	1	20	63	99

Посадки H/j_s ; J_s/h – «плотные». Для этих посадок более вероятно получение зазора. Плотные посадки применяются в том случае, если при центрировании деталей допускаются небольшие зазоры или требуется обеспечить лёгкую сборку, при необходимости в частых сборках и разборках, например для сменных деталей. Эти посадки применяют взамен напряжённых (см. ниже) при относительно большей длине соединения (свыше трёх – четырёх диаметров). Сборочные единицы, образованные деталями, соединяемыми по плотной посадке, обычно либо неподвижны, либо перемещаются с малой скоростью при небольшой массе деталей. В отдельных случаях эти посадки применяют для плотных подвижных соединений, когда детали должны перемещаться относительно друг друга без ощутимо-

го качения (при этом необходим подбор деталей по размеру, исключающий натяг).

Посадки $H7/j_6$, $J_5/h6$ – предпочтительные (рис. 2.15). Используется в сменных зубчатых колёсах на валах, съёмных шкивах и муфтах и т.д. Посадки повышенной точности $H6/j_5$, $J_5/h5$: подшипниковый щит в станине электрических машин высокой точности, конусная втулка в подшипнике передней бабки токарных станков, подвижная пиноль задней бабки токарных станков (с подбором). Посадки пониженной точности $H8/j_7$, $J_8/h7$: центрирование передней крышки электромашины в корпусе, центрирующие элементы полумуфт.

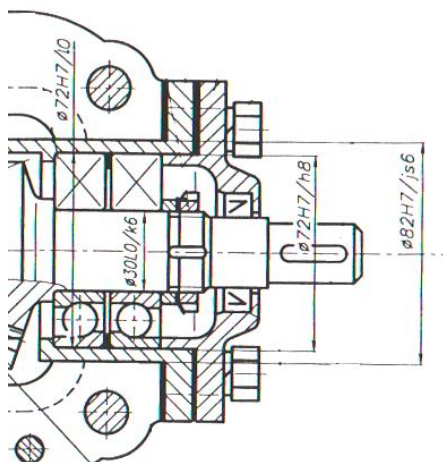


Рис.2.15. Предпочтительные переходные посадки

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

Посадки $H7/k6$, $K7/h6$ – предпочтительнее (рис. 2.16), используются в зубчатых колёсах на валах редукторов станков и других машин, шкивах, маховиках, рычагах и неразъёмных эксцентриках на валах.

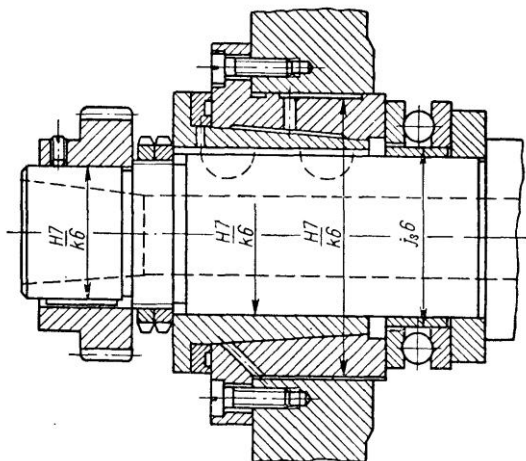


Рис. 2.16. переходные посадки с ограниченным применением

Посадки повышенной точности $H6/k5$, $K6/h5$ имеют ограниченное применение в ответственных соединениях, высокоточных приборах (поршневой палец в бобышках поршня, шестерни на валу отсчётного устройства в станках).

Посадки пониженной точности $H8/k7$, $K8/h7$ – применяются при пониженных требованиях к точности, в частности, в тракторном, дорожном, химическом, сельскохозяйственном машиностроении.

Посадки H/m , M/h – «тугие». Обеспечивают преимущественно натяг. Вероятность получения зазоров (небольших) относительно мала (около 5%). Эти зазоры, как правило, не ощущаются за счёт отклонения формы, особенно при увеличенных длинах соединения. Тугие посадки применяются для неподвижных соединений деталей на быстровращающихся валах с дополнительным креплением или без него (при малых нагрузках и больших длинах соединения). Применяются и взамен более прочных посадок (типа глухих) при увеличенных длинах соединения (свыше 1.5-2 диаметров) или когда недопустимы большие деформации деталей (соединение тонкостенных

втулок с валами). Рекомендуемые посадки – $H5/m4$, $H6/m5$, $H7/m6$, $H8/m7$ (рис. 2.17), предпочтительных нет.

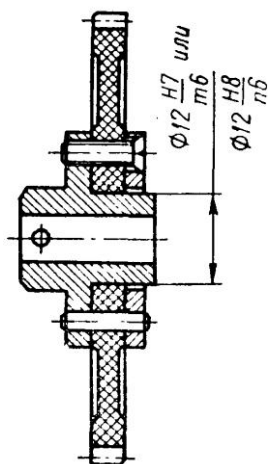


Рис. 2.17. Переходные посадки «тугие» и «глухие»

Посадки $H7/m6$, $M7/h6$ используются в зубчатых колёсах на валах редукторов, посадки штифтов, посадки деталей на конец вала электромашин, подшипниковые щитки в корпусах электромашин, тонкостенные втулки и др. Посадки повышенной точности $H6/m5$, $M6/h5$ – поршневые пальцы в бобышках поршней компрессоров, втулка фиксатора в корпусах станочных приспособлений (без дополнительного крепления). Посадки пониженной точности $H8/m7$, $M8/h7$ – соединение барабанчика с зубчатым колесом и втулки с корпусом в оптико-механических приборах.

Посадки H/h ; N/n – «глухие». В 99% случаев дают натяг и являются наиболее прочными из переходных посадок. Являются наиболее прочными из переходных посадок. При спокойных условиях работы могут передавать усилия и моменты средней величины без дополнительного крепления соединений. Для сборки и разборки деталей требуется значительное усилие: применяются прессы, распрессовочные приспособления, иногда термические методы сборки. Разборка соединений производится редко, обычно только при капитальном ремонте. Из четырёх рекомендованных посадок – $H5/n4$, $H6/n5$, $H7/n6$, $H8/n7$ – предпочтительная $H7/n6$ (рис. 2.18). Применяются для центрирования деталей в неподвижных соединениях, пере-

дающих большие усилия, при наличии вибраций и ударов (с дополнительным креплением).

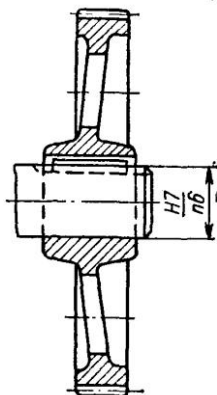


Рис. 2.18. Переходная посадка «глухая»

Посадки $H7/n6$, $N7/h6$ применяются в тяжело нагруженных зубчатых колёсах, муфтах и в других деталях на валах, зубчатые колеса на валах ковочных машин и др. Посадки повышенной точности $H6/n5$, $N6/h5$ – поршневой палец в бобышках поршня тракторного двигателя. Посадка пониженной точности $H8/n7$, $N8/h7$ – грядбуксы в корпусах сальников, цилиндрический стакан золотника в корпусе паровой и др.

2.3.2. Расчет и выбор переходных посадок

Выбор переходной посадки определяется требуемой точностью центрирования и легкостью сборки-разборки соединения. Точность центрирования задается величиной радиального биения F_r втулки на валу, возникающего при зазоре и одностороннем смещении вала в отверстии. К тому же радиальное биение будут увеличивать погрешности формы и расположения сопрягаемых поверхностей, смятие микронеровностей, износ деталей при повторных сборках-разборках. С учетом этих факторов наибольший допустимый зазор в соединении определяется с использованием коэффициента запаса точности $k_r=(2...3)$ при редкой разборке соединения и $k_r=(2...3)$ при

частой разборке и сборке соединения и высоких требованиях к точности:

$$b_{\max} \mp \frac{F_r}{k_m} \quad (2.22)$$

Выбирается переходная посадка из ряда предпочтительных так, чтобы стандартный наибольший зазор не превышал предельно допустимое значение:

$$S_{\max} \leq b_{\max} \quad (2.23)$$

При выборе переходной посадки используется метод аналогов и рекомендации по применению посадок. Рассчитываются вероятности получения зазоров и натягов в переходной посадке. Для этого вычисляются среднее квадратическое отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \quad (2.24)$$

где T_D , T_d - допуски отверстия и вала, соответственно.

Определяется предел интегрирования:

$$z = \frac{N_{cp}}{\sigma_N}, \quad (2.25)$$

где N_{cp} – средний натяг в посадке, $N_{cp} = \frac{N_{\max} - S_{\max}}{2}$.

Определяется значение функции Лапласа для полученного значения z по табл. 2.7 Функция $\Phi(z)$ – нечетная, поэтому $\Phi(-z) = -\Phi(z)$.

Рассчитывается вероятность зазора и вероятность натяга:

$$P'_S = 0.5 - \Phi(z); \quad (2.26)$$

$$P'_N = 0.5 + \Phi(z). \quad (2.27)$$

Определяются проценты зазоров и натягов:

$$P_S = 100\% \cdot P'_S; \quad (2.28)$$

$$P_N = 100\% \cdot P'_N. \quad (2.29)$$

2.4. Справочные таблицы

Таблица 2.2

Динамическая вязкость масла при 50 °С

Тип масла	марка	Динамическая вязкость μ , $\times 10^{-3} \text{ Н/с}\cdot\text{м}^2$
Легкие индустриальные	И-5А (велосит)	3,6 – 4,5
	И-8А (вазелиновое)	5,4 – 7,2
	Сепараторное Л	5,4 – 9
	Приборное МВП	5,8 – 7,2
Средние индустриальные	И-12К И-12)	9-12,6
	Сепараторное Т	12,6 – 15,3
	И-20А (И-20)	15,3 – 20,7
	И-25А (ИС-25)	21,6 – 24,2
	И-30А (И-30)	25,2 – 29,7
	И-40А (И-45)	31,5 – 40,5
	И-50А (И-50)	42,3 – 49,3
	И-70А (И-65)	58,5 – 67,5
Турбинные	T ₂₂ (Л)	18 – 20,7
	T ₃₀ (УТ)	25,2 – 28,8
	T ₄₆ (Т)	39,6 – 43,2
	T ₅₇ (Турборедукторное)	49,5 – 53,1

Таблица 2.3

Значения коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания вала относительно отверстия

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения
Сталь- сталь	0,06-0,13
Сталь- чугун	0,07- 0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03- 0,05
Сталь – латунь	0,05-0,1
Сталь пластмассы	0,15-0,25

Таблица 2.4

Значения Е и μ для материалов

Материал	Е, Н/м ²	μ
Сталь и стальное литье	$(1,96-2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74-1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза оловянистая	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38

Таблица 2.5

Предел текучести σ_T для материалов

Материал		Предел текучести σ_T , МПа
Стали	Сталь 08	195
	Сталь 10	205
	Сталь 15	225
	Сталь 20	245
	Сталь 25	275
	Сталь 30	295
	Сталь 35	315
	Сталь 40	330
	Сталь 45	350
	Сталь 50	370
	Сталь 55	380
	Сталь 60	400
Сплавы	Л96	380
	Л62	490
	ЛС59-1	146
	ЛО70-1	440
	БрОФ6,5-0,15	560
	БрБ2	1130
	БрКд-1	342

Таблица 2.6

Средняя высота микронеровностей в зависимости от допусков
на размер

Квалитет	Номинальные размеры, мм			
	До 18	Св.18 до 50	Св.50 до 120	Св.120 до 500
	Значение R_a , мкм, не более			
IT3	0,2	0,4	0,4	0,8
IT4	0,4	0,8	0,8	1,6
IT5	0,4	0,8	1,6	1,6
IT6	0,8	1,6	1,6	3,2
IT7	1,6	3,2	3,2	3,2
IT8	1,6	3,2	3,2	3,2
IT9	3,2	3,2	6,3	6,3
IT10	3,2	6,3	6,3	6,3
IT11	6,3	6,3	12,5	12,5
IT12 и IT13	12,5	12,5	25	25
IT14 и IT15	12,5	25	50	50

Таблица 2.7

Значения функции Лапласа $F(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^t e^{-\frac{t^2}{2}} dt$

t	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,0120	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0,0398	0,0438	0,0478	0,0517	0,0557	0,0596	0,0636	0,0675	0,0714	0,0753
0,2	0,0793	0,0832	0,0871	0,0910	0,0948	0,0987	0,1026	0,1064	0,1103	0,1141
0,3	0,1179	0,1217	0,1255	0,1293	0,1331	0,1368	0,1406	0,1443	0,1480	0,1517
0,4	0,1554	0,1591	0,1628	0,1664	0,1700	0,1736	0,1772	0,1808	0,1844	0,1879
0,5	0,1915	0,1950	0,1985	0,2019	0,2054	0,2088	0,2123	0,2157	0,2190	0,2224
0,6	0,2257	0,2291	0,2324	0,2357	0,2389	0,2422	0,2454	0,2486	0,2517	0,2549
0,7	0,2580	0,2611	0,2642	0,2673	0,2703	0,2734	0,2764	0,2794	0,2823	0,2852
0,8	0,2881	0,2910	0,2939	0,2967	0,2995	0,3023	0,3051	0,3078	0,3106	0,3133
0,9	0,3159	0,3186	0,3212	0,3238	0,3264	0,3289	0,3315	0,3340	0,3365	0,3389
1,0	0,3413	0,3438	0,3461	0,3485	0,3508	0,3531	0,3554	0,3577	0,3599	0,3621
1,1	0,3643	0,3665	0,3686	0,3708	0,3729	0,3749	0,3770	0,3790	0,3810	0,3830
1,2	0,3849	0,3869	0,3888	0,3907	0,3925	0,3944	0,3962	0,3980	0,3997	0,4015
1,3	0,4032	0,4049	0,4066	0,4082	0,4099	0,4115	0,4131	0,4147	0,4162	0,4177
1,4	0,4192	0,4207	0,4222	0,4236	0,4251	0,4265	0,4279	0,4292	0,4306	0,4319
1,5	0,4332	0,4345	0,4357	0,4370	0,4382	0,4394	0,4406	0,4418	0,4429	0,4441
1,6	0,4452	0,4463	0,4474	0,4484	0,4495	0,4505	0,4515	0,4525	0,4535	0,4545
1,7	0,4554	0,4564	0,4573	0,4582	0,4591	0,4599	0,4608	0,4616	0,4625	0,4633
1,8	0,4641	0,4649	0,4656	0,4664	0,4671	0,4678	0,4686	0,4693	0,4699	0,4706
1,9	0,4713	0,4719	0,4726	0,4732	0,4738	0,4744	0,4750	0,4756	0,4761	0,4767
2,0	0,4772	0,4778	0,4783	0,4788	0,4793	0,4798	0,4803	0,4808	0,4813	0,4817
2,1	0,4821	0,4826	0,4830	0,4834	0,4838	0,4842	0,4846	0,4850	0,4854	0,4857
2,2	0,4861	0,4864	0,4868	0,4871	0,4874	0,4878	0,4881	0,4884	0,4887	0,4890
2,3	0,4893	0,4896	0,4898	0,4901	0,4904	0,4906	0,4909	0,4911	0,4913	0,4916
2,4	0,4918	0,4920	0,4922	0,4925	0,4927	0,4929	0,4931	0,4932	0,4934	0,4936
2,5	0,4938	0,4940	0,4941	0,4943	0,4945	0,4946	0,4948	0,4949	0,4951	0,4952
2,6	0,4953	0,4955	0,4956	0,4957	0,4959	0,4960	0,4961	0,4962	0,4963	0,4964
2,7	0,4965	0,4966	0,4967	0,4968	0,4969	0,4970	0,4971	0,4972	0,4973	0,4974
2,8	0,4974	0,4975	0,4976	0,4977	0,4977	0,4978	0,4979	0,4979	0,4980	0,4981
2,9	0,4981	0,4982	0,4982	0,4983	0,4984	0,4984	0,4985	0,4985	0,4986	0,4986
3,0	0,4986									
3,5	0,4998									
4,0	0,4999									

2.5. Вопросы для самопроверки

- 2.5.1. Какие соединения образуются по посадкам с зазором?
- 2.5.2. Охарактеризуйте предпочтительные посадки с зазором.
- 2.5.3. Приведите примеры соединений, в которых применяются посадки с зазором.
- 2.5.4. В чем заключаются условия выбора посадки с зазором?

- 2.5.5. Какие соединения образуются по посадкам с натягом?
- 2.5.6. Охарактеризуйте предпочтительные посадки с натягом.
- 2.5.7. Приведите примеры соединений, в которых применяются посадки с натягом.
- 2.5.8. В чем заключаются условия прочности соединения по посадке с натягом при выборе и реализации посадки?
- 2.5.9. Что такое переходная посадка? В чем ее отличие от посадок с зазором и натягом?
- 2.5.10. Охарактеризуйте предпочтительные переходные посадки.
- 2.5.11. Какие соединения образуются по переходным посадкам?
- 2.5.12. Как определяется вероятность получения зазоров (натягов) в переходной посадке?

2.6. Примеры решения задач

2.6.1. Выбрать посадку с зазором, если заданы номинальный размер соединения $\varnothing 7$ мм, предельно допустимые эксплуатационные зазоры $[S_{max}] = 35$ мкм и $[S_{min}] = 10$ мкм. В конструкции по посадке с зазором устанавливается на вал зубчатое колесо.

Решение.

Определяется степень точности (квалитет) сопрягаемых вала и отверстия. Квалитет рассчитывается согласно формуле:

$$[S_{max}] - [S_{min}] = T_s = T_D + T_d = 35 - 10 = 25 \text{ (мкм)}$$

Распределяя допуск посадки поровну между валом и отверстием, получим:

$$T_d = T_D = \frac{T_s}{2} = 12,5 \text{ (мкм)}$$

Значение квалитета выбирается по табл. 1.1 согласно численному значению T_d , T_D и номинальному размеру соединения. Принимается 6-й квалитет. На основании рекомендаций можно выбрать посадку в системе отверстия $\frac{H6}{f5}$ с учетом того, что вал, как правило,

должен быть точнее отверстия на 1 квалитет.

Номинальный размер соединения $\varnothing 7$ мм. Определяются предельные отклонения деталей, сопрягаемых по посадке с зазором

$\varnothing 7 \frac{H6}{f5}$. Для отверстия $\varnothing 7 H6$ $ES=+9$ мкм, $EI=0$; для вала $\varnothing 7 f5$ $es=-13$ мкм, $ei=-19$ мкм.

Обозначение посадки $\varnothing 7 \frac{H6}{f5} \begin{pmatrix} +0,009 \\ -0,013 \\ -0,019 \end{pmatrix}$.

Строим схему посадки с зазором (рис. 2.18).

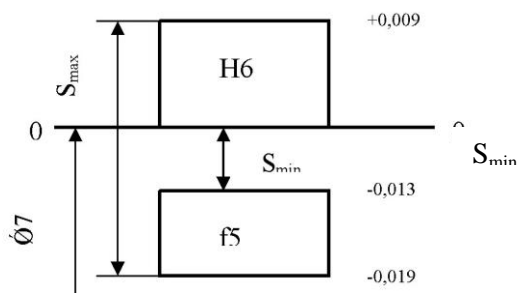


Рис. 2.19. Схема посадки с зазором

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 7 + 0,009 = 7,009 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 7 + 0 = 7 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 7 + (-0,013) = 6,987 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 7 + (-0,019) = 6,981 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 7,009 - 7 = 0,009 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 6,987 - 6,981 = 0,006 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 7,009 - 6,981 = 0,028 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 7 - 6,987 = 0,013 \text{ (мм)};$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,028 - 0,013 = 0,015 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,009 + 0,006 = 0,015 \text{ (мм)}.$$

Для выбранной посадки выполняется условие:

$$T_s = [S_{\max}] - [S_{\min}] \geq T_{Dnp} + T_{dnp}, \text{ то есть } 25 \text{ мкм} > 15 \text{ мкм}.$$

2.6.2. Рассчитать и выбрать посадку с натягом

Решение.

Выбрать посадку с натягом зубчатого колеса на вал, если заданы крутящий момент $M_k = 0,05 \text{ Н·м}$ и размеры соединения – номинальный диаметр $d_{н.с} = 10 \text{ мм}$, $d_1=0$, $d_2=30 \text{ мм}$ и длина $l = 3 \text{ мм}$ с коэффициентом трения стали по бронзе $f=0,07$ (табл. 2.3).

По заданной величине определяется минимальное удельное давление (Н/м^2) на контактных поверхностях соединения:

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{н.с}^2 \cdot l \cdot f} = \frac{2 \times 0,05}{3,14 \times 10^2 \times 10^{-6} \times 3 \times 10^{-3} \times 0,07} = 0,00151653 \times 10^9 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Рассчитываются коэффициенты Ляме:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{0}{16}\right)^2}{1 - \left(\frac{0}{16}\right)^2} - 0,3 = 0,7$$

- для охватывающей детали

$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{10}{30}\right)^2}{1 - \left(\frac{10}{30}\right)^2} + 0,38 = 1,63$$

Определяется необходимая величина наименьшего расчётного натяга:

$$N'_{\min} = [p]_{\min} \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 0,00151653 \times 10^9 \times 10 \times 10^{-3} \times \left(\frac{0,7}{1,98 \times 10^{11}} + \frac{1,63}{0,78 \times 10^{11}} \right) = 0,37 \times 10^{-6} \text{ (м)} = 0,37 \text{ (мкм)}$$

Модули упругости материала охватываемой $E_1 = 1,98 \times 10^{11}$ и охватывающей $E_2 = 0,78 \times 10^{11}$ деталей (табл. 2.4).

Рассчитывается величина минимально допустимого натяга, т.е. натяга, который обеспечивал бы отсутствие смещения сопрягаемых деталей под действием внешних нагрузок. С учетом среза и смятия микронеровностей при запрессовке натяг определяется по формуле:

$$[N]_{\min} = N'_{\min} + 5(R_{aD} + R_{ad}), = 0,37 + 5(1,6 + 0,8) = 12,37 \text{ (мкм)}.$$

Параметры шероховатости охватывающей (отверстия) $R_{aD} = 1,6$ мкм и охватываемой (вала) $R_{ad} = 0,8$ мкм деталей (табл. 2.6).

Рассчитывается максимально допустимое удельное давление $[p]_{\max}$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве $[p]_{\max}$ принимается наименьшее из значений наибольшего удельного давления для охватываемой p_1 и охватывающей p_2 деталей:

$$\text{для вала} \quad p_1 = 0,58 \cdot \sigma_{m1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right] = 0,58 \times 30 \times 10^7 \times \left[1 - \left(\frac{0}{16} \right)^2 \right] = 17,4 \times 10^7 \text{ (Н/м}^2\text{)};$$

$$\text{для отверстия } p_2 = 0.58 \cdot \sigma_{m2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2 \right] = 0,58 \times 14 \times 10^7 \\ \times \left[1 - \left(\frac{16}{53,84} \right)^2 \right] = 7,40289 \times 10^7 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

Пределы текучести материалов охватываемой детали $\sigma_{m1} = 340 \times 10^7$ Па для стали 35, охватывающей детали $\sigma_{m2} = 14 \times 10^7$ Па для бронзы (табл. 2.5). За максимально допустимое значение σ_{\max} принимается наименьшее из значений p_1, p_2 , то есть $\sigma_{\max} = 7,40289 \times 10^7 \text{ Н/м}^2$.

Определяется величина наибольшего расчётного натяга:

$$N'_{\max} = \sigma_{\max} \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 7,40289 \times 10^7 \times 10 \times 10^{-3} \times \\ \times \left(\frac{0,7}{1,98 \times 10^{11}} + \frac{1,63}{0,78 \times 10^{11}} \right) = 18,08732526 \times 10^{-6} \text{ (м)} = 18,09 \text{ (мкм)}.$$

Максимально допустимый натяг в соединении определяется с учётом поправок на смятие и срез микронеровностей:

$$\sigma_{\max} \leq N'_{\max} + 5(R_{ad} + R_{ad}) = 18,09 + 5(1,6 + 0,8) = 30,09 \text{ (мкм)}$$

Для выбора посадки необходимо выполнение следующих условий прочности соединения:

$$\begin{cases} N_{\min} > \sigma_{\min} \\ N_{\max} \leq \sigma_{\max} \end{cases}, \text{ где } N_{\min} \text{ и } N_{\max} - \text{предельные натяги стандарт-}$$

ной посадки.

Посадку выбираем в системе отверстия. Принимаем точность изготовления отверстия по 6-му качеству. Тогда поле допуска отверстия $\varnothing 10H6$ и предельные отклонения $ES = +9 \text{ мкм}$, $EI = 0$. Поле допуска вала, обеспечивающее минимально необходимый натяг, $s5$.

Для вала $\varnothing 10s6$ предельные отклонения $es = +29$, $ei = +23 \text{ мкм}$.

Обозначение посадки $\varnothing 10 \frac{H6}{s6} \begin{pmatrix} +0,009 \\ +0,029 \\ +0,023 \end{pmatrix}$.

Строим схему посадки с натягом (рис. 2.20). Определяются характеристики посадки с натягом, предельные размеры и допуски сопрягаемых деталей.

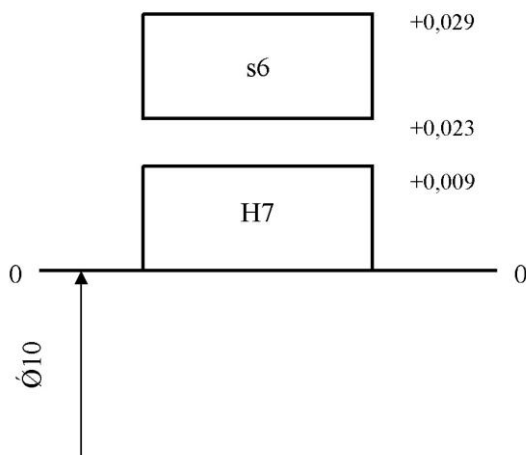


Рис. 2.20. Схема посадки с натягом

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 10 + 0,009 = 10,009 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 10 + 0 = 10 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 10 + 0,029 = 10,029 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 10 + 0,023 = 10,023 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0,009 - 0 = 0,009 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0,029 - 0,023 = 0,006 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с натягом:

– наибольший предельный натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0,029 - 0 = 0,029 \text{ (мм)} ;$$

– наименьший предельный натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = 0,023 - 0,009 = 0,014 \text{ (мм)};$$

Допуск посадки с натягом

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,029 - 0,014 = 0,015 \text{ (мм)}$$

$$\text{Или по другой формуле } TN = TD + Td = 0,009 + 0,006 = 0,015 \text{ (мм)}.$$

2.6.3. Выбрать переходную посадку по способу аналогов и рассчитать вероятности получения зазоров и натягов в соединении с номинальным размером $\varnothing 4$ мм, если известно, что переходная посадка применяется для сопряжения зубчатого колеса с валом, работающих при небольших нагрузках, и после сборки соединение дополнительно крепится штифтом.

Решение.

Так как передаваемый от зубчатого колеса крутящий момент небольшой, то выбирается переходная посадка $\frac{H7}{k6}$. Она обеспечивает достаточную степень центрирования зубчатого колеса и его точность вращения.

Определяются предельные отклонения деталей, сопрягаемых по переходной посадке $\varnothing 4 \frac{H7}{k6}$.

Для отверстия $\varnothing 4 H7$ $ES=+12$ мкм, $EI=0$; для вала $\varnothing 4 k6$ $es=+9$, $ei=+1$ мкм.

$$\text{Обозначение посадки } \varnothing 4 \frac{H7}{k6} \left(\begin{array}{c} +0,012 \\ \hline +0,009 \\ +0,001 \end{array} \right).$$

Строим схему переходной посадки (рис. 2.21).

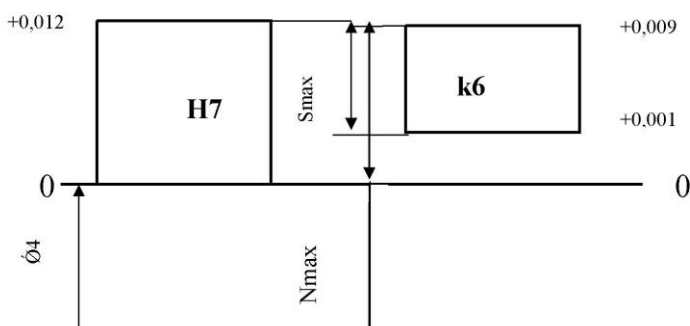


Рис. 2.21. Схема переходной посадки

Определяются характеристики переходной посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

– наибольший предельный размер
 $D_{\max} = D + ES = 4 + 0,012 = 4,012$ (мм);

– наименьший предельный размер
 $D_{\min} = D + EI = 4 + 0 = 4$ (мм).

Предельные размеры вала, соответственно:

$d_{\max} = d + es = 4 + 0,009 = 4,009$ (мм);

$d_{\min} = d + ei = 4 + 0,001 = 4,001$ (мм).

Допуски сопрягаемых деталей:

Отверстия $TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0,012 - 0 = 0,012$ (мм);

вала $Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0,009 - 0,001 = 0,008$ (мм).

Рассчитываются основные характеристики переходной посадки:

– наибольший предельный зазор

$S_{\max} = -N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0,012 - 0,001 = 0,011$;

– наибольший предельный натяг

$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0,009 - 0 = 0,009$ (мм);

средний натяг

$N_{cp} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{0,009 - 0,011}{2} = -0,001$ (мм)

- допуск переходной посадки

$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = 0,011 + 0,009 = 0,020$ (мм);

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,012 + 0,008 = 0,020 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются вероятности получения зазоров и натягов в переходной посадке. Для этого вычисляются среднее квадратическое отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{0,012^2 + 0,008^2} = 0,0024037 \text{ (мм)}$$

Определяется предел интегрирования:

$$z = \frac{N_{cp}}{\sigma_N} = \frac{-0,001}{0,0024} = -0,42$$

Определяется значение функции Лапласа $\Phi(z) = -0,16287$ (табл. 2.7)

Рассчитывается вероятность зазора и вероятность натяга.

Вероятность зазора $P'_S = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - (-0,16287) = 0,66287$;

вероятность натяга $P'_N = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + (-0,16287) = 0,33713$.

Определяются проценты зазоров и натягов:

$$P_S = 100\% \cdot P'_S = 0,66287 \cdot 100\% = 66,287\%;$$

$$P_N = 100\% \cdot P'_N = 0,33713 \cdot 100\% = 33,713\%.$$

2.7. Задачи для самостоятельного решения

2.7.1. Выберите по способу аналогов посадку и рассчитайте ее характеристики для соединения:

- крышки подшипника с отверстием в корпусе $\varnothing 50$ мм;
- вида «подшипник скольжения» $\varnothing 10$ мм;
- полумфты, подвижной на валу;
- зубчатого колеса на валу, установленного с дополнительным креплением винтом;
- шкива на валу, дополнительно закрепленного шпонкой.

2.7.2. Выберите посадку с зазором, если заданы предельные эксплуатационные зазоры в табл. 2.8.

Таблица 2.8.

Исходные данные для посадки с зазором

Номинальный диаметр соединения, мм	16	30	36	8	20	85	40	65	110	
$[S_{max}]$, мкм	52	80	100	46	85	80	70	60	130	152
$[S_{min}]$, мкм	10	35	45	3	30	10	22	9	70185	40

2.7.3. Выберите посадку с зазором, если заданы условия работы соединения в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Исходные данные для посадки с зазором

Номинальный диаметр соединения, мм	80	125	50	35	140	200	10	20	120	6
Длина соединения, мм	100	200	90	60	200	120	20	50	100	10
Радиальная нагрузка, кН	10	60	15	0,5	10	50	1	0,8	25	0,2
Угловая скорость вращения, рад/с	80	90	115	40	30	60	30	40	135	50
Марка масла	Индустриальное 12	Индустриальное 30	Турбинное 22	Индустриальное 50	Индустриальное 20	Турбинное 57	Индустриальное 45	Турбинное 30	Индустриальное 45	Индустриальное 12

2.7.4. Выберите посадку с натягом, если заданы предельные эксплуатационные натяги в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Исходные данные для посадки с натягом

Номинальный диаметр соединения, мм	10	32	42	90	80	14	100	30	5	16
$[N_{max}]$, мкм	40	98	60	80	60	65	74	78	25	45
$[N_{min}]$, мкм	12	45	8	11	8	30	9	38	3	14

2.7.5. Выберите посадку с натягом, если заданы условия работы соединения в табл. 2.11.

Таблица 2.11

Исходные данные для посадки с натягом

Номинальный диаметр соединения, мм		80	130	50	10	200	30	150	18	25	120
Длина соединения, мм		40	40	30	10	60	20	80	10	20	60
Внутренний диаметр вала, мм		30	50	20	0	50	0	50	5	0	70
Наружный диаметр охватываемой детали, мм		160	200	90	28	320	50	280	30	50	350
Крутящий момент, кН·м		0,3	0,6	0,4	0,2	1,2	0,1	1,5	0,3	0,15	2
Материал	вала	Сталь 35	Сталь 20	Сталь 30	Сталь 30	Сталь 40	Сталь 35	Сталь 30	Сталь 45	Сталь 20Х	Сталь 15
	отвервер-ствия	45	Сталь 30	Сталь 45	Латунь	Сталь 40Г	Бронза	Латунь	Бронза	Сталь 40	Сталь 30

2.7.6. Выберите переходную посадку, если заданы предельные эксплуатационные зазор и натяг в табл. 2.12.

Таблица 2.12
Эксплуатационные характеристики для переходной посадки

Номинальный диаметр соединения, мм	6	10	18	30	180	50	120	60	250	3
$[N_{max}]_r$, мкм	8	11	14	40	60	35	50	10	35	2
$[S_{max}]_r$, мкм	8	1	20	20	50	10	15	40	45	7

2.7.7 Выберите переходную посадку, если задано радиальное биение втулки на валу F_r в табл. 2.13.

Таблица 2.13
Требования к соединению по переходной посадке

Номинальный диаметр соединения, мм	5	10	32	80	92	120	160	3	50	250
F_r , мкм	16	40	20	60	25	100	80	20	120	30
Коэффициент запаса точности k	4	2	2	3	5	4	4	4	3	3

2.7.8. Выберите переходную посадку для соединения зубчатого колеса с валом, параметры которого указаны в табл. 2.14.

Таблица 2.14
Параметры зубчатого колеса

Номинальный диаметр соединения, мм		10	25	80	120	18	30	50	100	45	8
Зубчатое колесо	Обозначение	6-C	6-7-7-B	7-B	6-D	7-F	6-G	8-B	7-8-8-D	7-C	6-B
	Модуль, мм	0,8	2	3	5	1,5	2	3	4	1	0,5

Окончание табл. 2.14

	Число зубьев	50	30	60	80	20	40	48	100	100	60
Особые условия		Сменное колесо	Труднодоступное соединение	Ударная нагрузка	Дополнительное крепление	Безударная нагрузка	Сменное колесо	Труднодоступное соединение	Ударная нагрузка	Сменное колесо	Ударная нагрузка

2.7.9. Определите вероятности получения зазоров и натягов в переходной посадке по обозначениям полей допусков, указанным в табл. 2.15.

Таблица 2.15

Поля допусков деталей в переходной посадке

Номинальный диаметр соединения, мм		30	65	80	110	28	70	63	15	6	10
Поле допуска	отверстия	H7	M7	H8	H9	N9	K8	H7	Js9	H6	H6
	вала	k6	h6	m7	j8	h8	h7	js7	h9	n	k

2.7.10. Запишите обозначение посадки, имеющей указанные в табл. 2.16 стандартные характеристики

Таблица 2.16

Характеристики посадки с зазором

Номинальный диаметр соединения, мм	5	15	8	35	50	120	180	30	68	110
S_{max} , мкм	60	25	55	100	80	161	79	94	106	261
S_{min} , мкм	30	6	25	50	25	72	14	40	30	120

2.7.11. Запишите обозначение посадки, имеющей указанные в табл. 2.17 стандартные характеристики

Таблица 2.17.

Характеристики посадки с натягом

Номинальный диаметр соединения, мм	45	90	180	220	12	50	30	115	150	3
N_{max} мкм	54	93	273	70	46	37	48	101	83	28
N_{min} мкм	27	36	170	21	10	10	14	44	40	8

2.7.12. Запишите обозначение посадки, имеющей указанные в табл. 2.18 стандартные характеристики

Таблица 2.18

Характеристики переходной посадки

Номинальный диаметр соединения, мм	4	7	100	80	120	30	45	180	6	16
N_{max} мкм	6	7	18	32	38	10	8	52	16	25
S_{max} мкм	7	8	19	44	51	23	33	13	14	20

Глава 3. КАЛИБРЫ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

3.1 Назначение, классификация и конструкция гладких калибров

В массовом и крупносерийном производстве размеры деталей проверяют с помощью особых инструментов – калибров. Калибрами называют бесшкальные инструменты, предназначенные для проверки правильности выполнения размеров, геометрической формы изделий, взаимного расположения его поверхностей. Калибр определяет не численное значение действительного размера изделия, а его годность по контролируемому размеру. Таким образом, с помощью калибра можно установить: находится ли действительный размер, а также форма и расположение поверхностей изделия в пределах назначенных допусков.

По технологическому назначению калибры делятся на рабочие и контрольные. Рабочими предельными калибрами контролируются детали в процессе изготовления. Контрольные калибры предназначены для контроля или регулировки рабочих калибров-скоб. Рабочие предельные калибры (проходной и непроходной) позволяют установить, находится ли проверяемый размер в пределах поля допуска. При этом действительные размеры отверстий контролируются калибрами-пробками (рис.3.1, а), а размеры валов – калибрами-скобами (рис.3.1, б). Деталь считается годной, если она проходит в проходной калибр (Р-ПР) и не проходит в непроходной калибр (Р-НЕ).

Предельные калибры могут применяться, если проверяемые размеры имеют допуск не точнее 6-го качества.

Контрольные калибры: К-ПР (контркалибр для проверки новых рабочих проходных скоб; К-НЕ (контркалибр для проверки новых рабочих непроходных скоб; К-И (контркалибр для проверки износа рабочих проходных скоб. Эти контрольные калибры являются проходными. Контрольные калибры выполняются в виде шайб. Для калибров-пробок контрольные калибры не предусмотрены. Контроль пробок просто и точно можно выполнить универсальными измерительными приборами, например, микрокатером или оптиметром.

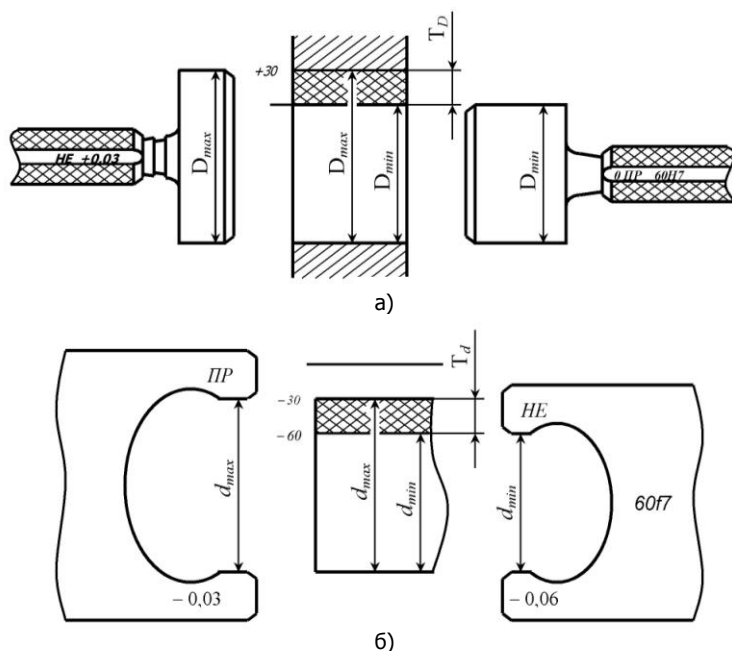
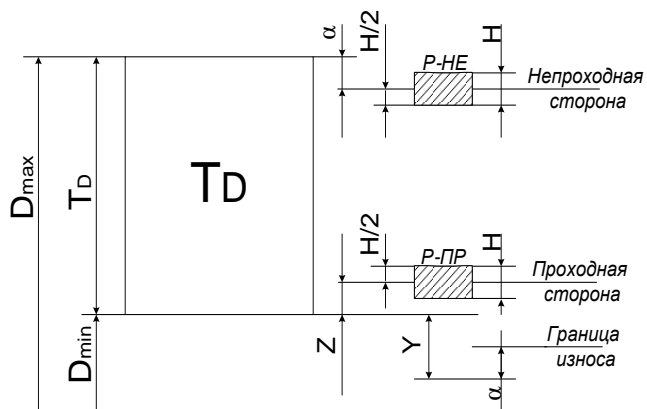


Рис. 3.1. Схема контроля деталей предельными калибрами

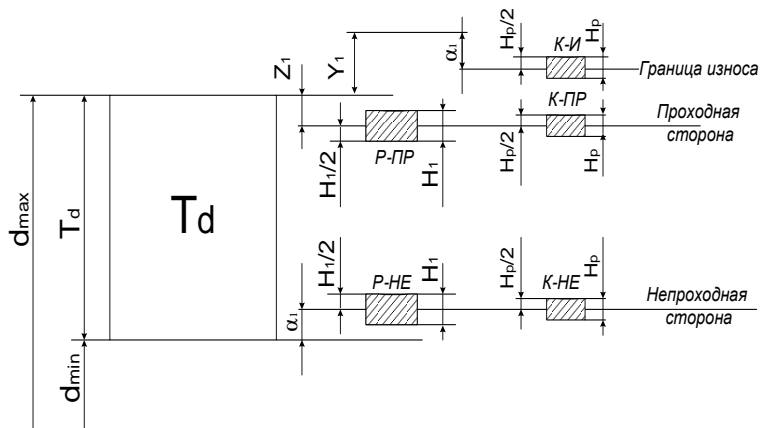
Конструкции калибров-пробок определены ГОСТами 14807 ÷ 14827, 17736 ÷ 17742. Конструкции калибров-скоб регламентированы ГОСТами 18355 ÷ 18367.

Вставки и насадки калибров-пробок могут быть изготовлены из легированных сталей Х или ШХ-15. Допускается изготовление вставок и насадок из сталей У10А или У12А для калибров всех видов, кроме неполных калибров-пробок, получаемых штамповкой, а также из стали 15 или 20 для калибров диаметром более 10 мм.

При проектировании калибров необходимо рассчитать их исполнительные размеры в соответствии с ГОСТ 24853-81. На рис. 3.2 приведены схемы расположения полей допусков калибров, в соответствии с которыми составляются расчетные формулы.



а)



б)

Рис. 3.2. Схемы расположения полей допусков калибров:
а) для калибра пробки; б) для калибра-скобы и контрольных калибров

В соответствии со схемами (рис. 3.2) расчетные формулы имеют вид:

Для калибра- пробки:

$$P - III P_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2} \quad (3.1)$$

$$P - III P_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2} \quad (3.2)$$

$$P - III P_{\text{узл}} = D_{\min} - y + \alpha \quad (3.3)$$

$$P - HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2} \quad (3.4)$$

$$P - HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2} \quad (3.5)$$

Для калибра-скобы:

$$P - III P_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} \quad (3.6)$$

$$P - III P_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2} \quad (3.7)$$

$$P - III P_{\text{узл}} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 \quad (3.8)$$

$$P - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2} \quad (3.9)$$

$$P - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} \quad (3.10)$$

Для контрольных калибров:

$$K - I_{\max} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (3.11)$$

$$K - I_{\min} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 - \frac{H_p}{2} \quad (3.12)$$

$$K - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2} \quad (3.13)$$

$$K - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_p}{2} \quad (3.14)$$

$$K - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2} \quad (3.15)$$

$$K - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_p}{2} \quad (3.16)$$

Здесь H , H_L , H_p – допуски на изготовление соответственно калибров пробок, скоб и контрольных калибров;

z , z_1 – величина смещения поля допуска проходного калибра пробки и скобы, соответственно, в поле допуска на деталь для исключения возможности неправильного контроля;

y , y_1 – величина, устанавливающая границу износа для пробки и скобы, соответственно;

α , α_1 – величина, компенсирующая погрешности формы, температурные деформации, неравномерность усилия для пробок и скоб, соответственно, с размерами свыше 180 мм.

Значения параметров калибров, обозначенных на схемах и в формулах, приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1.

Допуски и отклонения калибров

Квалитет	Обозначение	Интервалы размеров, мм												
		до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
6	z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	H, H _s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
7	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
	z, z ₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	y, y ₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	H, H ₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H _s	-	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H _p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
8	z, z ₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	y, y ₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H _s , H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10

Продолжение таблицы 3.1

9	z, z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32
	y, y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H _s , H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
10	z, z ₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37
	y, y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H ₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H _s , H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
11	z, z ₁	10	12	14	18	19	22	25	28	32	40	45	50	55
	y, y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20
	H, H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
	H _s	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
12	z, z ₁	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70
	y, y ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a ₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35
	H, H ₁	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27
	H _s	-	-	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H _p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10

Окончание табл. 3.1

13	z, z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
14	z, z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15
15	z, z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	110
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63
	H_s	-	-	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40
	H_p	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15

При назначении исполнительных размеров их проставляют так, чтобы допуск на изготовление был направлен в материал калибра:

для пробок исполнительные размеры: $P - PP \max_{-H}$,
 $P - HE \max_{-H}$;

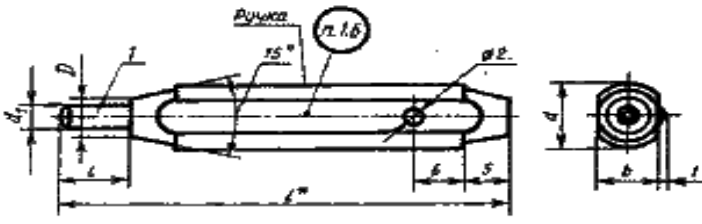
для скоб исполнительные размеры: $P - PP \min^{+H_1}$,
 $P - HE \min^{+H_1}$;

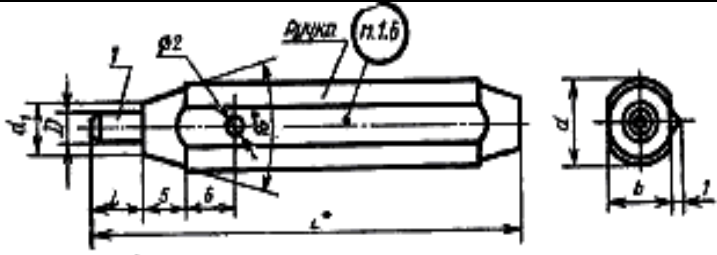
для контрольных калибров: $K - II \max_{-H_p}$, $K - PP \max_{-H_p}$,
 $K - HE \max_{-H_p}$.

Стандартами предусмотрены различные конструкция и исполнения калибров. Ниже приведены некоторые конструктивные исполнения калибров в зависимости от номинальных значений контролируемых размеров

Калибры-пробки гладкие проходные со вставками диаметром от 1 до 6 мм регламентируются ГОСТ 14808 и ГОСТ 14809 и представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2.
 Конструкция и размеры калибров-пробок от 1 до 6 мм

Интервалы номинальных размеров, мм	Проходной калибр ГОСТ 14808-69				
					
	L	d	d ₁	l	b
1 – 3	53	8	5,5	8	7
3,2 – 6	54	10,5	8	9	9,7

Непроходной калибр ГОСТ 14809-69					
Интервалы номинальных размеров, мм					
	L	d	d ₁	l	b
	1 – 3	51	8	5,5	6
	3,2 – 6	52	10,5	8	7

Конструкция и размеры гладких двусторонних калибров-пробок установлены ГОСТ 14810-69 и приведены на рис. 3.3 и в табл. 3.3.

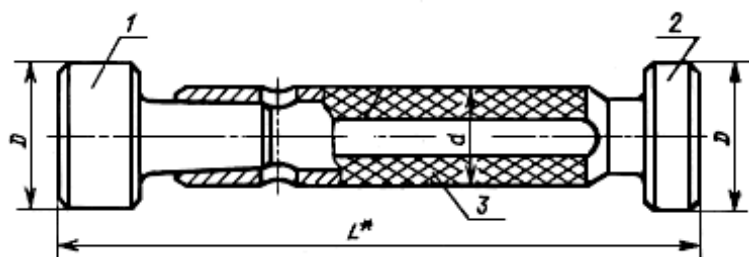
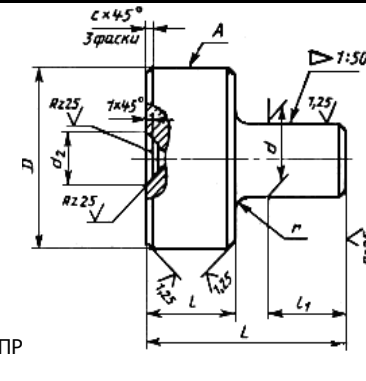
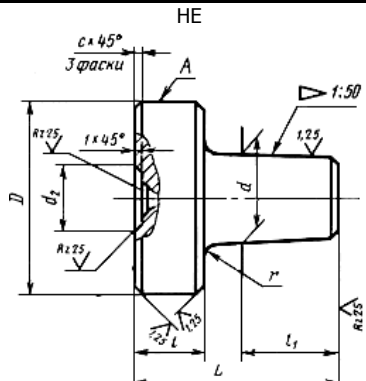


Рис. 3.3. Конструкция двустороннего калибра-пробки

Таблица 3.3.

Конструкция и размеры калибров-пробок свыше 3 до 50 мм

D _{номин.}	L	d	d ₁	c	r	Вставки					
						ПР			НЕ		
											
						L1	L	L1	L1	L	L1
3,2 – 6	66	6	2,5	0,2	0,5	23,5	8	4	20,5	5	4
6,3 – 10	76	8	4	0,4	0,5	26	8	4	22	6	4
10,5 – 14	86	10	6	0,4	1,0	29	10	5	25	6	5
15 – 18	102	13	8	0,4	1,6	33	12	6	29	8	6
19 – 24	114	16	11	0,4	2,0	35	12	7	31	8	7
25 – 30	132	20	15	0,4	2,0	43	16	8	37	10	8
31 – 39	140	24	18	0,4	3,0	50	20	9	42	12	9
41 – 50	161	28	21	0,4	3,0	59	25	10	50	15	10

Конструкция и размеры калибров-пробок гладких односторонних листовых диаметром свыше 50 до 250 мм регламентированы ГОСТ 14826 и приведены на рис. 3.4 и в табл. 3.4.

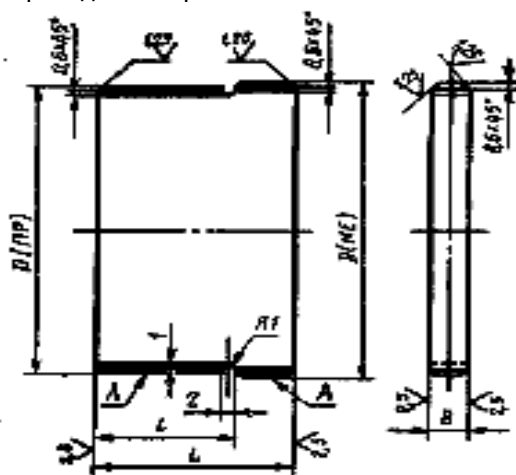


Рис. 3.4. Калибры-пробки односторонние листовые диаметром свыше 50 до 250 мм.

Таблица 3.4.

Размеры калибров-пробок односторонних листовых, мм

$D_{\text{номин.}}$	L	B	I
52 – 75	40	8	28
78 – 100	45	8	32
102 – 150	50	10	35
155 – 250	60	10	42

Конструкция и размеры пробок односторонних штампованных регламентированы проходные – ГОСТ 14820 – 69, непроходные – ГОСТ 14821 – 69 и приведены на рис. 3.5 и в табл. 3.5.

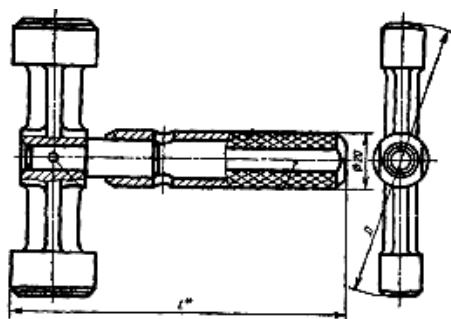


Рис. 3.5. Пробки односторонние штампованные диаметром свыше 100 до 160 мм

Таблица 3.5

Размеры калибров-пробок односторонних штампованных

D _{номин.}	ПР		НЕ		B	l	l ₁	l ₂	b	d	d ₁
	L*	L	L*	L							
102 – 110	126	32	122	24	16	24	20	35	13	10	20
112 – 135	132	38	128	30	18	30	25	45	15	12	22
140 – 160	132	38	128	30	18	30	25	56	15	12	22

Конструкция и размеры калибров-скоб регламентируются ГОСТ 18360-93. Для диаметров от 3 до 10 мм конструкция и размеры калибров-скоб односторонних приведены на рис. 3.6 и в табл. 3.6, двусторонних – на рис. 3.7 и в табл. 3.7.

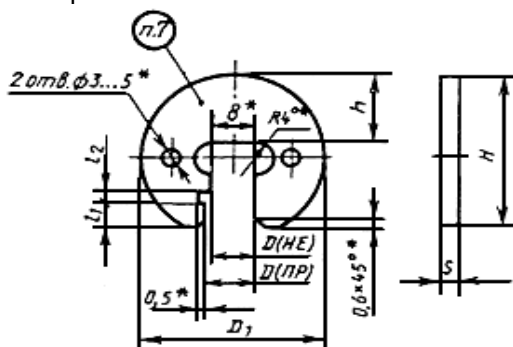


Рис. 3.6. Конструкция и размеры односторонних калибров-скоб для диаметров от 3 до 10 мм

Таблица 3.6

Размеры, мм, односторонних калибров-скоб для диаметров
от 3 до 10 мм

D_1	H	h	l_1	l_2	r
38	36	15	6	3	4

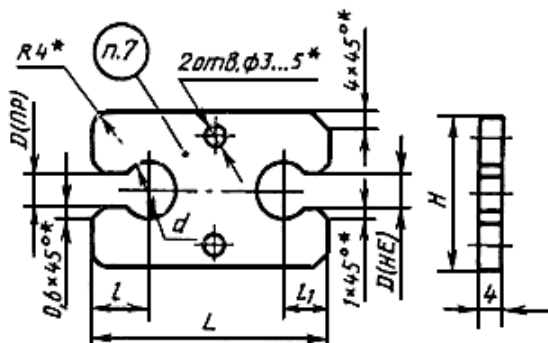


Рис. 3.7. Конструкция и размеры двусторонних калибров-скоб для диаметров
от 3 до 10 мм

Таблица 3.7

Размеры двусторонних калибров-скоб для диаметров от 3 до 10 мм

$D_{ном}$	d	L	l	l_1	H
От 3 до 6	8	40	10	8	25
Св. 3 до 10	12	50	12	10	32

Для диаметров от 10 до 100 мм конструкция и размеры калибров-скоб приведены на рис. 3.8 и в табл. 3.8.

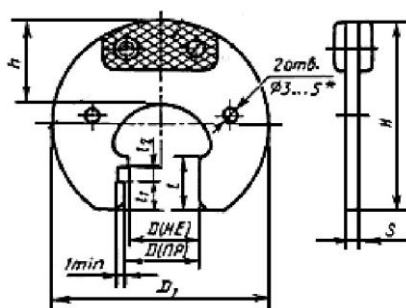


Рис. 3.8. Конструкция и размеры калибров-скоб для диаметров от 10 до 100 мм

Таблица 3.8

Размеры калибров-скоб для диаметров от 10 до 100 мм

D _{номин.}	D ₁	H	h	B	S	l	l ₁	l ₂	r	r ₁	A	накладка		
												L	H ₁	B ₁
10,5 – 20,0	60	55	24	–	5	18	11	2	13	4	–	–	–	–
21,0 – 30,0	75	68	30	17	5	20	13	2	18	5	24	40	18	6
31,0 – 40,0	95	82	37	17	5	22	13	3	23	5	24	40	18	6
41,0 – 56,0	120	100	44	18	6	25	15	3	31	6	24	40	18	6
58,0 – 70,0	140	118	50	18	6	28	17	4	40	6	40	60	18	6
71,0 – 82,0	160	135	55	18	6	32	20	4	48	8	40	60	18	6
85,0 – 100,0	180	150	59	18	6	36	21	6	55	8	40	60	18	6

Конструкция и размеры калибров-скоб односторонних для диаметров свыше 100 до 260 мм приведены на рис. 3.9 и в табл. 3.9.

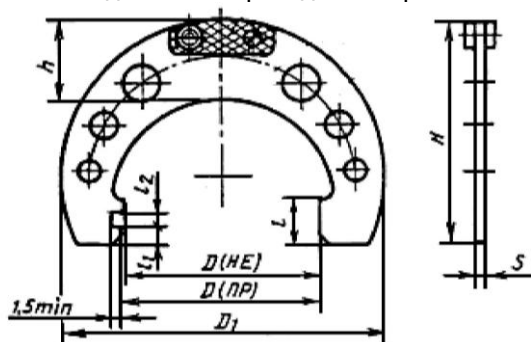


Рис. 3.9. Скобы штампованные для диаметров свыше 100 до 260 мм

Таблица 3.9

Размеры калибров-скоб для диаметров свыше 100 до 260 мм

D _{ном.}	D ₁	B	B ₁	b	b ₁	H	h	l	l ₁	l ₂	l ₃	r	r ₁	r ₂	r ₃	h ₁	h ₂	h ₃	l ₄	l ₅	A
52-60	100	16	12	4	8	90	30	28	17	4	60	32	38	50,0	2,0	7	8	10	14	25	40
62-70	115	16	12	4	8	98	33	28	17	4	60	37	44	57,5	2,0	7	8	12	14	25	40
72-80	130	16	12	4	8	112	38	32	20	4	80	42	49	65,0	2,0	8	9	14	16	32	55
82-90	145	16	12	4	8	125	41	36	21	6	80	48	55	72,5	2,0	8	9	16	18	32	55
92-100	155	16	12	4	8	132	43	36	21	6	80	53	60	77,5	2,0	8	9	18	18	32	55
102-110	170	17	14	5	10	145	47	40	24	6	90	58	66	85,0	2,5	10	10	20	20	36	65
112-120	180	17	14	5	10	152	49	40	24	6	90	63	71	90,0	2,5	10	10	22	20	36	65
125-140	205	17	14	5	10	168	55	40	24	6	90	73	82	102,5	2,5	12	10	25	20	40	65
145-160	225	17	14	5	10	182	59	40	24	6	100	83	93	112,5	2,5	12	15	29	20	45	65
165-180	250	17	14	5	10	200	67	40	24	6	100	93	105	125,0	2,5	12	15	35	20	45	65

3.2. Вопросы для самопроверки

- 3.2.1. Для чего предназначены гладкие предельные калибры?
- 3.2.2. Как применяются рабочие и контрольные калибры?
- 3.2.3. Что такое «проходной» и «непроходной» калибры?
- 3.2.4. Какими калибрами контролируются: а) отверстия; б) валы; в) рабочие калибры-скобы?
- 3.2.5. Как с помощью калибров проверить годность детали: а) отверстия; б) вала?
- 3.2.6. Как определить исправимый и неисправимый брак детали при контроле калибрами?
- 3.2.7. В каких пределах должен находиться действительный размер нового рабочего калибра?
- 3.2.8. В каких пределах должен находиться действительный размер рабочего калибра при его эксплуатации?
- 3.2.9. С какой целью устанавливается граница износа?
- 3.2.10. По какому принципу назначаются исполнительные размеры калибров-пробок и калибров-скоб?

3.3. Примеры решения задач

Задача. Рассчитать предельные и исполнительные размеры рабочих и контрольных калибров для деталей, образующих посадку

$$\varnothing 9 \frac{H7}{h6} \begin{pmatrix} +0,015 \\ -0,009 \end{pmatrix}$$

Решение.

Выбираем по стандарту допуски и отклонения калибра-пробки:

$H = 2,5 \text{ мкм}$; $z = 2 \text{ мкм}$; $y = 1,5 \text{ мкм}$; $a = 0 \text{ мкм}$.

Рассчитываем предельные размеры калибра-пробки:

- проходная сторона

$$P - PP_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2} = 9 + 0,002 + \frac{0,0025}{2} = 9,00325 \text{ (мм)};$$

$$P - PP_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2} = 9 + 0,002 - \frac{0,0025}{2} = 9,00075 \text{ (мм);}$$

$$P - PP_{\text{изн}} = D_{\min} - y + \alpha = 9 - 0,002 = 8,998 \text{ (мм);}$$

- непроходная сторона

$$P - HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2} = 9,015 + \frac{0,0025}{2} = 9,01625 \text{ (мм);}$$

$$P - HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2} = 9,015 - \frac{0,0025}{2} = 9,01625 \text{ (мм).}$$

Назначаются исполнительные размеры калибра-пробки:

- для проходной стороны $P - PP_{\max-H} - 9,00325_{-0,0025} \text{ мм;}$

- для непроходной стороны $P - HE_{\max-H} - 9,01625_{-0,0025} \text{ мм.}$

Выбираем по стандарту допуски и отклонения калибра-скобы и контрольных калибров:

$H_1 = 2,5 \text{ мкм; } z_1 = 2 \text{ мкм; } y_1 = 1,5 \text{ мкм; } \alpha_1 = 0 \text{ мкм; } H_p = 1 \text{ мкм.}$

Рассчитываем предельные размеры калибра-скобы:

- проходная сторона

$$P - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2} = 9 - 0,002 + \frac{0,0025}{2} = 8,99925 \text{ (мм);}$$

$$P - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2} = 9 - 0,002 - \frac{0,0025}{2} = 8,99675$$

(мм);

$$P - PP_{\text{изн}} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 = 9 + 0,002 = 9,002 \text{ (мм);}$$

- непроходная сторона

$$P - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2} = 8,991 + \frac{0,0025}{2} = 8,99225 \text{ (мм)};$$

$$P - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2} = 8,991 - \frac{0,0025}{2} = 8,98975 \text{ (мм)}.$$

Назначаются исполнительные размеры калибра-скобы:

- проходной стороны $P - PP \min^{+H_1} - 8,99675^{+0,0025} \text{ мм};$

- непроходной стороны $P - HE \min^{+H_1} - 8,98975^{+0,0025} \text{ мм}.$

Рассчитываются предельные размеры контрольных калибров:

- для контроля проходной скобы на износ

$$K - II_{\max} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2} = 9 + 0,0015 + \frac{0,001}{2} = 9,002 \text{ (мм)};$$

$$K - II_{\min} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 - \frac{H_p}{2} = 9 + 0,0015 - \frac{0,001}{2} = 9,001 \text{ (мм)};$$

- для контроля и настройки проходной скобы

$$K - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2} = 9 - 0,002 + \frac{0,001}{2} = 8,9985 \text{ (мм)};$$

$$K - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_p}{2} = 9 - 0,002 - \frac{0,001}{2} = 8,9975 \text{ (мм)};$$

- для контроля и настройки непроходной скобы

$$K - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2} = 8,991 + \frac{0,001}{2} = 8,9915 \text{ (мм)};$$

$$K - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_p}{2} = 8,991 - \frac{0,001}{2} = 8,9905 \text{ (мм)}.$$

Назначаются исполнительные размеры контрольных калибров:

- калибра износа $K - И \max_{-H_p} - 9,002_{-0,001}$ мм;
- проходного $K - ПП \max_{-H_p} - 8,9985_{-0,001}$ мм;
- непроходного, $K - НЕ \max_{-H_p} - 8,9915_{-0,001}$ мм.

3.4. Задачи для самостоятельного решения

3.4.1. Рассчитайте предельные и исполнительные размеры калибров-пробок для контроля отверстий, указанных в таблице 3.10.

Таблица 3.10

Поля допусков отверстий для контроля калибрами

Номер варианта			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			Квалитет											
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	Диаметр отверстия, мм	3	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N
2		6	E	F	G	H	Js	K	M	N	Js	K	M	N
3		10	Js	K	M	N	A	B	C	D	E	F	G	H
4		18	Js	K	M	N	U	V	Z	ZC	A	B	C	D
5		25	U	V	Z	ZC	E	F	G	H	Js	K	M	N
6		30	A	B	C	D	U	V	Z	ZC	E	F	G	H
7		50	E	F	G	H	U	V	Z	ZC	A	B	C	D
8		80	Js	K	M	N	Js	K	M	N	E	F	G	H
9		100	P	R	S	T	A	B	C	D	Js	K	M	N
10		120	A	B	C	D	Js	K	M	N	U	V	Z	ZC
11		180	E	F	G	H	Js	K	M	N	A	B	C	D
12		250	Js	K	M	N	U	V	Z	ZC	A	B	C	D

3.4.2. Рассчитайте предельные и исполнительные размеры калибров-скоб для контроля валов, указанных в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Поля допусков валов для контроля калибрами

Номер варианта			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			Квалитет											
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	Диаметр вала, мм	3	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n
2		6	p	r	s	t	u	v	x	z	za	zb	zc	js
3		10	z	za	f	g	h	a	b	c	d	e	m	n
4		18	t	u	v	x	a	b	c	d	e	p	r	s
5		25	f	g	h	p	r	s	z	za	j	k	m	n
6		30	p	r	s	f	g	h	k	a	b	c	d	e
7		50	j	k	m	n	t	u	v	x	h	p	r	s
8		80	z	za	a	b	c	d	e	r	s	t	m	n
9		100	t	u	v	x	c	d	e	f	h	r	s	t
10		120	f	g	h	m	n	a	b	c	d	e	z	za
11		180	f	g	z	za	j	k	m	n	t	u	v	x
12		250	j	k	m	n	c	d	p	r	s	f	g	h

Задача 3.4.3. Рассчитайте предельные и исполнительные размеры контрольных калибров для контроля калибров-скоб, предназначенных для валов, указанных в табл. 3.11.

Задача 3.4.4. Рассчитайте исполнительные размеры калибров, предназначенных для контроля деталей, входящих в соединения, образованные полями допусков, указанными в табл. 3.12.

Таблица 3.12

Поля допусков деталей для образования посадок

Номер варианта			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			Поле допуска основного отверстия											
			H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12	H13	H14	H15	H16	H17
1	Диаметр вала, мм	2	h6	p7	k7	g8	f9	s9	k11	n12	d12	h15	k15	e16
2		10	d7	s6	f8	r8	e10	a10	p10	e12	p14	g16	n14	u17
3		8	k8	u6	c9	d7	h10	u9	c12	t11	b13	s14	p15	f15
4		50	p6	a7	d8	t7	p9	t9	g10	h14	r12	c15	t16	r16
5		35	r7	e7	p7	a9	g9	r10	s12	c12	u14	f14	b16	s17
6		180	f7	h8	e7	u9	s9	h11	b11	p11	g13	d14	r17	g17
7		120	e8	t6	r9	h9	d8	e11	r12	f11	e14	k16	u15	c16
8		85	u7	c7	m8	p7	u8	k10	d12	s14	c13	p15	h14	t15
9		63	m7	d8	s9	m8	c10	p10	u11	b12	t15	k14	n15	h15
10		250	t6	f8	h9	k8	a10	g12	h10	r14	h13	b14	s17	d16
11		125	g8	g6	t7	f9	r9	f12	t10	g13	k14	n15	g14	b17
12		18	n7	js7	n8	e9	n8	d10	n11	k13	f15	u15	f16	p17

Задача 3.4.5. Определите предельно допустимые размеры для новых проходных калибров-пробок, предназначенных для контроля полей допусков отверстий, указанных в табл. 3.13..

Таблица 3.13

Поля допусков контролируемых отверстий

Номер варианта			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			Квалитеты											
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	Диаметр отверстия, мм	50	A	D	C	Js	E	H	M	K	R	B	S	N
2		35	E	B	K	D	H	A	Js	N	C	M	N	T
3		180	N	H	A	E	M	C	D	B	K	Js	P	R
4		120	S	C	E	H	B	D	K	A	Js	N	M	T
5		85	B	Js	M	A	C	N	H	E	D	S	K	T
6		2	K	R	U	N	Js	E	P	C	M	D	B	A
7		10	H	M	P	B	K	U	N	S	A	R	Js	C
8		8	Js	A	N	S	D	K	C	H	B	T	U	M
9		180	D	R	Js	C	N	M	A	S	E	K	H	B
10		120	M	E	B	K	P	X	S	Js	H	C	D	R
11		18	C	N	H	M	U	B	E	D	Z	U	A	P
12		63	P	S	D	U	A	Js	B	M	X	E	C	K

Задача 3.4.6. Определите предельно допустимые размеры для новых непроходных калибров-пробок, предназначенных для контроля полей допусков отверстий, указанных в табл. 3.13.

Задача 3.4.7. Определите предельно допустимые размеры для непроходных калибров-пробок, предназначенных для контроля полей допусков отверстий, указанных в табл. 3.13.

Задача 3.4.8. Определите предельно допустимые размеры для находящихся в эксплуатации проходных калибров-пробок, предназначенных для контроля полей допусков отверстий, указанных в таблице 3.13.

Задача 3.4.9. Определите предельно допустимые размеры для новых проходных калибров-скоб, предназначенных для контроля полей допусков валов, указанных в табл. 3.14.

Таблица 3.14

Поля допусков контролируемых валов

Номер отверстия			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
			Квалитеты											
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	Диаметр вала, мм	120	a	d	b	e	f	k	c	g	js	m	h	p
2		50	g	c	h	d	b	a	f	e	r	k	n	u
3		6	d	f	a	c	e	h	b	m	g	t	s	k
4		80	h	e	g	b	d	f	js	n	a	c	u	m
5		30	b	js	m	f	a	c	g	d	e	h	p	t
6		50	f	r	p	h	n	e	k	s	c	a	b	d
7		100	m	a	t	g	h	js	d	c	f	b	e	r
8		8	k	h	e	u	c	g	m	a	z	d	f	b
9		10	c	g	f	js	m	n	p	h	d	e	a	s
10		20	e	b	d	r	g	s	a	f	h	js	c	n
11		45	p	s	c	a	k	x	z	js	b	f	d	e
12		250	js	u	n	x	t	d	e	b	p	g	z	a

Задача 3.4.10. Определите предельно допустимые размеры для непроходных калибров-скоб, предназначенных для контроля полей допусков валов, указанных в табл. 3.14.

Задача 3.4.11. Определите предельно допустимые размеры для контрольных проходных калибров, предназначенных для контроля скоб, используемых для валов с полями допусков, указанными в таблице 3.14.

Задача 3.4.12. Определите предельно допустимые размеры для контрольных непроходных калибров, предназначенных для контроля скоб, используемых для валов с полями допусков, указанными в таблице 3.14.

Задача 3.4.13. Определите предельно допустимые размеры для контрольных калибров износа, предназначенных для контроля скоб, используемых для валов с полями допусков, указанными в таблице 3.14.

Задача 3.4.14. Установите возможность применения проходных калибров-пробок, находящихся в эксплуатации, действительные размеры которых указаны в табл. 3.15.

Таблица 3.15.

Действительные размеры проходных калибров-пробок

Контролируемый диаметр, мм	4Н7	26Н7	50R9	120U8	4,8Н7	3N6	20Н8	180P9	7Н7	30Е10
Действительный размер калибра, мм	3,999	25,998	49,964	119,880	4,796	2,995	19,998	180,958	6,999	30,038

Задача 3.4.15. Установите возможность применения непроходных калибров-пробок, действительные размеры которых указаны в табл. 3.16.

Таблица 3.16

Действительные размеры непроходных калибров-пробок

Контролируемый размер, мм	7Н7	4,8Н7	250S9	10Е7	18K10	26Н7	6J59	80P11	4Н7	20Н8
Действительный размер калибра, мм	7,014	4,812	249,862	10,041	17,930	26,022	6,016	79,969	4,012	20,033

Задача 3.4.16. Установите возможность применения новых проходных калибров-скоб, действительные размеры которых указаны в табл. 3.17.

Таблица 3.17

Действительные размеры проходных калибров-скоб

Контролируемый размер, мм	4k6	26h6	90r8	130n6	7f6	20d8	50e7	4,8g6	80t7	120u8
Действительный размер калибра, мм	4,006	25,996	90,106	130,054	6,982	19,93	49,95	4,803	80,107	120,2

Задача 3.4.17. Установите возможность применения непроходных калибров-скоб, действительные размеры которых указаны в табл. 3.18.

Таблица 3.18

Действительные размеры проходных калибров-скоб

Контролируемый размер	4,8g6	20d8	130p9	45m7	26h6	4k6	180js8	7f6	30æ6	150r7
Действительный размер калибра	4,789	19,900	130,044	45,008	25,987	4,002	179,03	6,971	29,662	150,64

Задача 3.4.18. Установите возможность применения новых проходных калибров-пробок, действительные размеры которых указаны в табл. 3.19.

Таблица 3.19

Действительные размеры проходных калибров-пробок

Контролируемый размер	20H8	4H7	60P7	26 H7	180R8	120X9	7 H7	50F6	30M8	4,8H7
Действительный размер калибра	20,005	4,003	59,94	26,004	179,87	119,7	7,002	50,027	29,96	4,801

Задача 3.4.19. Установите возможность применения проходных калибров-скоб, находящихся в эксплуатации, действительные размеры которых указаны в таблице 3.20.

Таблица 3.20

Действительные размеры проходных калибров-скоб

Контролируемый размер, мм	26h6	7f6	4k6	50t7	110p6	4,8g6	180h9	60n7	20d8	30d8
Действительный размер калибра, мм	26,002	6,988	4,010	50,08	110,06	4,798	180,001	60,05	19,938	29,9

Задача 3.4.20. Установите возможность применения контрольных калибров К-ПР проходных калибров-скоб, действительные размеры которых указаны в табл. 3.21.

Таблица 3.21

Действительные размеры контрольных проходных калибров

Контролируемый размер, мм	7f6	26h6	80u7	130n6	30js8	250e9	4k6	120v8	20d8	4,8g6
Действительный размер калибра, мм	6,985	25,997	80,134	130,055	30,017	249,902	4,007	120,227	19,930	4,7945

Задача 3.4.21. Установите возможность применения контрольных калибров К-НЕ непроходных калибров-скоб, действительные размеры которых указаны в табл. 3.22.

Таблица 3.22.

**Действительные размеры контрольных калибров непроходных
калибров-скоб**

Контро- лируемый размер, мм	20d8	4,8g6	50p8	180c7	350p6	26h6	7f6	70k9	10e7	4k6
Действи- тельный размер калибра, мм	19,902	4,787	50,028	179,731	350,063	25,987	6,972	70,004	9,962	4,001

Задача 3.4.22. Установите возможность применения контрольных калибров К-И проходных калибров-скоб на износ, действительные размеры которых указаны в табл. 3.23

Таблица 3.23.

**Действительные размеры контрольных калибров проходных
калибров-скоб**

Контро- лируемый размер, мм	4k6	26h6	80z8	100b6	7f6	20d8	4,8g6	30h8	90f9	118v10
Действи- тельный размер калибра, мм	4,01	26,003	80,26	99,784	6,989	19,940	4,795	30,002	89,97	118,315

Глава 4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ

4.1. Профиль и параметры метрической резьбы. Правила нормирования точности

Метрическая резьба относится к резьбам общего назначения. Она должна обеспечивать свинчиваемость независимо изготовленных деталей без какой-либо пригонки и прочность разъемных соединений деталей машин и приборов в процессе длительной эксплуатации. Из всего многообразия резьб в качестве крепежной наиболее широко применяется в различных видах производства цилиндрическая метрическая резьба.

Профиль метрической резьбы (рис. 4.1) является треугольным с углом при вершине 60° и плоскими срезами по вершинам и впадинам, предназначенным для повышения прочности болта и улучшения технологичности изготовления резьб. Номинальный профиль является общим для болта и гайки, т.е. номинальные размеры параметров резьбы являются общими для наружной (болта) и для внутренней (гайки) резьбы.

Основными параметрами резьбы являются:

d ; D – наружный диаметр болта и гайки;

d_2 ; D_2 – средний диаметр болта и гайки;

d_1 ; D_1 – внутренний диаметр болта и гайки;

P – шаг резьбы;

H – высота исходного треугольного профиля;

H_1 – рабочая высота профиля;

R – радиус закругления впадин болта

Наружный диаметр резьбы d , D – это диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого проходит касательно к вершинам наружной резьбы или впадинам внутренней резьбы. Этот диаметр принимается за номинальный диаметр резьбы.

Внутренний диаметр резьбы d_1 , D_1 – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного касательно к вершинам внутренней резьбы или впадинам наружной резьбы.

Средний диаметр резьбы d_2 , D_2 – диаметр воображаемого, соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль витков в точках, где ширина выступа равна ширине канавки.

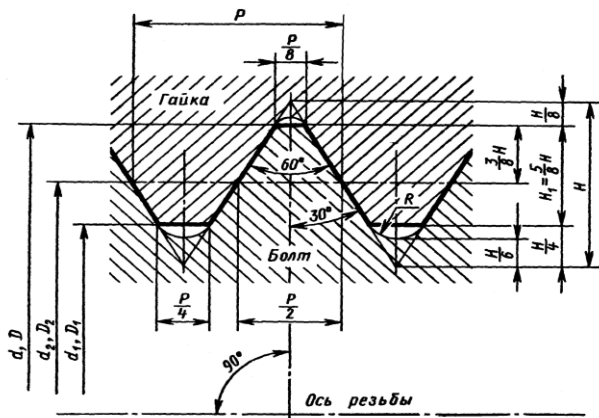


Рис. 4.1. Профиль метрической резьбы по ГОСТ 9150-2002

Шаг резьбы P – расстояние между соседними одноименными (правыми или левыми) боковыми сторонами профиля, измеренное в направлении, параллельном оси резьбы. Для многозаходных резьб введено понятие “ход резьбы” – величина относительного и осевого смещения винта (гайки) за один полный оборот. Ход резьбы равен:

$$P_n = P \cdot n, \quad (4.1)$$

где P – шаг резьбы, n – число заходов, P_n – ход резьбы.

Следовательно, для однозаходной резьбы болт (гайка) за один оборот перемещается в осевом направлении на величину, равную шагу резьбы.

Угол профиля α – угол между боковыми сторонами профиля в осевой плоскости. Поскольку в метрической резьбе важна симметрия угла профиля, поэтому измеряют угол наклона боковой стороны профиля, т.е. половину угла профиля $\alpha/2$ – угол между стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины профиля на ось резьбы;

Высота исходного профиля H – высота остроугольного профиля, полученного продолжением боковых сторон профиля до их пересечения;

Рабочая высота профиля H_1 – высота соприкосновения сторон профиля наружной и внутренней резьб в направлении, перпендикулярном оси резьбы.

Важнейшими параметрами резьбы, обеспечивающими свинчиваемость резьбовой пары, являются средний диаметр, шаг и половина угла профиля.

Метрическая резьба общего назначения с номинальными диаметрами от 0,25 до 600 мм делится на резьбу с

крупными и с мелкими шагами. Установлено три ряда диаметров метрической резьбы и каждому диаметру присвоены крупный и мелкие шаги. При выборе резьб первый ряд второму, второй – третьему. У резьб с крупным шагом каждому номинальному диаметру соответствует один определенный шаг, поэтому в условном обозначении его значение не указывается. У резьб с мелким шагом одному и тому же номинальному диаметру соответствует несколько шагов, которые по величине меньше крупного.

Резьбы с крупным шагом обозначаются только своим номинальным диаметром наружным (d) для болтов и наружным (D) для гаек. Например, М8, М10. Крупный шаг этих резьб 1,25 мм для М8 и 1,5 мм для М10) нигде не записывается.

Резьбы с мелким шагом обозначаются номинальным размером и шагом, выбранным из ряда мелких, исходя из эксплуатационного назначения соединения. Например: М10х1, М10х1,25, М8х1. Резьбы с мелким шагом применяются при соединении тонкостенных деталей, при ограниченной длине свинчивания, а также в тех случаях, когда требуется повышенная прочность соединения.

Следовательно, если в обозначении шаг резьбы не указан, то полагают, что резьба с крупным шагом. Его значение можно определить по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Значения основного (крупного) шага, мм, для резьбы метрической

Наружный диаметр, мм, для ряда		Шаг, мм	Наружный диаметр, мм, для ряда			Шаг, мм	Наружный диаметр, мм, для ряда		Шаг, мм
1	2		1	2	3		1	2	
0,25	–	0,075	1,6	1,8	–	0,35	12	–	1,75
0,3	–	0,08	2	–	–	0,4	16	14	2
–	0,35	0,09	2,5	2,2	–	0,45	20	18; 22	2,5
0,4	0,45	0,1	3	–	–	0,5	24	27	3
0,5	0,55	0,125	–	3,5	–	(0,6)	30	33	3,5
0,6	–	0,15	4	–	–	0,7	36	39	4
–	0,7	0,175	–	4,5	–	(0,75)	42	45	4,5
0,8	–	0,2	5	–	–	0,8	48	52	5
–	0,9	0,225	6	–	7	1	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	–	(9)*	1,25	64	68	6
–	1,4	0,3	10	–	(11)	1,5	–	–	–

*Значения, указанные в скобках, желательно не применять.

Диаметры средний и внутренний в зависимости от шага рассчитываются согласно формулам, приведенным в таблице 4.2.

Таблица 4.2
Расчет номинальных размеров среднего и внутреннего диаметров метрической резьбы

Шаг резьбы P, мм	Диаметры резьбы болта и гайки, мм	
	средний (d_2 ; D_2)	внутренний (d_1 ; D_1)
0.20	$d-1+0.870$	$d-1+0.783$
0.25	$d-1+0.838$	$d-1+0.730$
0.30	$d-1+0.805$	$d-1+0.675$
0.35	$d-1+0.773$	$d-1+0.621$
0.40	$d-1+0.740$	$d-1+0.567$
0.45	$d-1+0.708$	$d-1+0.513$
0.50	$d-1+0.675$	$d-1+0.459$
0.60	$d-1+0.610$	$d-1+0.350$
0.70	$d-1+0.546$	$d-1+0.242$
0.75	$d-1+0.513$	$d-1+0.188$
0.80	$d-1+0.480$	$d-1+0.134$
1.00	$d-1+0.350$	$d-2+0.918$
1.25	$d-1+0.188$	$d-2+0.647$
1.50	$d-1+0.026$	$d-2+0.376$
1.75	$d-2+0.863$	$d-2+0.106$
2.00	$d-2+0.701$	$d-3+0.835$
2.50	$d-2+0.376$	$d-3+0.284$
3.00	$d-2+0.051$	$d-4+0.752$
3.50	$d-3+0.727$	$d-4+0.211$
4.00	$d-3+0.402$	$d-5+0.670$
4.50	$d-3+0.077$	$d-5+0.129$
5.00	$d-4+0.752$	$d-6+0.587$
5.50	$d-4+0.428$	$d-6+0.046$
6.00	$d-4+0.103$	$d-7+0.505$

В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы (точный, средний, грубый). Точный класс метрической резьбы назначается для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, а также, когда допускаются лишь малые колебания характера посадки. Средний класс – для резьбы общего применения. Грубый класс – при нарезании резьбы на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях.

Нормируются поля допусков средний диаметр болта и гайки (d_2 , D_2), наружный диаметр болта (d) и внутренний диаметр гайки (D_1). Следовательно, посадка резьбового соединения выполняется по среднему диаметру, а не регламентированными по точности остаются наружный диаметр гайки D и внутренний диаметр болта d_1 .

Поле допуска диаметра резьбы образуется сочетанием допуска и основного отклонения. В обозначении поля допуска метрической резьбы на первом месте указывается цифрой степень точности, на втором – буквой – основное отклонение, например 6g, 4h, 8H, что отличает поля допусков резьбы от полей допусков гладких соединений. Для метрической резьбы применяются степени точности со 2 по 10 в порядке уменьшения точности. Положение полей допусков резьбы относительно элементов номинального профиля определяется основными отклонениями, и обозначается буквами латинского алфавита. Выбранная величина основного отклонения соблюдается единой по всему профилю, т.е. распространяется и на ненормируемые диаметры d_1 или D .

Для крепежной резьбы применяются посадки с зазором. В табл. 4.3 приведены поля допусков резьбовых деталей для образования посадок с зазором.

Таблица 4.3

Поля допусков метрической резьбы с зазорами

Наружная резьба (болт)			
Классы точности	Длина свинчивания		
	Короткая	Нормальная	Длинная
	Поля допусков		
Точный	(3h4h)	4h, 4g	(5h4h)
Средний	5h6h, 5g6g	6h, 6g 6f, 6e, 6d	(7h6h), 7g6g, (7e6e)
Грубый		(8h), 8g	(9g8g)
Внутренняя резьба (гайка)			
Классы точности	Длина свинчивания		
	Короткая	Короткая	Короткая
	Поля допусков		
Точный	4H	4H5H, 5H	6H
Средний	5H, (5G)	6H *, 6G	7H, (7G)**
Грубый	–	7H, 7G	8H, (8G)

*Поля допусков, заключенные в рамки, рекомендуются для предпочтительного применения.

**Поля допусков, указанные в скобках, применять не рекомендуется.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра d_2 , D_2 , помещенного на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов, т.е. наружного диаметра болта d или внутреннего диаметра гайки D_1 , например: 7g6g, где 7g – поле допуска диаметра d_2 , 6g – поле допуска диаметра d , 5H6H, где 5H – поле допуска диаметра D_2 , 6H – поле допуска диаметра D_1 .

Если обозначение поля допуска диаметра выступов d или D_1 совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то оно в обозначении не повторяется, а указывается только одно значение поля допуска, например: 6H, 6g.

В условном обозначении резьбы обозначение поля допуска должно следовать за обозначением размера резьбы. Например, обозначение резьбы с крупным шагом болта M12 – 6g, гайки M12 – 6H, с мелким шагом M12×1–6g, M12×1 – 6H.

Посадка в резьбовом соединении обозначается дробью, в числителе которой указывается поле допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе – поле допуска наружной

резьбы (болта), например, $M10 - \frac{6H}{6g}$, $M12 \times 1 - \frac{6H}{6g}$. В посад-

ках допускается любое сочетание полей допусков наружной и внутренней резьбы, установленных стандартом. Предпочтительно сочетать поля допусков одного класса точности.

По установленным полям допусков определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы по табл.4.4 и 4.5.

Свинчиваемость болта и гайки будет обеспечена только тогда, когда разность их средних диаметров будет не меньше суммы диаметральных компенсаций отклонений шага и половины угла профиля обеих деталей. Для удобства контроля резьб и расчета допусков введено понятие приведенный средний диаметр "резьбы". Значение действительного среднего диаметра резьбы, увеличенного для наружной (болта) или уменьшенного для внутренней (гайки) резьб на суммарную диаметральную компенсацию шага и половины угла профиля $f_{\rho\alpha}$ называется приведенным средним диаметром:

$$d_{2np} = d_{2изм} + f_{\rho\alpha}; \quad D_{2np} = D_2 - f_{\rho\alpha}. \quad (4.2)$$

f_p и f_{α} называются диаметральными компенсациями по шагу резьбы (f_p) и половине угла профиля (f_{α}). Для метрической резьбы f_p и f_{α} определяются по формулам:

$$f_p = \delta_{pn} \cdot \operatorname{ctg} \alpha/2 = 1,732 \delta_{pn}, \text{ так как } \alpha = 60^\circ \quad (4.3)$$

$$f_{\alpha} = 0,36 P_{\delta\alpha/2},$$

где f_{α} – в мкм, P – в мм, $\delta_{\alpha/2}$ – в угловых минутах.

Следовательно, для обеспечения свинчиваемости болта и гайки, имеющих погрешности в шаге и половине угла профиля, надо создать суммарную положительную разность по среднему диаметру, определяемую выражением: $f_{p\alpha} = f_p + f_{\alpha} = 1,732 \delta_{pn} + 0,36 P \delta_{\alpha/2}$.

Таким образом, приведенный средний диаметр резьбы равен собственному среднему диаметру (действительному, измеренному), которому придана поправка на погрешность шага и половины угла профиля.

Таблица 4.4

Предельные отклонения внутренней метрической резьбы
среднего класса точности для посадок с зазором
(нормальная длина свинчивания)

D, мм	P, мм	Поля допусков				
		6H		6G		
		Отклонения, мкм				
		ES		EI	ES	
		D ₂	D ₁	D, D ₂ , D ₁	D ₂	D ₁
Св.1 до 1,4	0,2	+63	+60	+17	+80	+77
	0,25	+71	+71	+18	+89	+89
	0,3	+75	+85	+18	+93	+103
Св.1,4 до 2,8	0,2	+67	+60	+17	+84	+77
	0,25	+75	+71	+18	+93	+89
	0,35	+85	+100	+19	+104	+119
	0,4	+90	+112	+19	+109	+131
	0,45	+95	+125	+20	+115	+145
Св.2,8 до5,6	0,25	+75	+71	+18	+93	+89
	0,35	+90	+100	+19	+109	+119
	0,5	+100	+140	+20	+120	+160
	0,6	+112	+160	+21	+133	+181
	0,7	+118	+180	+22	+140	+202
	0,75	+118	+190	+22	+140	+212
	0,8	+125	+200	+24	+149	+224
Св.5,6 до11,2	0,25	+85	+71	+18	+103	+89
	0,35	+95	+100	+19	+114	+119
	0,5	+112	+140	+20	+132	+160
	0,75	+132	+190	+22	+154	+212
	1	+150	+236	+26	+176	+262
	1,25	+160	+265	+28	+188	+293
	1,5	+180	+300	+32	+212	+332

Окончание табл. 4.4

Св. 11,2 до 22,4	0,35	+100	+100	+19	+119	+119
	0,5	+118	+140	+20	+138	+160
	0,75	+140	+190	+22	+162	+212
	1	+160	+236	+26	+186	+262
	1,25	+180	+265	+28	+208	+293
	1,5	+190	+300	+32	+222	+332
	1,75	+200	+335	+34	+234	+369
	2	+212	+375	+38	+250	+413
	2,5	+224	+450	+42	+266	+492
Св. 22,4 до 45	0,5	+125	+140	+20	+145	+160
	0,75	+150	+190	+22	+172	+212
	1	+170	+236	+26	+196	+262
	1,5	+200	+300	+32	+232	+332
	2	+224	+375	+38	+262	+413
	3	+265	+500	+48	+313	+548
	3,5	+280	+560	+53	+333	+613
	4	+300	+600	+60	+360	+660
	4,5	+316	+670	+63	+378	+733
Св.45 до 90	0,5	+132	+140	+20	+152	+160
	0,75	+160	+190	+22	+182	+212
	1	+190	+236	+26	+216	+262
	1,5	+212	+300	+32	+244	+332
	2	+236	+375	+38	+274	+413
	3	+280	+500	+48	+328	+548
	4	+315	+600	+60	+375	+660
	5	+335	+710	+71	+406	+781
	5,5	+355	+750	+75	+430	+825
	6	+375	+800	+80	+455	+880
Св.90 до 180	0,75	+170	+190	+22	+192	+212
	1	+200	+236	+26	+226	+262
	1,5	+224	+300	+32	+256	+332
	2	+250	+375	+38	+288	+413
	3	+300	+500	+48	+348	+548
	4	+335	+600	+60	+395	+660
	6	+400	+800	+80	+480	+880

Таблица 4.5

Предельные отклонения наружной метрической резьбы среднего класса точности для посадок с зазором (нормальная длина свинчивания)

d, мм	P, мм	Поля допусков															
		6h		6g				6f				6e			6d		
		Отклонения, мкм															
		ei		es		ei		es		ei		es		ei		es	
		d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂
Св.1 до 1,4	0,2	-48	-56	-17	-65	-73	-32	-80	-88	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,25	-53	-67	-18	-71	-85	-33	-86	-100	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,3	-56	-75	-18	-74	-93	-33	-89	-108	—	—	—	—	—	—	—	—
Св.1,4 до 2,8	0,2	-50	-56	-17	-67	-73	-32	-82	-88	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,25	-56	-67	-18	-74	-85	-33	-89	-100	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,35	-63	-85	-19	-82	-104	-34	-97	-119	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,4	-67	-95	-19	-86	-114	-34	-101	-129	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,45	-71	-100	-20	-91	-120	-35	-106	-135	—	—	—	—	—	—	—	—
Св.2,8 до 5,6	0,25	-56	-67	-18	-74	-85	-33	-89	-100	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,35	-67	-85	-19	-86	-104	-34	-101	-119	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	-75	-106	-20	-95	-126	-36	-111	-142	-50	-125	-156	—	—	—	—	—
	0,6	-85	-125	-21	-106	-146	-36	-121	-161	-53	-138	-178	—	—	—	—	—
	0,7	-90	-140	-22	-112	-162	-38	-128	-178	-56	-146	-196	—	—	—	—	—
	0,75	-90	-140	-22	-112	-162	-38	-128	-178	-56	-146	-196	—	—	—	—	—
	0,8	-95	-150	-24	-119	-174	-38	-133	-188	-60	-155	-210	—	—	—	—	—
Св.5,6 до 11,2	0,25	-63	-67	-18	-81	-85	-33	-96	-100	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,35	-71	-85	-19	-90	-104	-34	-105	-119	—	—	—	—	—	—	—	—
	0,5	-85	-106	-20	-105	-126	-36	-121	-142	-50	-135	-156	—	—	—	—	—
	0,75	-100	-140	-22	-122	-162	-38	-138	-178	-56	-156	-196	—	—	—	—	—
	1	-112	-180	-26	-138	-206	-40	-152	-220	-60	-172	-240	-90	-202	-270	-307	-370
	1,25	-118	-212	-28	-146	-240	-42	-160	-254	-63	-181	-275	-95	-213	-307	-370	-440
	1,5	-132	-236	-32	-164	-268	-45	-177	-281	-67	-199	-303	-95	-227	-331	-440	-510

Продолжение табл. 4.5

d, мм	P, мм	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d
Св. 11,2 до 22,4	0,35	-75	-85	-19	-94	-104	-34	-109	-119	—	—	—	—	—	—
	0,5	-90	-106	-20	-110	-126	-36	-126	-142	-50	-140	-156	—	—	—
	0,75	-106	-140	-22	-128	-162	-38	-144	-178	-56	-162	-196	—	—	—
	1	-118	-180	-26	-144	-206	-40	-158	-220	-60	-178	-240	-90	-208	-270
	1,25	-132	-212	-28	-160	-240	-42	-174	-254	-63	-195	-275	-95	-227	-307
	1,5	-140	-236	-32	-172	-268	-45	-185	-281	-67	-207	-303	-95	-235	-331
	1,75	-150	-265	-34	-184	-299	-48	-198	-313	-71	-221	-336	-100	-250	-365
	2	-160	-280	-38	-198	-318	-52	-212	-332	-71	-231	-351	-100	-260	-380
	2,5	-170	-335	-42	-212	-377	-58	-228	-393	-80	-250	-415	-106	-276	-441
Св. 22,4 до 45	0,5	-95	-106	-20	-115	-126	-36	-131	-142	-50	-145	-156	—	—	—
	0,75	-112	-140	-22	-134	-162	-38	-150	-178	-56	-168	-196	—	—	—
	1	-125	-180	-26	-151	-206	-40	-165	-220	-60	-185	-240	-90	-215	-270
	1,5	-150	-236	-32	-182	-268	-45	-195	-281	-67	-217	-303	-95	-245	-331
	2	-170	-280	-38	-208	-318	-52	-222	-332	-71	-241	-351	-100	-270	-380
	3	-200	-375	-48	-248	-423	-63	-263	-438	-85	-285	-460	-112	-312	-487
	3,5	-212	-425	-53	-265	-478	—	—	—	-90	-302	-515	-118	-330	-543
	4	-224	-475	-60	-284	-535	—	—	—	-95	-319	-570	-125	-349	-600
	4,5	-236	-500	-63	-299	-563	—	—	—	-100	-336	-600	-132	-368	-632

Окончание табл. 4.5

d, мм	P, мм	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d	d,d ₂ ,d ₁	d ₂	d
Св.45 до 90	0,5	-100	-106	-20	-120	-126	-36	-136	-142	-50	-150	-156	—	—	—
	0,75	-118	-140	-22	-140	-162	-38	-156	-178	-56	-174	-196	—	—	—
	1	-140	-180	-26	-166	-206	-40	-180	-220	-60	-200	-240	-90	-230	-270
	1,5	-160	-236	-32	-192	-268	-45	-205	-281	-67	-227	-303	-95	-255	-331
	2	-180	-280	-38	-218	-318	-52	-232	-332	-71	-251	-351	-100	-280	-380
	3	-212	-375	-48	-260	-423	-63	-275	-438	-85	-297	-460	-112	-324	-487
	4	-236	-475	-60	-296	-535	—	—	—	-95	-331	-570	-125	-361	-600
	5	-250	-530	-71	-321	-601	—	—	—	-106	-356	-636	-132	-382	-662
	5,5	-265	-560	-75	-340	-635	—	—	—	-112	-377	-672	-140	-405	-700
	6	-280	-600	-80	-360	-680	—	—	—	-118	-398	-718	-150	-430	-750
Св.90 до 180	0,75	-125	-140	-22	-147	-162	-38	-163	-178	-56	-181	-196	—	—	—
	1	-150	-180	-26	-176	-206	-40	-190	-220	-60	-210	-240	-90	-240	-270
	1,5	-170	-236	-32	-202	-268	-45	-215	-281	-67	-237	-303	-95	-265	-331
	2	-190	-280	-38	-228	-318	-52	-242	-332	-71	-261	-351	-100	-290	-380
	3	-224	-375	-48	-272	-423	-63	-287	-438	-85	-309	-460	-112	-336	-487
	4	-250	-475	-60	-310	-535	—	—	—	-95	-345	-570	-125	-375	-600
	6	-300	-600	-80	-380	-680	—	—	—	-118	-418	-718	-150	-450	-750

При построении схем расположения полей допусков наружной и внутренней резьбы все отклонения и допуски отсчитывают от номинального профиля в направлении перпендикулярном оси резьбы. На схемах принято указывать их половинные величины из расчета на радиус, полагая вторые половины расположенными на диаметрально противоположных профилях изделия. Примеры построения схем полей допусков показаны на рис. 4.2 и 4.3.

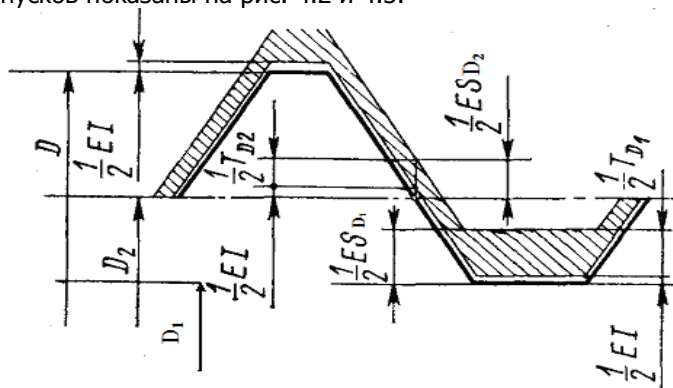


Рис. 4.2. Схема полей допусков внутренней резьбы (гайки)

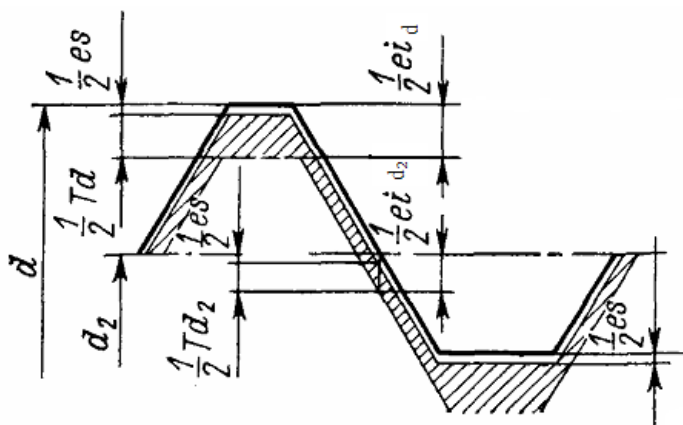


Рис. 4.3. Схема полей допусков наружной резьбы (болта)

Предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы рассчитываются по формулам (4.3 – 4.16).

Для гайки:

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D1}; \quad (4.4)$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI; \quad (4.5)$$

$$TD_1 = ES_{D1} - EI; \quad (4.6)$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D2}; \quad (4.7)$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI; \quad (4.8)$$

$$TD_2 = ES_{D2} - EI; \quad (4.9)$$

$$D_{\min} = D + EI; \quad (4.10)$$

D_{\max} , TD – не нормируются.

Для болта:

$$d_{1\max} = d_1 + es; \quad (4.11)$$

$d_{1\min}$, Td_1 – не нормируются

$$d_{2\max} = d_2 + es; \quad (4.12)$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d2}; \quad (4.13)$$

$$Td_2 = es - ei_{d2}; \quad (4.14)$$

$$d_{\max} = d + es; \quad (4.15)$$

$$d_{\min} = d + ei_d; \quad (4.16)$$

$$Td = es - ei_d. \quad (4.17)$$

4.2. Вопросы для самопроверки

4.2.1. Как образуется профиль метрической резьбы?

4.2.2. Перечислите основные параметры профиля метрической резьбы.

4.2.3. Какой из диаметров резьбы указывается в условном обозначении?

4.2.4. Что такое шаг резьбы?

4.2.5. В каких случаях в обозначении резьбы не указывают величину шага?

4.2.6. Какие классы точности установлены для метрической резьбы? Каково их применение?

4.2.7. Что определяет степень точности резьбы? Приведите ряд их значений.

4.2.8. Как образуется поле допуска резьбы?

4.2.9. Как нормируются диаметры резьбы?

4.2.10. Каковы области применения и особенности посадок резьбовых соединений: а) с зазором; б) с натягом; в) переходных?

4.3. Примеры решения задач

Для резьбового соединения – сопряжения винта с корпусом, предназначенного для крепления крышки к корпусу, в виде условного обозначения МЗ выбрать посадку и рассчитать предельные размеры и допуски диаметров резьбы.

Решение.

Определяется шаг резьбы. Полагают, что резьба с крупным (основным) шагом. Определяют величину крупного шага $P=0,5$ мм. В зависимости от шага резьбы рассчитывают средний и внутренний диаметры метрической резьбы:

$$\text{– средний диаметр } d_2=D_2=d - 1 + 0,675 = 3 - 1 + 0,675 = 2,675 \text{ (мм)}$$

$$\text{– внутренний диаметр } d_1=D_1=d - 1 + 0,459 = 3 - 1 + 0,459 = 2,459 \text{ (мм)}$$

В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы. Так как винт предназначен для фиксации крышки к корпусу, то его функция – крепежная – и назначается средний класс точности. Выбираются поля допусков наружной и внутренней резьбы для нормальной длины свинчивания: на гайку назначается поле допуска – 6Н, на болт – 6g. Условное обозначение резьбы $M3 \times 0,5 - \frac{6H}{6g}$.

Определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы.

Для гайки $M3 \times 0,5 - 6H$:

- на наружный диаметр $EI=0$, ES_D – не нормируется;
- на внутренний диаметр $EI=0$, $ES_{D1} = +140$ мкм;
- на средний диаметр $EI=0$, $ES_{D2} = +100$ мкм.

Для болта $M3 \times 0,5 - 6g$:

- на наружный диаметр $es = -20$ мкм, $ei_d = -126$ мкм;
- на внутренний диаметр $es = -20$ мкм, ei_{d1} – не нормируется;
- на средний диаметр $es = -20$ мкм, $ei_{d2} = -95$ мкм.

Рассчитываются предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы.

Для гайки:

$$D_{1\max} = D_1 + ES_{D1} = 2,459 + 0,140 = 2,599 \text{ (мм)}$$

$$D_{1\min} = D_1 + EI = 2,459 + 0 = 2,459 \text{ (мм)}$$

$$TD_1 = ES_{D1} - EI = 0,140 - 0 = 0,140 \text{ (мм)}$$

$$D_{2\max} = D_2 + ES_{D2} = 2,459 + 0,100 = 2,559 \text{ (мм)}$$

$$D_{2\min} = D_2 + EI = 2,459 + 0 = 2,459 \text{ (мм)}$$

$$TD_2 = ES_{D2} - EI = 0,100 - 0 = 0,100 \text{ (мм)}$$

$$D_{\min} = D + EI = 3 + 0 = 3 \text{ (мм)}$$

D_{\max} , TD – не нормируются.

Для болта:

$$d_{1\max} = d_1 + es = 2,459 + (-0,020) = 2,439 \text{ (мм)}$$

$d_{1\min}$, Td_1 – не нормируются

$$d_{2\max} = d_2 + es = 2,459 + (-0,020) = 2,439 \text{ (мм)}$$

$$d_{2\min} = d_2 + ei_{d2} = 2,459 + (-0,095) = 2,364 \text{ (мм)}$$

$$Td_2 = es - ei_{d2} = -0,020 - (-0,095) = 0,075 \text{ (мм)}$$

$$d_{\max} = d + es = 3 + (-0,02) = 2,98 \text{ (мм)}$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 3 + (-0,126) = 2,874 \text{ (мм)}$$

$$Td = es - ei_d = -0,020 - (-0,126) = 0,106 \text{ (мм)}$$

4.4. Задачи для самостоятельного решения

Задача 4.4.1. Расшифруйте обозначения размеров и допусков резьбовых соединений, приведенные в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Условные обозначения резьбы

Вариант	Резьбовое соединение	Вариант	Резьбовое соединение
1	<i>M4-6G/6d</i>	9	<i>M33×1,5-6G/6e</i>
2	<i>M6LH-7G/7g6g</i>	10	<i>M48×3-4H5H/5g-50</i>
3	<i>M8×2,5-7H/8h</i>	11	<i>M52LH-5H/5g6g</i>
4	<i>M12×1,5-6H/6g5g</i>	12	<i>M60×3-7H/8g-10</i>
5	<i>M14×1,25LH-6H/6g</i>	13	<i>M42×3LH-2H5C(2)/3p(2)</i>
6	<i>M5-2H5D(2)/3p(2)</i>	14	<i>M39×3-2H4C(3)/3n(3)-40</i>
7	<i>M6-4H6H/4jk-10</i>	15	<i>M22LH-5H6H/4j-40</i>
8	<i>M18×2LH-4H6H/4j-27</i>	16	<i>M45×3-5H6H/4jh-50</i>

Задача 4.4.2. Расшифруйте обозначения размеров и допусков резьбовых соединений, приведенные в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Условные обозначения резьбы

Вариант	Резьбовое соединение	Вариант	Резьбовое соединение
1	<i>Tr10×2LH-6H/6e -50</i>	9	<i>Tr90×5-9H/9c-160</i>
2	<i>Tr28×8-6H/6g</i>	10	<i>Tr20×2-10H/9c</i>
3	<i>Tr32×6LH-7H/7e-80</i>	11	<i>Tr40×7LH-9H/9c</i>
4	<i>Tr40×6LH-6H/6e</i>	12	<i>Tr16×2(P2)-10H/9c-50</i>
5	<i>Tr20×4-6H/6g-50</i>	13	<i>Tr32×4(P10)-8H/7g-140</i>
6	<i>Tr44×7-7H/7e-90</i>	14	<i>Tr40×6(P6)LH-9H/9c</i>
7	<i>Tr60×8-8H/8e-150</i>	15	<i>Tr60×3(P12)-10H/9c-200</i>
8	<i>Tr80×10LH-8H/8c</i>	16	<i>Tr16×2(P2)LH-9H/9c-30</i>

Задача 4.4.3. Расшифруйте обозначение размеров и допусков резьбовых соединений.

S80×10-7AZ/7h S52×8-8AZ/8h-50 S16×2LH-9AZ/8h

Задача 4.4.4. Определите допуски, предельные отклонения, зазоры и натяги:

M4×0,5-6H5H/5g

M42-8H/7g6g

M24-5H/5g6g-15

M18-4H6H/4jk-30

M22×2-H6H/4jh

M30-3H6H/2m-50

M10×1,25-H5D/2r

M16-2H4D(3)/3n(3)

Задача 4.4.5. Определите длины свинчивания соединений.

M12-5H/5g6g

M48-4H5H/4g

M36×3LH-7H/7g6g

M22-3H6H/2m

M36×2LH-4H6H/4j

M14×1,25-2H5C(2)/3p(2)

Задача 4.4.6. Определите шаг резьбы:

M6-6d

M12×1,25LH-6G

M22-7g6g-20

M42-5H6H-10

M52×3-4j

Tr20×4(P2)-8H

Tr16×4(P2) -9H

Tr16×8(P2)LH-9c-30

Задача 4.4.7. Постройте схему полей допусков по профилю для следующих резьбовых соединений:

M12×1,25-6H/6g5g

M6-4H6H/4jk-10

M42×3LH-2H5C(2)/3p(2)

Задача 4.4.8. Определите приведенный средний диаметр резьбы (для данных табл. 4.8), годность болта (гайки).

Таблица 4.8

Параметры резьбового соединения

№	Обозначение резьбового соединения	Измеренные диаметры резьбы, мм						ΔР, мкм	$\Delta \frac{a}{2}$, мин
		d	d_2	d_1	D	D_2	D_1		
1	<i>M8×1-2H5D/2r</i>	7,869	7,423	6,917	8,006	7,368	7,059	10	5
2	<i>M10×1,25-4H5H/4h</i>	9,130	9,969	8,762	10,135	9,201	8,756	12	10
3	<i>M27×2-6G/6f</i>	26,702	25,596	24,673	27,102	25,856	24,853	14	15
4	<i>M27-2H4C(3)/3n(3)</i>	26,856	25,206	23,812	27,015	25,105	24,056	14	15
5	<i>M33×1,5-8H/9g8g</i>	32,725	31,843	31,286	33,089	32,256	31,496	16	20
6	<i>M33×2-5H6H/4jh</i>	32,836	31,705	30,840	33,016	31,823	30,812	16	20
7	<i>M45×5H6H/4jh</i>	44,936	41,956	40,203	45,089	42,286	40,529	20	25
8	<i>M64-7G/7e6e</i>	63,426	59,742	57,387	64,164	60,500	58,171	22	30
9	<i>M72×3-6G/6h</i>	71,796	69,956	68,632	72,095	70,137	68,896	24	35
10	<i>M85×4-8H/8h</i>	84,429	82,153	80,597	85,254	82,902	81,268	26	40
11	<i>M90×6-6H/5h4h</i>	89,821	85,995	83,453	89,699	86,103	83,923	28	45
12	<i>M280×3-4H/5g6g</i>	279,746	277,983	276,699	280,011	278,051	276,912	30	50

Задача 4.4.9. Составьте условные обозначения резьбы болта и гайки по данным указанным в табл. 4.9, укажите тип резьбы и номер стандарта.

Таблица 4.9

Параметры резьбы

№	Номинальный Диаметр, мм	Шаг резьбы, мм	Число заходов	Поля допусков		Направление резьбы	Длина свинчивания, мм
				D_1, D_2	d, d_2		
1	3	0,5	1	2H4D(3)	3n(3)	Правая	4
2	4	0,7	1	4H	5g6g	Правая	10
3	4	0,5	1	2H5D(2)	3p(2)	Левая	3
4	5	0,5	1	2H5D	2r	Левая	5,5
5	6	1	1	5H6H	2m	Правая	6
6	8	1,25	1	3H6H	4j	Левая	10
7	8	1	1	6G	6f	Правая	7
8	10	1,25	2	7H	6d	Левая	15
9	10	1	1	5H6H	4jk	Левая	10
10	12	2	2	9H	9c	Правая	30
11	12	3	3	8H	8e	Правая	15
12	14	2	1	5G	5h6h	Правая	15
13	16	2	1	7p	7g6g	Левая	20
14	16	1,5	2	2H4C(2)	3n(2)	Левая	16
15	32	6	1	8H	8e	Правая	85
16	36	4	3	6H	6q	Левая	50
17	36	2	2	8H	7h6h	Левая	30
18	42	4,5	3	7H	6e	Левая	60
19	42	3	1	6H	6f	Левая	25
20	56	5,5	1	5H	5g6g	Правая	80
21	56	4	2	7H	7g6g	Правая	46
22	56	3	3	6H	5h4h	Правая	50

Задача 4.4.10. Рассчитайте предельные диаметры и допуски резьбы в соединениях с зазором:

- | | | |
|-----------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| а) $M3 - \frac{6H}{6g}$ | е) $M20 - \frac{8H}{9g8g}$ | л) $M30 - \frac{6H}{6f}$ |
| б) $M10 - \frac{6G}{6d}$ | ж) $M4,5 - \frac{6H}{7h6h}$ | м) $M48 - \frac{6H}{6e}$ |
| в) $M56 - \frac{6H}{7g6g}$ | з) $M12 - \frac{7H}{8g}$ | н) $M24 - \frac{6H}{6h}$ |
| г) $M6 - \frac{7H5}{5h4h}$ | и) $M16 - \frac{5H}{5h6h}$ | о) $M8 - \frac{6H}{7e6e}$ |
| д) $M0,8 - \frac{5G}{5g6g}$ | к) $M64 - \frac{7G}{8h}$ | п) $M42 - \frac{8H}{9g8g}$ |

Задача 4.4.11. Определите, к какому классу точности относится резьба, обозначенная в задаче 4.3.10.

Задача 4.4.12. Определите номинальные значения всех диаметров резьбы по обозначениям:

- | | | |
|----------------------|----------------------|---------------------|
| а) $M1,4 \times 0,7$ | е) $M24 \times 2$ | л) $M30 \times 3,5$ |
| б) $M10$ | ж) $M4$ | м) $M0,5$ |
| в) $M64 \times 5$ | з) $M10 \times 0,35$ | н) $M27$ |
| г) $M16 \times 1,25$ | и) $M1,6$ | о) $M8 \times 0,75$ |
| д) $M8 \times 1,5$ | к) $M48 \times 1$ | п) $M45 \times 4$ |

Задача 4.4.13. Установите предельные отклонения диаметров резьбы:

- | | | |
|---------------------------------------|--------------------------------------|------------------------------------|
| а) $M4 - \frac{6H}{6g}$ | е) $M2 \times 0,2 - \frac{4H}{3h4h}$ | л) $M3 - \frac{5H}{4hg}$ |
| б) $M12 \times 1 - \frac{6H}{7g6g}$ | ж) $M24 - \frac{6G}{6f}$ | м) $M14 - \frac{6H}{7h6h}$ |
| в) $M6 \times 0,75 - \frac{6G}{6e}$ | з) $M10 \times 1,25 - \frac{6H}{6g}$ | н) $M7 - \frac{7H}{8h}$ |
| г) $M0,6 - \frac{5H}{4g}$ | и) $M1,6 - \frac{4H5H}{4g}$ | о) $M0,8 - \frac{6H}{6h}$ |
| д) $M48 \times 1,5 - \frac{7H}{7e6e}$ | к) $M8 \times 0,5 - \frac{7G}{8h}$ | п) $M5 \times 0,6 - \frac{6G}{6g}$ |

Задача 4.4.14. Вычислите зазоры в резьбовых соединениях, приведенных в задаче 4.3.13.

Задача 4.4.15. Определите соответствие действительного значения среднего диаметра резьбы полю допуска, если получены результаты измерений, приведенные в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Измеренные значения среднего диаметра резьбы

Обозначение резьбы	Действи- тельный размер среднего диамет- ра, мм	Обозначение резьбы	Действи- тельный размер среднего диамет- ра, мм	Обозна- чение резьбы	Действи- тельный размер среднего диамет- ра, мм
M8×1,5–6H	7,03	M39–7H	36,78	M1,2–4g	0,98
M5×0,5–6f	4,62	M52×1,5–6G	51,3	M16×1–5H	15,045
M14×1,25–7G	13,4	M60×5,5–6d	56,15	M10×1,5–6f	8,98
M6×1–5g6g	5,23	M20×1–8h	19,02	M3×0,5–5H	2,68
M24–5h4h	21,9	M22–5H	20,73	M45×4,5–6G	42,8
M1,4–4H	1,255	M2,2×0,35–7H	2,06	M20–7g6g	18,125
M10×1–8g	9,15	M3,5–6e	2,97	M1,6×0,2–4g	1,425
M33×3–4H5H	31,05	M36×2–7h6h	34,43	M24×1,5–6H	23,04

Глава 5. ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

5.1. Общие положения

Подшипники качения предназначены для обеспечения точного и равномерного перемещения подвижных частей машин и механизмов. При этом подшипники качения должны обладать высокой долговечностью. Эти показатели зависят от точности изготовления и характера соединений подшипника с сопрягаемыми деталями конструкции. Шариковые и роликовые подшипники качения поступают на сборку как готовые изделия, изготовленные на подшипниковых заводах.

Подшипники качения (рис. 5.1) состоят из двух соосных колец (наружного K_H и внутреннего K_B), между которыми расположены тела качения T (шарики и ролики), заключенные в сепараторе C . Основные геометрические размеры, обеспечивающие внешнюю взаимозаменяемость подшипника, приведены на рис.5.1.

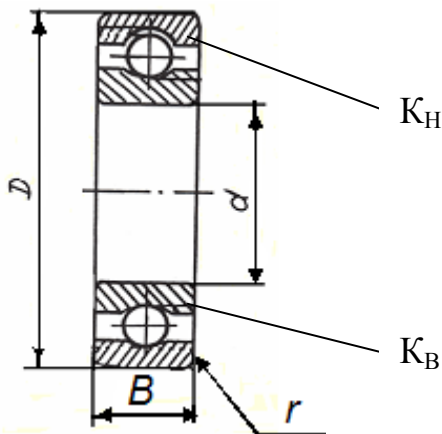


Рис. 5.1. Размеры подшипника качения:

D – наружный диаметр наружного кольца (номинальный размер посадки в отверстие в корпусе);

d – внутренний диаметр внутреннего кольца (номинальный размер посадки на вал);

B – ширина кольца подшипника;

r – ширина фасок или радиус скруглений;

$b = B - 2r$ – рабочая ширина кольца подшипника является длиной, на которой выполняется посадка кольца.

Точность подшипника регламентируется классом точности. Установлен ряд основных классов точности в порядке повышения точности: 0; 6; 5; 4; 2. Дополнительными являются классы точности 8 и 7 (грубее 0-го), а также класс Т (точнее 2-го). Подшипники нулевого класса точности применяются при средних нагрузках и скоростях и нормальной точности вращения; 6-го класса – при повышенных требованиях к точности вращения. При высоких скоростях вращения и высоких требованиях к точности применяются 5 и 4 классы точности. Для подшипников прецизионных механизмов используется 2-й класс точности. Класс точности Т является наиболее точным, но фактически резервным.

Класс точности указывается (номером) подшипника, например Р5–205. Допускается обозначать классы точности без буквы Р: 5–205, 6–36205. Нулевой класс, как самый распространенный, не обозначается, например, 205 (подшипник нулевого класса точности).

Поля допусков D и d колец подшипников качения расположены в “минус” (вниз) от линии номинальных размеров. Поле допуска TD на наружный диаметр D наружного кольца подшипника располагается аналогично полю допуска вала h и обозначается $J0...J2$ в зависимости от класса точности подшипника. Поле допуска Td на внутренний диаметр d внутреннего кольца подшипника располагается не в “плюс” от линии номинальных размеров (как у основного отверстия H), а в “минус” и обозначается $L0...L2$ в зависимости от класса точности подшипника. Это позволяет получить из основных отклонений вала для переходных посадок системы ЕСДП ряд посадок с натягом, которые обеспечивают нормальную работу подшипника и которые нельзя получить из основных отклонений от P до ZC . В результате наружный диаметр D и диаметр отверстия d подшипника, хотя и приняты соответственно за диаметр основного вала и основного отверстия, но в сочетании со стандартными полями допусков валов и отверстий в корпусах образуют специальные подшипниковые посадки с величинами зазоров и натягов, отличных от посадок ЕСДП.

При назначении посадок колец подшипников на вал и в отверстие корпуса следует учитывать следующие условия работы механизма, а также вращается или остается неподвижным каждое из колец подшипника. С вращающейся деталью кольцо должно соединяться с натягом, чтобы исключить проскальзывание вращающегося кольца с посадочной поверхностью. С неподвижной деталью – по посадке с небольшим зазором для компенсации температурных расширений вала или корпуса и регулировки положения подшипника.

В зависимости от характера нагрузки и вращающейся детали различают три вида нагружения колец подшипника: местное, циркуляционное и колебательное (табл. 5.1).

При местном нагружении радиальная результирующая нагрузка P_c (табл. 5.1), постоянная по направлению, передается через тела качения на определенный участок дорожки качения неподвижного кольца и соответствующий участок его посадочной поверхности.

При циркуляционном нагружении радиальная результирующая нагрузка передается через тела качения всей окружности дорожки качения и соответственно всей посадочной поверхности кольца. Такое нагружение создается постоянной по направлению нагрузкой P_c на вращающемся относительно нее кольце или вращающейся радиальной нагрузкой P_c на неподвижном кольце.

При колебательном нагружении кольцо воспринимает равнодействующую двух радиальных нагрузок (постоянной по величине P_c и вращающейся P_v (табл. 5.1), меньшей или большей по величине P_c) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку поверхности вала или корпуса. Равнодействующая совершает периодическое колебательное движение в пределах ограниченного участка. Варианты различных видов нагружения колец подшипника качения представлены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Виды нагружения колец подшипника качения

Нагрузки воспринимаемые подшипником	Какое кольцо вращается с нагрузкой P_v	Виды нагружения колец		Схемы нагружения колец
		внутреннего	наружного	
Постоянная по направлению и вращающаяся	Внутреннее	Ц	К	
Меньшая по величине $P_c > P_v$	Наружное	К	Ц	
Постоянная по направлению и вращающаяся	Внутреннее	М	Ц	
большая по величине $P_v > P_c$	Наружное	Ц	М	

Для обозначения подшипниковых посадок введены специальные словные обозначения. В качестве символа основного откло-

нения для посадочных размеров подшипников приняты буквы *L, l*. В сочетании с цифрой класса точности подшипника получают поля допусков присоединительных диаметров. Для *D* (наружный диаметр) это */0, /6.../2*, а для *d* (внутренний диаметр) – *L0, L6...L2*.

С классом точности подшипника связана точность сопрягаемых деталей. Допуски отверстий и валов по квалитетам для соединений с кольцами подшипников приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2.

Квалитеты сопрягаемых с кольцами подшипников деталей

Класс точности подшипника	Квалитет	
	отверстия	вала
0 и 6	IT7	IT6
5 и 4	IT6	IT5
2	IT5	IT4

Посадка кольца подшипника качения обозначается через дробь, в числителе которой записывается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала. Например, посадка подшипника класса 0 с *d* = 5 мм на вал номинального диаметра 5 мм с полем допуска *js6* ($\varnothing 5$ js6) имеет вид $\varnothing 5 \frac{L0}{js6}$. Посадка наружного кольца под-

шипника с *D* = 19 мм в корпус с номинальным диаметром отверстия гнезда 19 мм и с полем допуска *H7* ($\varnothing 19$ H7) имеет вид: $\varnothing 19 \frac{H7}{/0}$. На

рис. 5.2 дано обозначение посадок подшипникового узла в сборе.

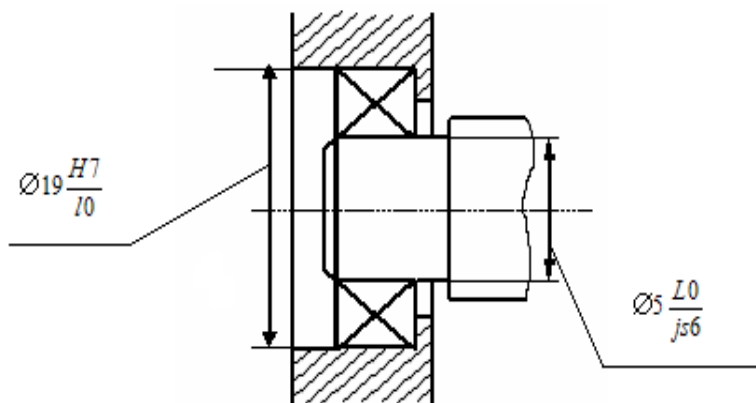


Рис. 5.2. Обозначение посадок подшипникового узла на чертеже

Рекомендуемые поля допусков посадочных мест валов и отверстий корпусов в зависимости от вида нагружения колец шариковых и роликовых цилиндрических радиальных подшипников приведены в табл. 5.3, 5.4, 5.5.

Таблица 5.3

Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов под подшипники качения с местно нагруженными кольцами

Номинальный диаметр, мм	Поля допусков		
	Валов (осей)	Отверстий в корпусе	
		неразъемном	разъемном
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%			
До 80	h5, h6, g5,	H6. H7	H6. H7, H8*
Св. 80 до 260	g6, f6*, js6		
Св. 260 до 500	f6, js6	G6. G7	
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300%			
До 80	h5, h6	Js6, Js7	Js6, Js7
Св. 80 до 260		H6. H7	
Св. 260 до 500			

*Поля допусков применять при частоте вращения не более 60% от предельно допустимой

Таблица 5.4

Поля допусков деталей, соединяемых с циркуляционно
нагруженными кольцами подшипников качения

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника d, мм	Допускаемые значения интенсивности радиальной нагрузки P_R , кН/м			
	Поля допусков валов			
	js6, js5	k6, k5	m6, m5	n6, n5
Св. 18 до 80	До 300	300–1400	1400–1600	1600–3000
Св. 80 до 180	До 600	600–2000	2000–2500	2500–4000
Св. 180 до 360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
Св. 360 до 630	До 900	900–3500	3500–5400	5400–8000
Диаметр D наружного кольца, мм	Поля допусков отверстий корпусов			
	K7, K6	M7, M6	N7, N6	P7
Св. 50 до 180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
Св. 180 до 360	До 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3300
Св. 360 до 630	До 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
Св. 630 до 1600	До 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500

Таблица 5.5.

Основные геометрические размеры шарикоподшипников
радиальных однорядных

Условное обозначение		Размеры, мм			
С одной защитной шайбой 60000	С двумя защитными шайбами 80000	d	D	B	r
		Особолегкая серия			
60018	80018	8	22	7	0,5
60104	80104	20	42	12	1
60106	80106	30	55	13	1,5
-	80108	40	65	15	1,5
60120	-	100	150	24	2,5
		Легкая серия 2			
60024	80024	4	13	5	0,3
60025	-	5	16	5	0,5
60026	-	6	19	6	0,5
60027	80027	7	22	7	0,5
60029	80029	9	26	8	1
60200	80200	10	30	9	1
60201	80201	12	32	10	1
60202	80202	15	35	11	1

Продолжение таблицы 5.5

60203	80203	17	40	12	1				
60204	80204	20	47	14	1,5				
60205	80205	25	52	15	1,5				
60206	80206	30	62	16	1,5				
60207	-	35	72	17	2,0				
60208	80208	40	80	18	2,0				
60209	80209	45	85	19	2,0				
60210	-	50	90	20	2,0				
-	80211	55	100	21	2,5				
60212	80212	60	110	22	2,5				
-	80213	65	120	23	2,5				
60214	-	70	125	24	2,5				
-	80215	75	130	25	2,5				
-	80218	90	160	30	3,0				
60220	-	100	180	34	3,5				
		Средняя серия 3							
60302	-	15	42	13	1,5				
60303	-	17	47	14	1,5				
60304	-	20	52	15	2,0				
60305	-	25	62	17	2,0				
60306	-	30	72	19	2,0				
60307	-	35	80	21	2,5				
60308	-	40	90	23	2,5				
60309	-	45	100	25	2,5				
60310	-	50	110	27	3,0				
60311	-	55	120	29	3,0				
60314	-	70	150	35	3,5				
Условное обозначение	Размеры, мм				Условное обозначение	Размеры, мм			
	d	D	B	r		d	D	B	r
Сверхлегкая серия диаметров 8, серия ширин 1					Сверхлегкая серия диаметров 9, серия ширин 1				
1000084	4	9	2,5	0,2	1000091	1	4	1,6	0,2
1000088	8	16	4	0,4	1000092	2	6	2,3	0,2
1000801	12	21	5	0,5	1000093	3	8	3	0,2
1000802	15	24	5	0,5	1000094	4	11	4	0,3
1000805	25	37	7	0,5	1000095	5	13	4	0,4
1000807	35	47	7	0,5	1000096	6	15	5	0,4
1000812	60	78	10	0,5	1000097	7	17	5	0,5
1000813	65	85	10	1	1000098	8	19	6	0,5
1000814	70	90	10	1	1000099	9	20	6	0,5
1000816	80	100	10	1	1000900	10	22	6	0,5
1000818	90	115	13	1,5	1000901	12	24	6	0,5
1000821	105	130	13	1,5	1000902	15	28	7	0,5

Продолжение таблицы 5.5

1000822	110	140	16	1,5	1000903	17	30	7	0,5
1000824	120	150	16	1,5	1000904	20	37	9	0,5
1000828	140	175	18	2	1000905	25	42	9	0,5
1000830	150	190	20	2	1000906	30	47	9	0,5
1000832	160	200	20	2	1000907	35	55	10	1,0
1000834	170	215	22	2	1000908	40	62	12	1,0
1000836	180	225	22	2	1000909	45	68	12	1,0
1000844	220	270	24	2,5	1000911	55	80	13	1,5
1000856	280	350	33	3	1000912	60	85	13	1,5
1000864	320	400	38	3,5	1000913	65	90	13	1,5
Особолегкая серия диаметров 1, серия ширин 7					1000915	70	105	16	1,5
7000101	12	28	7	0,5	1000916	75	110	16	1,5
7000102	15	32	8	0,5	1000917	80	120	18	2,0
7000103	17	35	8	0,5	1000918	85	125	18	2,0
7000105	25	47	8	0,5	1000919	90	130	18	2,0
7000106	30	55	9	0,5	1000920	100	140	20	2,0
7000107	35	62	9	0,5	1000921	105	145	20	2,0
7000108	40	68	9	0,5	1000922	110	150	20	2,0
7000109	45	75	10	1,0	1000924	120	165	22	2,0
7000110	50	80	10	1,0	1000926	130	180	24	2,5
7000111	55	90	11	1,0	1000928	140	190	24	2,5
7000112	60	95	11	1,0	1000932	160	220	28	3
7000113	65	100	11	1,0	1000934	170	230	28	3
7000114	70	110	13	1,0	1000940	200	280	38	3,5
Особолегкая серия диаметров 1, серия ширин 0					1000944	220	300	38	3,5
17	7	19	6	0,5	1000948	240	320	38	3,5
18	8	22	7	0,5	1000956	280	380	46	3,5
100	10	26	8	0,5	1000964	320	440	56	4
101	12	28	8	0,5	Легкая серия диаметров 2, серия ши- рин 0				
104	20	42	12	1,0	23	3	10	4	0,3
105	25	47	12	1,0	24	4	13	5	0,4
106	30	55	13	1,5	25	5	16	5	0,5
107	35	62	14	1,5	26	6	19	6	0,5
108	40	68	15	1,5	27	7	22	7	0,5
109	45	75	16	1,5	28	8	24	7	0,5
110	50	80	16	1,5	29	9	26	8	1,0
111	55	90	18	2,0	200	10	30	9	1,0
112	60	95	18	2,0	201	12	32	10	1,0
113	65	100	18	2,0	202	15	35	11	1,0
114	70	110	20	2,0	203	17	40	12	1,0

Продолжение таблицы 5.5

115	75	115	20	2,0	204	20	47	14	1,5
116	80	125	22	2,0	205	25	52	15	1,5
117	85	130	22	2,0	206	30	62	16	1,5
118	90	140	24	2,5	207	35	72	17	2,0
119	95	145	24	2,5	208	40	80	18	2,0
120	100	150	24	2,5	209	45	85	19	2,0
121	105	160	26	3,0	210	50	90	20	2,0
122	110	170	28	3,0	211	55	100	21	2,5
124	120	180	28	3,0	212	60	110	22	2,5
126	130	200	33	3,0	213	65	120	23	2,5
128	140	210	33	3,0	214	70	125	24	2,5
130	150	225	35	3,5	215	75	130	25	2,5
132	160	240	38	3,5	216	80	140	26	3,0
134	170	260	42	3,5	217	85	150	28	3,0
136	180	280	46	3,5	218	90	160	30	3,0
138	190	290	46	3,5	219	95	170	32	3,5
140	200	310	51	3,5	220	100	180	34	3,5
148	240	360	56	4	221	105	190	36	3,5
156	280	420	65	4	222	110	200	38	3,5
164	320	480	74	5	224	120	215	40	3,5
Средняя серия диаметров 3, серия ширин 0					226	130	230	40	4
34	4	16	5	0,5	228	140	250	42	4
35	5	19	6	0,5	230	150	270	45	4
300	10	35	11	1	232	160	290	48	4
301	12	37	12	1,5	234	170	310	52	5
302	15	42	13	1,5	236	180	320	52	5
303	17	47	14	1,5	238	190	340	55	5
304	20	52	15	2	244	220	400	65	5
305	25	62	17	2	Тяжелая серия диаметров 4, серия ширин 0				
306	30	72	19	2	403	17	62	17	2
307	35	80	21	2,5	405	25	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5	406	30	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5	407	35	100	25	2,5
310	50	110	27	3	408	40	110	27	3
311	55	120	29	3	409	45	120	29	3
312	60	130	31	3,5	410	50	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5	411	55	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5	412	60	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5	413	65	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5	414	70	180	42	4

Окончание таблицы 5.5

317	85	180	41	4	416	80	200	48	4
318	90	190	43	4	417	85	210	52	5
319	95	200	45	4	Нестандартные размеры				
320	100	215	47	4	700	10	28	8	0,5
321	105	225	49	4	7000804	20	32	4	0,5
322	110	240	50	4	100704	20	42	9	1
324	120	260	55	4	705	25	52	10	1,5
326	130	280	58	5	7000806	30	42	4	0,5
330	150	320	65	5	7000807	35	47	4	0,5
Нестандартные размеры					709	45	75	11	1
750	250	335	41		710	50	80	11	1
100752	260	370	35/38*		7000910	50	72	8	0,5
1000868	340	420	38		7000811	55	72	7	0,5
1000968	340	460	56		100720	100	180	28	2,5
172	360	540	82		100728	140	200	22	3,5
7000976	380	520	44		7000834	170	215	14	1
1000892	460	580	56		7000144	220	340	37	3,5

*Число в знаменателе обозначает ширину внутреннего кольца подшипника

5.2. Вопросы для самопроверки

5.2.1. Перечислите основные геометрические размеры подшипника качения, влияющие на выбор и характеристики посадок колец подшипника.

5.2.2. Как нормируется точность колец подшипников качения?

5.2.3. По каким требованиям назначаются классы точности подшипников качения?

5.2.4. В чем заключаются особенности посадок колец подшипников качения?

5.2.5. В какой системе выполняется посадка: а) наружного кольца подшипника качения; б) внутреннего кольца?

5.2.6. Как обозначаются посадки колец подшипника качения?

5.2.7. В чем особенности видов нагружения колец подшипника качения: а) местного; б) циркуляционного; в) колебательного?

5.2.8. Какие посадки рекомендуются для колец подшипников, нагруженных: а) местно; б) циркуляционно; в) колебательно?

5.2.9. Как определить интенсивность радиальной нагрузки?

5.2.10. Как определить минимально необходимый натяг для посадки кольца подшипника и выбрать стандартную посадку?

5.3. Примеры решения задач

Рассчитать и выбрать посадку подшипника качения, присоединительные размеры которого определены как внутренний диаметр внутреннего кольца $d = 6$ мм и ширина колец $B = 6$ мм.

По внутреннему диаметру d и ширине колец подшипника B определяются наружный диаметр $D=19$ мм, размер фасок или скруглений $r=0,5$ мм, номер 60026 и тип подшипника – шариковый радиальный однорядный легкой серии 2 (табл.5.5).

По эксплуатационным требованиям и конструкции назначается класс точности подшипника – 6, так как в конструкции редуктора прибора скорости вращения небольшие, требования к точности вращения повышенные.

Следовательно, обозначение подшипника 6-60026.

Определяются предельные отклонения внутреннего и наружного колец подшипника. Для внутреннего кольца $\varnothing 6L6$ предельные отклонения $ES=0$, $EI=-7$ мкм. Для наружного кольца $\varnothing 19l6$ предельные отклонения $es=0$, $ei=-8$ мкм.

Определяются виды нагружения колец подшипника. Наружное кольцо неподвижно в корпусе и нагружается силой постоянной по величине и направлению, действующей на ограниченном участке дорожки качения кольца, следовательно, испытывает местное нагружение. Внутреннее кольцо вращается совместно с валом и при постоянной по направлению силе воспринимает нагрузку последовательно всеми точками дорожки качения кольца, следовательно, его нагружение циркуляционное.

Выбирается поле допуска отверстия в корпусе для местно нагруженного кольца в зависимости от характера нагрузки и вида корпуса. При спокойной нагрузке с умеренными толчками и вибрацией, перегрузке до 150%, при разъемном корпусе рекомендуется поле допуска – H7. Для отверстия в корпусе $\varnothing 19H7$ предельные отклонения $ES=+21$ мкм, $EI=0$ мкм.

Выбирается поле допуска вала для сопряжения с циркуляционно нагруженным внутренним кольцом. Если характер нагрузки не определен, посадку циркуляционно нагруженного кольца определяют где k – конструктивный коэффициент, принимаемый приближенно для подшипников легкой серии – 2,8;

R – радиальная нагрузка на опору $R = \frac{2M_{кр}}{d_{нс}} = \frac{2 \times 0,04}{0,017} = 4,7059 \text{ (Н)}$.

Поле допуска сопрягаемой детали выбирается из ряда: j_5b , $k6$, $m6$, $n6$. При этом должно выполняться условие:

$$N_{\min} \geq N'_{\min},$$

где N_{\min} – наименьший натяг посадки.

Минимально необходимый натяг можно обеспечить, назначив на вал поле допуска $k6$. Тогда предельные отклонения вала $\phi 6k6$ $es = +9 \text{ мкм}$, $ei = +1 \text{ мкм}$. Строим схемы расположения полей допусков в посадках колец подшипников качения и рассчитываем основные характеристики посадок и деталей.

Для посадки наружного кольца подшипника в корпус по минимальному натягу, который рассчитывается по формуле:

$$N'_{\min} = \frac{13Rk}{\phi - 2r} \times 10^9 = \frac{13 \times 4,7059 \times 2,8}{\phi - 2 \times 0,5} \times 10^9 = 34,259 \times 10^{-9} \text{ (мм)} \approx 1 \text{ (мкм)}$$

$$\phi 19 \frac{H7}{16} \begin{pmatrix} +0,021 \\ -0,008 \end{pmatrix} \text{ (рис. 5.3).}$$

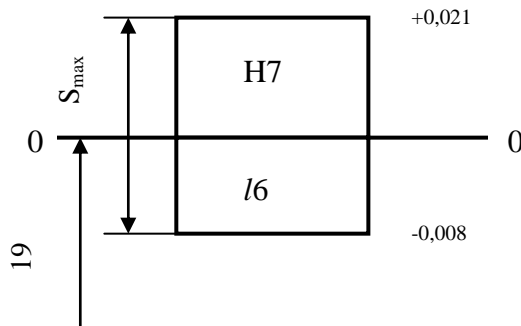


Рис. 5.3. Схема посадки наружного кольца подшипника качения

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 19 + 0,021 = 19,021 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 19 + 0 = 19 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры наружного кольца, соответственно:

$$d_{\max} = d + e_s = 19 + 0 = 19 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + e_i = 19 + (-0,008) = 18,992 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 19,021 - 19 = 0,021 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = e_s - e_i = 19 - 18,992 = 0,008 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - e_i = 19,021 - 18,992 = 0,029 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - e_s = 19 - 19 = 0;$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,029 - 0 = 0,029 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,021 + 0,008 = 0,029 \text{ (мм)}.$$

Для посадки внутреннего кольца подшипника на вал

$$\varnothing 6 \frac{L6}{k6} \left(\begin{array}{c} -0,007 \\ +0,009 \\ +0,001 \end{array} \right) \text{ (рис. 5.4).}$$

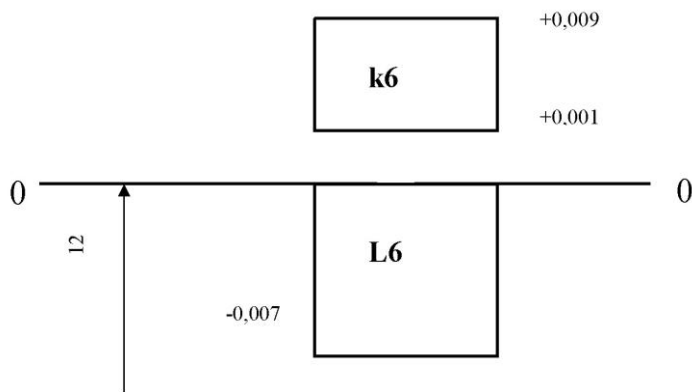


Рис. 5.4. Схема посадки внутреннего кольца подшипника на вал

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 6 + 0 = 6 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 6 + (-0,007) = 5,993 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 6 + 0,012 = 6,009 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 6 + 0,001 = 6,001 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0 - (-0,007) = 0,007 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0,009 - 0,001 = 0,008 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с натягом:

- наибольший предельный натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0,009 - (-0,007) = 0,016 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES = 0,001 - 0 = 0,001 \text{ (мм)}$$

5.4. Задачи для самостоятельного решения

Задача 5.4.1. Определите основные геометрические размеры подшипников качения, влияющие на выбор посадок колец подшипника. Установите номер и серию подшипника. Продолжите заполнение табл. 5.6, используя приведенные в ней исходные данные.

Таблица 5.6

Параметры однорядных радиальных шариковых подшипников качения

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Геометрические размеры подшипника, мм	d	20	40		4	4			15	
	D	150		19			90	6		80
	B	24	12	23	6	5	2,5	10	2,3	7
	r									
Номер подшипника										
Серия										

Задача 5.4.2. Заданы номер и класс точности подшипника качения (табл. 5.7). Определите основные размеры и предельные отклонения колец подшипников. Построить схему полей допусков.

Таблица 5.7.

Номера подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности
1.	12	2
2.	15	2
3.	17	0
4.	103	6
5.	111	0
6.	119	0
7.	168	4
8.	214	5
9.	220	2
10.	305	0
11.	39	6
12.	207	4
13.	318	6
14.	403	5
15.	409	5
16.	418	2
17.	1000006	2
18.	1000009	0
19.	1000812	6
20.	1000860	4
21.	1000892	2
22.	1000908	6
23.	1000916	0
24.	840014	5
25.	840026	6
26.	840029	0
27.	1840089	0
28.	1840099	6
29.	92210	4
30.	92256	6

Задача 5.4.3. Назначьте класс точности подшипника качения и установите точность сопрягаемых с подшипником деталей, если известны требования к работе подшипникового узла, приведенные в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Требования к подшипникам качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Скорость вращения, об/мин	250	63	320	10	630	40	200	100	500	16	125	50
Точность вращения	высокая	нормальная	сверхвысокая	повышенная	особовысокая	высокая	нормальная	повышенная	сверхвысокая	высокая	особовысокая	повышенная

Задача 5.4.4. Определите предельные отклонения, предельные размеры и допуски колец подшипников качения, постройте схемы расположения полей допусков колец по их условным обозначениям, приведенным в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Поля допусков подшипников качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Диаметр, мм	40	150	20	30	10	50	55	180	30	80	80	15
Поле допуска	L0	/5	/0	L6	L5	L2	/6	/4	/2	/0	L6	L4

Задача 5.4.5. Определите вид нагружения колец подшипников качения по условиям работы подшипника, указанным в табл. 5.10.

Таблица 5.10.

Условия работы подшипника качения

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вектор силы радиальной нагрузки	постоянный P_c	+		+	+	+		+	+	+
	вращается P_v		+	$P_v > P_c$		+	+	$P_v < P_c$		$P_v < P_c$
Неподвижность кольца подшипника	наружного	+		+		+	+			+
	внутреннего		+		+	+		+		

Задача 5.4.6. Определите вид нагружения колец подшипника качения при действии на подшипник двух сил, величина и характер действия которых приведены в табл. 5.11.

Таблица 5.11.

Условия работы подшипника качения

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальная нагрузка Н	постоянная Рс	1000	300	150	1500	200	900	1200	600	700	450
	вращающаяся Рv	100	800	600	800	850	500	60	500	2000	900
Неподвижность кольца подшипника	наружного			+	+	+		+			+
	внутреннего	+	+				+		+	+	

Задача 5.4.7. Назначьте посадки местно нагруженных колец подшипника, если известны условия работы подшипникового узла, приведенные в табл. 5.12. Рассчитайте основные характеристики посадок.

Таблица 5.12.

Условия работы подшипника качения

Номер варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вид корпуса	разъемный	+			+	+		+	+		
	неразъемный		+	+			+			+	+
Характер нагрузки	спокойная	+	+			+			+	+	
	удары, вибрация			+	+		+	+			+
Диаметр, мм		22	30	100	50	30	7	6	80	180	45
Поле допуска кольца		/0	L6	L5	L0	/5	/0	L6	L4	/6	/4

Задача 5.4.8. Расшифруйте условные обозначения, приведенные в табл. 5.13 Постройте схемы расположения полей допусков и рассчитайте основные характеристики.

Таблица 5.13.

Обозначения посадок колец подшипников качения

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр, мм	80	150	10	30	180	3	55	42	16	180
Посадка	$\frac{L0}{k6}$	$\frac{H7}{l6}$	$\frac{L6}{m6}$	$\frac{L5}{k5}$	$\frac{H6}{l5}$	$\frac{L4}{m5}$	$\frac{G7}{l0}$	$\frac{Js7}{l6}$	$\frac{Js6}{l5}$	$\frac{L0}{n6}$

Задача 5.4.9. Рассчитайте минимально необходимый натяг в соединении циркуляционно нагруженного кольца подшипника по данным табл. 5.14 и выберите стандартную посадку. Определите основные характеристики выбранной посадки.

Таблица 5.14.

Радиальная нагрузка на подшипник

Радиальная нагрузка, кН	1,5	0,8	2	0,5	2,5	0,6	3	1,1	0,9	1,8
Номер подшипника	1000093	1000907	7000106	18	104	107	120	25	206	210
Поле допуска кольца подшипника	J0	L6	J6	L5	L0	L6	L0	J5	L4	J4

Задача 5.4.10. По величине интенсивности радиальной нагрузки определите посадку циркуляционно нагруженного кольца подшипника. Постройте схему соединения, рассчитайте основные характеристики выбранной посадки. Условия работы подшипника приведены в табл. 5.15.

Таблица 5.15

Характеристики узла подшипника

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Радиальная нагрузка, кН	0,3	1	3	0,8	1,5	0,6	2	2,5	0,4	1,8
Номер подшипника	23	34	214	18	109	104	1000112	100864	1000091	244
Поле допуска кольца подшипника	l6	l0	L0	L5	L6	Б	А	L5	L4	Б
Характер нагрузки	спокойная	ударная	ударная	спокойная	спокойная	ударная	ударная	ударная	спокойная	спокойная
Коэффициент F	1	1,5	1	2	1,6	1	1,4	3	1	1,2

Задача 5.4.11. Подберите поле допуска для циркуляционно - нагруженного кольца подшипника (табл.5.16). Начертите схему полей допусков полученной посадки, вычислите зазоры и натяги.

Таблица 5.16

Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Интенсивность нагружения, кН/м	Нагруженное кольцо
1	112	6	300	Внутреннее
2	50211	4	956	Внутреннее
3	50409	6	1450	Внутреннее
4	105	0	1500	Наружное
5	62324	6	5000	Наружное
6	806	6	4500	Внутреннее
7	838	2	943	Внутреннее
8	52626	4	4600	Наружное
9	844	6	2268	Внутреннее
10	872	4	1625	Внутреннее
11	50317	6	1500	Наружное
12	50100	0	1800	Наружное
13	50103	5	2259	Наружное
14	50106	6	3980	Внутреннее

Окончание табл. 5.16

15	812	5	850	Наружное
16	50116	2	8000	Внутреннее
17	50217	0	530	Наружное
18	680204	2	1500	Внутреннее
19	50304	6	840	Внутреннее
20	680211	0	2760	Внутреннее
21	50313	5	970	Внутреннее
22	62308	0	4900	Внутреннее
23	50415	0	1300	Наружное
24	680203	6	2900	Наружное
25	50120	6	500	Наружное
26	680208	5	1860	Наружное
27	52936	5	860	Наружное
28	50110	0	4590	Наружное
29	52611	0	560	Внутреннее
30	52618	6	2900	Внутреннее

Задача 5.4.12. Подберите поле допуска для циркуляционно - нагруженного кольца подшипника (табл. 5.17). Начертите схему полей допусков полученной посадки, вычислите зазоры и натяги.

Таблица 5.17

Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Радиальная нагрузка, R , кН	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки	$d_{отв}/d$ или $D/D_{корп}$
1	112	6	3	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%	0
2	50211	0	5	Внутреннее		0
3	105	0	2,5	Наружное		0
4	62324	5	0,5	Наружное		0
5	680203	0	0,7	Наружное		0
6	806	4	2	Внутреннее	Ударная, перегрузка до 300%	0
7	50120	0	2	Наружное		0
8	838	6	4	Внутреннее		0,4

Продолжение табл. 5.17

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Радиальная нагрузка, R , кН	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки	$\frac{d_{отв}}{d}$ или $\frac{D}{D_{корп}}$
9	52626	2	16	Наружное	С умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%	Корпус толсто-стенный
10	844	6	10	Внутреннее		0,5
11	50415	2	15,5	Наружное		0,6
12	680211	6	16	Внутреннее		0,7
13	872	4	5,5	Внутреннее		0,8
14	50409	6	6	Внутреннее		0,4
15	50317	0	0,6	Наружное	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%	Корпус толсто-стенный
16	50103	0	0,9	Наружное		
17	52618	5	3,4	Внутреннее		0,5
18	50106	6	2,5	Внутреннее		0,6
19	50116	5	6	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%	0,7
20	50217	0	10	Наружное		0,8
21	52936	6	6	Наружное		0,4
22	680204	6	5,6	Внутреннее		Вал сплошной
23	50304	4	0,8	Внутреннее	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%	
24	812	2	2	Наружное		0,5
25	50313	6	10	Внутреннее		0,6
26	50100	5	18	Наружное		0,7

Окончание табл. 5.17

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Радиальная нагрузка, R , кН	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки	$\frac{d_{отв}}{d}$ или $\frac{D}{D_{корп}}$
27	680208	0	1	Наружное		Корпус толсто-стенный
28	50110	5	3	Наружное	Спокойная, перегрузка до 150%	
29	62308	0	12	Внутреннее		0,8
30	52611	6	2,5	Внутреннее		0,8

Задача 5.4.13. Подберите поле допуска для местно - нагруженного кольца подшипника (табл. 5.18). Начертите схему полей допусков полученной посадки, определите характер соединения.

Таблица 5.18

Характеристики подшипника качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Нагруженное кольцо	Характер нагрузки
1	12	6	Внутреннее	Ударная, перегрузка до 300%
2	13		Внутреннее	
3	14		Наружное	
4	15		Наружное	
5	16		Наружное	
6	17	0	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%
7	100		Наружное	
8	101		Внутреннее	
9	103		Наружное	
10	106	6	Внутреннее	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%
11	110		Наружное	
12	112		Внутреннее	
13	113		Внутреннее	
14	115	0	Внутреннее	С умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150%
15	117		Наружное	
16	119		Наружное	
17	120	6	Внутреннее	Спокойная, перегрузка до 150%
18	121		Внутреннее	
19	122		Внутреннее	
20	124	0	Наружное	Спокойная, перегрузка до 150%
21	128		Наружное	

Окончание табл. 5.18

22	130	6	Внутреннее	С ударами вибрацией, перегрузка до 300%
23	134		Внутреннее	
24	138		Наружное	
25	140		Внутреннее	
26	148		Наружное	
27	156	0	Наружное	Спокойная, перегрузка до 150%
28	160		Наружное	
29	164		Внутреннее	
30	172		Внутреннее	

Задача 5.4.14. Определите годность посадочных размеров колец подшипников качения по действительным размерам, приведенным в табл. 5.19.

Таблица 5.19

Размеры и поля допусков колец подшипников

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер подшипника	212	23	224	215	35	303	403	17	34	1000092
Поле допуска	б	L2	0	Б	L6	L0	б	L4	А	И
Действительный размер, мм	109,990	2,995	214,970	129,990	4,995	16,990	61,992	6,998	15,995	5,997

Задача 5.4.15. Определите годность внутренних колец подшипников по результатам измерений (табл. 5.20).

Таблица 5.20

Результаты измерений внутренних колец подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
1	150111	4	54,997
2	160019	0	8,993
3	32212	0	104,998
4	160106	0	29,989
5	450310	5	49,899
6	160110	6	49,995
7	450305	6	25,003
8	160115	0	74,985

Окончание табл. 5.20

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
9	160609	4	45,002
10	3160205	5	24,996
11	150107	2	34,996
12	32106	6	29,963
13	32112	2	59,999
14	450104	2	19,996
15	32160	5	300,001
16	32188	2	439,997
17	450200	4	9,996
18	3160209	6	44,899
19	150114	6	69,997
20	450110	2	49,958
21	150218	0	89,993
22	450116	0	79,995
23	450201	5	49,986
24	150301	0	12,003
25	450314	4	69,994
26	150100	6	9,999
27	450100	6	10,001
28	150102	0	15,004
29	150116	5	80,002
30	150316	6	79,998

Задача 5.4.16. Определите годность наружных колец подшипников по результатам измерений.

Таблица 5.21

Результаты измерений наружных колец подшипников качения

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
1	160019	2	24,005
2	150116	2	124,965
3	450310	5	109,987
4	160106	5	59,998
5	3160209	6	85,001
6	32212	0	159,996
7	450104	6	41,999
8	160110	0	79,996
9	160115	6	114,996
10	160609	4	99,998
11	3160205	6	51,994

Окончание табл. 5.21

Вариант	Номер подшипника	Класс точности	Результат измерения
12	150301	5	36,996
13	450110	6	79,969
18	32106	0	59,998
19	32112	6	95,003
20	450314	5	149,975
21	32160	6	459,975
22	150316	4	169,985
23	32188	6	649,856
24	150218	2	160,002
25	450200	6	29,989
26	450100	0	25,994
27	150107	0	61,992
28	450116	2	124,989
29	450305	2	61,995
30	150100	0	26,001
14	150102	6	31,996
15	450201	0	89,996
16	150111	6	89,986
17	150114	0	109,972

Задача 5.4.17. Методом аналогов выберите допуск для установки подшипников качения (табл. 5.22) в корпус или на вал. Постройте схему полей допусков и посадок соединений. Вычислите предельные размеры, зазоры и натяги.

Задача 5.4.18. Используя данные задачи 5.4.17, назначьте точность формы и шероховатость сопрягаемых поверхностей валов и корпусов. Постройте схемы полей допусков. Начертите эскизы подшипникового узла, вала и корпуса в зоне сопряжения. На эскизе обозначьте посадки, отклонения формы, расположения и шероховатость сопрягаемых поверхностей.

Таблица 5.22

Технические требования к подшипниковым узлам

Вариант	Применение подшипниковых узлов	Вращается	Вид нагружения кольца		Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы	Радиальная нагрузка, кН	Класс точности подшипника	Номер подшипника
			Наружного	Внутреннего					
1.	Дорожные машины	Вал	Местное	Циркуляционное	-	Тяжёлый с ударными нагрузками	11,5	6	53576Н
2.	Ролики ленточных транспортёров	Корпус	Циркуляционное	Местное	Корпус цельный, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный	8,0	6	60107
3.	Сушильные цилиндры бумагоделательных машин	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный	Нормальный	1,5	6	12208
4.	В сельхоз. машинах	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъемный	Лёгкий	2,0	0	12220
5.	Насосы	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъемный	Нормальный	2,0	6	12204
6.	Электродвигатели	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъемный	Нормальный	1,0	5	80103
7.	Шпиндели металлорежущего станка	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный	Тяжёлый, $P \leq 0,07C$	5,0	5	80107
8.	Колёса самолётов	Корпус	Циркуляционное	Местное	Корпус цельный, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении $D_{\text{корп}}/D < 1,25$	Тяжёлый, конструкция тонкостенная	6,4	4	80705
9.	Колёсные пары ж/д транспорта	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъемный	Нагрузка динамическая $P > 0,15C$	15,0	6	232626

Продолжение табл. 5.22

Вариант	Применение подшипниковых узлов	Вращается	Вид нагружения кольца		Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы	Радиальная нагрузка, кН	Класс точности подшипника	Номер подшипника
			Наружного	Внутреннего					
10.	Узлы общего машиностроения	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный	Нагрузка динамическая $P > 0,15C$	12,0	0	232610
11.	Колёса мостовых подъёмных кранов	Корпус	Циркуляционное	Местное	Корпус цельный, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нормальный	5,5	0	60116
12.	Канатные и натяжные шкивы	Корпус	Циркуляционное	Местное	Корпус цельный, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Тяжёлый	12,0	5	117
13.	Турбокомпрессоры	Вал	Местное	Циркуляционное	-	Тяжёлое	15,0	0	13530
14.	Центробежные насосы	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъёмный	Лёгкий, $0,07C \leq P \leq 0,15C$	4,5	2	36124К6
15.	Подшипники со сферическими роликами общего назначения	Корпус	Циркуляционный	Местное	Кольцо может перемещаться в корпусе	Тяжёлый	12,0	0	4113124
16.	Ролики рольгангов	Корпус	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный	Нормальный, $P \geq 0,15C$	6,0	6	822

Продолжение табл. 5.22

Вариант	Применение подшипниковых узлов	Вращается	Вид нагружения кольца		Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы	Радиальная нагрузка, кН	Класс точности подшипника	Номер подшипника
			Наружного	Внутреннего					
17.	Карусельные станки	Вал	Местное	Циркуляционное	Кольцо не может перемещаться в корпусе	Тяжёлый	7,5	6	6103
18.	Электродвигатели мощностью до 100 кВт	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъёмный	Тяжёлый	9,5	2	102214
19.	Шпиндели металлорежущего станка	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный, наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	Нагрузки переменные по величине, $P \leq 0,15C$	10,0	4	80101
20.	Вал крупного редуктора	Корпус	Местное	Циркуляционное	Корпус цельный	Нормальны	9,0	6	115
21.	Электродвигатели мощностью свыше 100 кВт	Вал	Местное	Циркуляционное	-	Тяжёлый с ударными нагрузками	13,0	6	4024112
22.	Вертикальные валы турбин	Корпус	Циркуляционное	Местное	Кольцо не может перемещаться в корпусе	Тяжёлый, нагрузка радиальная	12,0	0	46110
23.	Гидромоторы	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъёмный	Лёгкий, $P \leq 0,15C$	5,5	4	12207
24.	Редукторы коробок скоростей станков	Вал	Местное	Циркуляционное	Корпус разъёмный	Нормальный, $0,07C \leq P \leq 0,15C$	10,0	6	150228

Окончание табл. 5.22

Вариант	Применение подшипниковых узлов	Вращается	Вид нагружения кольца		Конструкция подшипниковых узлов	Режим работы	Радиальная нагрузка, кН	Класс точности подшипника	Номер подшипника
			Наружного	Внутреннего					
25.	Коробки передач автомобилей	Вал	Местное	Циркуляционное	-	Нормальное	6,5	5	80122
26.	Буксы тепловозов	Вал	Местное	Циркуляционное	-	Тяжёлый с ударными нагрузками	15,0	0	53540H
27.	Ролики подвесных дорог	Корпус	Циркуляционное	Местное	-	Лёгкий $P \leq 0,07C$	1,0	5	50109
28.	Неприводные колеса автомобилей	Корпус	Циркуляционное	Местное	-	нормальный	5,5	0	107

¹ Р-эквивалентная нагрузка; С- динамическая грузоподъёмность.

Глава 6. ШТИФТОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Штифтовые соединения

Штифты по функциям, выполняемым в механизме, можно разделить на три группы: крепежные, установочные и направляющие.

Крепежные штифты служат для неподвижного соединения деталей и передачи сил и крутящих моментов. Например, из рис. 6.1 видно, что штифт 1 обеспечивает неподвижность соединения деталей 2 (зубчатое колесо) и 3 (вал), а также передачу между ними крутящего момента $M_{кр.}$ и осевых сил Q . Форма штифтов, используемых для крепления, бывает конической или цилиндрической.

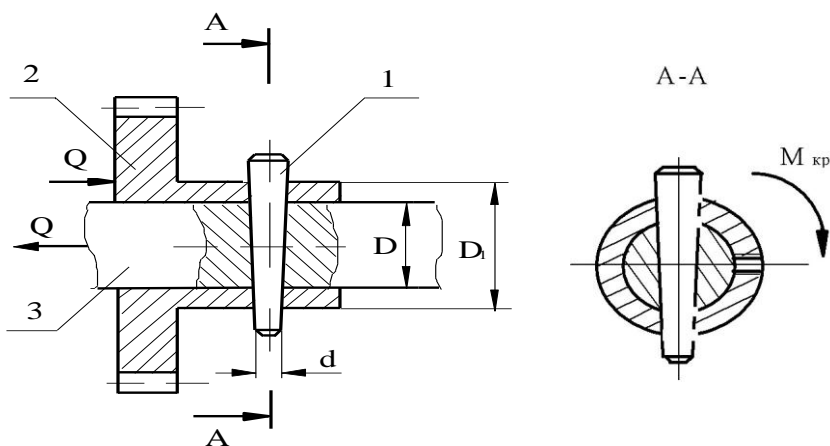


Рис. 6.1. Крепежное штифтовое соединение

Для цилиндрических штифтов рекомендуемые предельные отклонения диаметров – по m6 из системы ЕСДП. В зависимости от длины сопряжения и характера нагружения соединения (спокойное, с толчками, вибрацией) используется одна из посадок ЕСДП: H7/m6, Js7/m6 или K7/m6.

Установочные штифты всегда применяются в комплекте с винтами или иными крепежными элементами, обеспечивающими со-

единения деталей. Назначение штифтов в этих сборочных единицах – сохранение точного взаимного расположения деталей при повторных сборках. Рекомендуемые в ЕСПД предельные отклонения диаметров штифтов: m6, h8, h11. Поскольку в установочных штифтовых соединениях должен быть обеспечен легкий съем одной из деталей со штифтов, то в таких соединениях с одной деталью штифт устанавливается по неподвижной посадке, как в крепежном штифтовом соединении, а с другой деталью в зависимости от длины сопряжения, точности центрирования, частоты сборки, разборки и характера нагружения выбирают одну из посадок F7/m6, G7/m6 или H7/m6.

Направляющие штифты обеспечивают возможность движения смежных деталей (чаще всего поступательного движения одной детали относительно другой). Перемещение блока втулок вдоль оси в пределах длины паза, при условии передачи $M_{кр}$ с вала на втулки, обеспечивается наличием гарантированного зазора не только в сопряжении смежных деталей (вала и блока), но и штифта с пазом.

В обозначение цилиндрического штифта входит номинальный диаметр, допуск на него и длина. Например, штифт 1,6 m6x15 ГОСТ 3128-70.

В обозначение конического штифта входит номинальный диаметр, за который принят диаметр тонкого конца штифта и длина. Например, штифт 1x10 ГОСТ 3128-70.

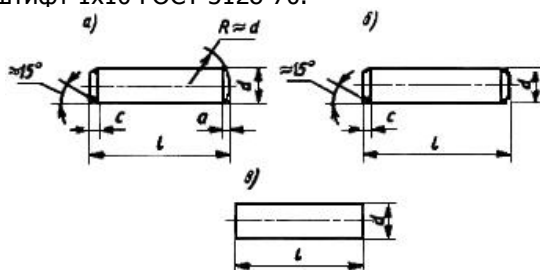


Рис. 6.2. Геометрические параметры штифтов:

а – исполнение 1 (класс точности А); б – исполнение 2 (класс точности В);
 в – исполнение 3 (класс точности С)

В посадках штифтовых соединений необходимые натяги достигаются подбором полей допусков отверстий. Технические требования для цилиндрических /ГОСТ 26862-86/ регламентируют предельные отклонения диаметров штифтов:

цилиндрических класса точности А – m6 (h6);

цилиндрических класса точности В – h8 (h9);

Размеры цилиндрических штифтов по ГОСТ 3128-70 приведены на рис. 6.2 и в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Размеры цилиндрических штифтов, мм

d	0,6	0,8	1	1,2	1,5 (1,6)	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30 (32)	40	50
c	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2	2,5	3	3,5	4	5	6,3	8
a	0,08	0,10	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6,3
Длина штифта /	2	+	+																	
	2,5	+	+	+	+															
	3	+	+	+	+															
	4	+	+	+	+	+														
	5	+	+	+	+	+	+													
	6	+	+	+	+	+	+	+												
	8	+	+	+	+	+	+	+	+											
	10		+	+	+	+	+	+	+	+										
	12		+	+	+	+	+	+	+	+	+									
	14		+	+	+	+	+	+	+	+	+	+								
	16			+	+	+	+	+	+	+	+	+	+							
	18				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+						
	20				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+						
	22				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+					
	24				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
	25				+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+					
	26					+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
	28					+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
	30					+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
	32						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				

Окончание табл. 6.1

35						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
(36)						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
40						+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
45							+	+	+	+	+	+	+	+	+	+				
50							+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+			
55								+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		+	
60								+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
65									+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
70									+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
75									+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
80									+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
85										+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
90										+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
95										+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
100										+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
110											+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
120											+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
140												+	+	+	+	+	+	+	+	+
160												+	+	+	+	+	+	+	+	+
180															+	+	+	+	+	+
200															+	+	+	+	+	+
220															+	+	+	+	+	+
250															+	+	+	+	+	+
280															+	+	+	+	+	+

6.2. Шпоночные соединения

Шпоночным соединением называется соединение охватывающей (втулка) и охватываемой (вал) поверхностей с помощью соединительного звена (шпонки) с целью передачи крутящего момента или фиксации относительного положения деталей при осевом перемещении (рис. 38).

Из значительного количества конструкций шпоночных соединений наибольшее распространение в машино- и приборостроении получили призматические и сегментные шпонки.

Обозначения размеров призматического шпоночного соединения в сборе и подетально показаны на рис. 6.3.

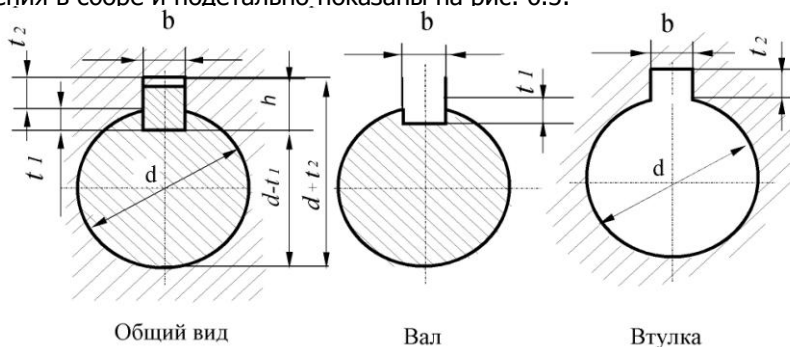


Рис. 6.3. Призматическое шпоночное соединение и его основные размеры

Основным посадочным параметром шпоночного соединения является ширина " b ", по которому шпонка сопрягается с одной стороны с пазом вала, а с другой – с пазом втулки. Выбор посадки зависит от характера соединения и от вида производства, для которого она предназначена.

По характеру соединений различают: свободные (для направляющих шпонок), нормальные и плотные шпоночные соединения. Свободное шпоночное соединение применяется при затрудненных условиях сборки, небольших нереверсивных нагрузках, легких режимах работы, для обеспечения подвижности втулки на валу. Нормальное шпоночное соединение обеспечивает неподвижность втулки на валу, применяется при благоприятных условиях сборки, умеренных нагрузках на соединение. Плотное шпоночное соединение применяется при благоприятных условиях сборки для обеспечения неподвижного соединения втулки с валом, при действии существенных нагрузок.

Предельные отклонения по размеру "b" для шпонки, паза вала и паза втулки нормируются по ГОСТ 26360-82. Применяемые поля допусков для шпоночных соединений приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2
Поля допусков на сопрягаемые размеры шпоночных соединений

Характер соединения	Поля допусков размеров "b"		
	шпонка	паз вала	паз втулки
Свободное	h 9	H9	D10
Нормальное	h 9	N9	Js9
Плотное	h 9	P9	P9

Номинальные размеры ширины шпоночных соединений с призматическими шпонками нормируются в зависимости от диаметра вала "d" по ГОСТ 23360-82 приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3
Геометрические размеры шпоночного соединения, мм

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки			Номинальная глубина паза	
	b×h	Интервалы длин /		на валу t ₁	во втулке t ₂
		от	до		
Св. 6 до 8	2×2	6	20	1,2	1,0
Св. 8 до 10	3×3	6	36	1,8	1,4
Св. 10 до 12	4×4	8	45	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8×7	18	90	4,0	3,3
Св. 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22×14	63	250	9,0	5,4
Св. 85 до 95	25×14	70	280	9,0	5,4
Св. 95 до 110	28×16	80	320	10,0	6,4
Св. 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4
Св. 130 до 150	36×20	100	400	12,0	6,4
Св. 150 до 170	40×22	100	400	13,0	9,4
Св. 170 до 200	45×25	110	450	15,0	10,4
Св. 200 до 230	50×28	125	500	17,0	11,4
Св. 230 до 260	56×32	140	500	20,0	12,4
Св. 260 до 290	63×32	160	500	20,0	12,4
Св. 290 до 330	70×36	180	500	22,0	14,4
Св. 330 до 380	80×40	200	500	25,0	15,4
Св. 380 до 440	90×45	220	500	26,0	17,4
Св. 440 до 500	100×50	250	500	31,0	19,5

К непасадочным размерам шпоночного соединения относятся: высота шпонки "h", размер по длине паза "L", глубина паза на валу "t₁", глубина паза во втулке "t₂" (рис. 38). Следует учитывать, чтобы соединение можно было собрать, паз во втулке выполняют сквозным, а длина паза на валу обычно равна диаметру вала. Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения соответствуют данным, указанным в табл. 6.4 и на рис. 6.4.

Таблица 6.4.

Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения

Размер	Обозначение		Поля допусков
Высота шпонки	h	до 6 мм	h9
		св. 6 мм	h11 (для квадратного сечения h110)
Длина шпонки	L		h14
Длина паза	L ₁		H15
Глубина паза вала	t ₁		отклонения в пределах 0,1-0,3 мм
Глубина паза втулки	t ₂		

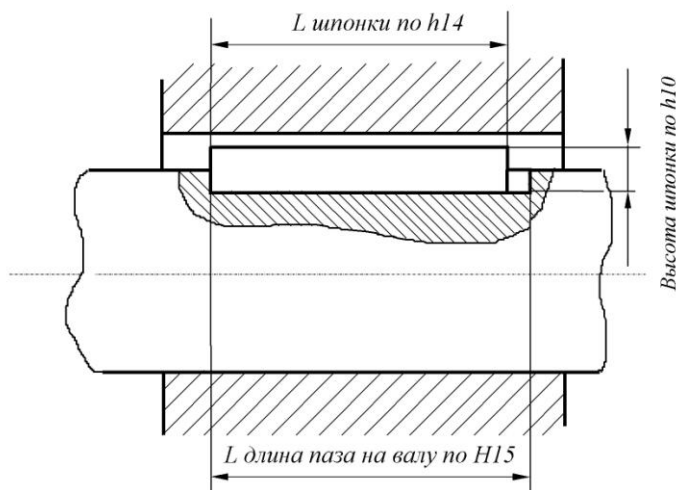


Рис. 6.4. Поля допусков непасадочных размеров шпоночного соединения

Вместо отклонений размеров t_1 и t_2 допускается применять отклонения размеров $(d - t_1)$ и $(d + t_2)$ в соответствии с табл. 6.5.

Таблица 6.5.

Предельные отклонения размеров $(d - t_1)$ и $(d + t_2)$

Высота шпонки в мм	Предельные отклонения размеров	
	$d - t_1$	$d + t_2$
от 2 до 6	- 0,1	+ 0,1
свыше 6 до 18	- 0,2	+ 0,2
свыше 18 до 50	- 0,3	+ 0,3

6.3. Шлицевые соединения

Шлицевыми соединениями называются соединения, состоящие из охватывающей (втулка) и охватываемой (вал) поверхностей, имеющих продольные, расположенные параллельно оси соединения, и по окружности шлицы прямоугольного, эвольвентного или треугольного профиля.

В настоящее время системой ЕСПД прямоугольные шлицевые соединения стандартизованы ГОСТом 1139-80. Шлицевые соединения предназначены для передачи крутящего момента. Соединения могут быть подвижными, когда втулка перемещается вдоль вала (зубчатые колеса коробок передач, включающие и выключающие муфты), и неподвижными, когда втулка в процессе работы не должна перемещаться по валу.

Наибольшее распространение в машино- и приборостроении получили шлицевые соединения с прямоугольным профилем (ГОСТ 1139-80).

Шлицевые соединения характеризуются тремя основными размерными параметрами: внутренним диаметром (d), наружным диаметром (D), шириной паза втулки и шириной шлица (b). Основные номинальные размеры шлицевых деталей показаны на рис. 6.5.

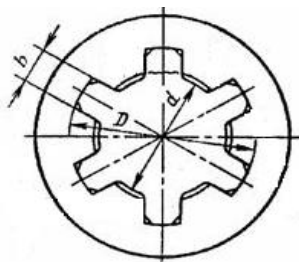


Рис. 6.5. Основные геометрические размеры прямоугольного шлицевого соединения

В зависимости от передаваемого $M_{кр}$ предусматривается три серии шлицевых соединений: легкая, средняя и тяжелая. Они отличаются одна от другой по высоте зубьев и их числу. К соединениям легкой серии (табл. 6.6), имеющим наименьшие высоту (1,5 ÷ 4) мм и число зубьев ($z=6, 8, 10$), относятся неподвижные и малонагруженные соединения. Соединения средней серии применяются в условиях средних нагрузок. Соединения тяжелой серии, имеющие наибольшие высоту (2 ÷ 6,5) мм и число зубьев ($z=10, 16, 20$), предназначены для тяжелых условий работы.

Таблица 6.6.

Размеры прямобоочных шлицевых соединений, мм

$z \times d \times D$	b	d_f не ме- нее	$z \times d \times D$	b	d_f не ме- нее	$z \times d \times D$	b	d_f не ме- нее
Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
6×23×26	6	22,1	6×11×14	3,0	9,9	10×16×20	2,5	14,1
6×26×30	6	24,6	6×13×16	3,5	12,0	10×18×23	3,0	15,6
6×28×32	7	26,7	6×16×20	4,0	14,5	10×21×26	3,0	18,5
8×32×36	6	30,4	6×18×22	5,0	16,7	10×23×29	4,0	20,3
8×36×40	7	34,5	6×21×25	5,0	19,5	10×26×32	4,0	23,0
8×42×46	8	40,4	6×23×28	6,0	21,3	10×28×35	4,0	24,4
8×46×50	9	44,6	6×26×32	6,0	23,4	10×32×40	5,0	28,0
8×52×58	10	49,7	6×28×34	7,0	25,9	10×36×45	5,0	31,3
8×56×62	10	53,6	8×32×38	6,0	29,4	10×42×52	6,0	36,9
8×62×68	12	59,8	8×36×42	7,0	33,5	10×46×56	7,0	40,9
10×72×78	12	69,6	8×42×48	8,0	39,5	16×52×60	5,0	47,0
10×82×88	12	79,3	8×46×54	9,0	42,7	16×56×65	5,0	50,6
10×92×98	14	89,4	8×52×60	10,0	48,7	16×62×72	6,0	56,1
10×102×108	16	99,9	8×56×65	10,0	52,2	16×72×82	7,0	65,9
10×112×120	18	108,8	8×62×72	12,0	57,8	20×82×92	6,0	75,6
			10×72×82	12,0	67,4	20×92×102	7,0	85,5
			10×82×92	12,0	77,1	20×102×115	8,0	94,0
			10×92×102	14,0	87,3	20×112×125	9,0	104,0
			10×102×112	16,0	97,7			
			10×112×125	18,0	106,3			

Одним из основных показателей точности шлицевых соединений является концентричность (центрирование) сопрягаемых деталей, обеспечиваемая соосностью центрирующих поверхностей валов и отверстий. Установлено три вида центрирования: по поверхности

внутреннего диаметра "d", по поверхности наружного диаметра "D" и по боковым поверхностям шлицев "b" (рис.6.6).

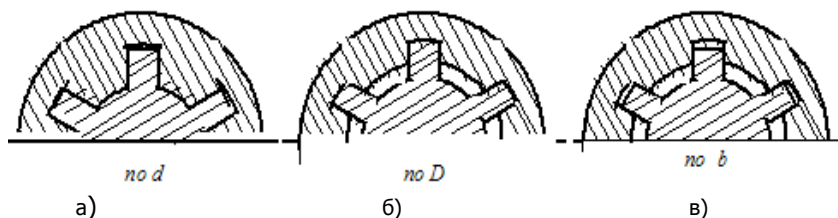


Рис. 6.6. Способы центрирования шлицевых соединений

Выбор вида центрирования зависит от эксплуатационных требований и технологии изготовления деталей, а именно:

а) центрирование по "D" применяется в случае, если втулка остается незакаленной и, таким образом, допускает протягивание ее и калибрование. Этот способ является простым в изготовлении и экономичным.

б) центрирование по "d" применяется в случае высокой твердости термически обработанных деталей и, когда требуется высокая точность соосности.

в) центрирование по "b" применяют при передаче знакопеременных нагрузок, когда требуются минимальные зазоры между зубьями и впадинами. В этом случае точность центрирования пониженная.

Отклонения размеров элементов профиля шлицевого соединения отсчитываются от номинальных размеров d, D и b. Общие положения, допуски и основные отклонения размеров шлицевых деталей аналогичны гладким цилиндрическим соединениям. Посадки назначаются на центрирующие диаметры и на боковые поверхности впадин втулки и зубьев вала, т.е. по "d" и "b" или "D" и "b" или только по "b".

Посадки по центрирующим диаметрам и по боковым поверхностям зубьев выбирают по соответствующим таблицам ГОСТ 1139-80 в зависимости от характера работы шлицевого соединения и вида центрирования.

Допустимые сочетания полей допусков размеров шлицевого соединения при разных способах центрирования указаны в табл. 6.7.

Таблица 6.7

Рекомендуемые посадки для центрирующих размеров

Способ центрирования	Центрирующие размеры	Посадки
По ширине зубьев «b»	<i>b</i>	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{e9}; \frac{F8}{h9}; \boxed{\frac{F8}{j,7}}$ $\left(\frac{D9}{d9}\right); \boxed{\frac{D9}{e8}}; \boxed{\frac{D9}{f8}}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{j_s7}; \frac{D9}{k7};$ $\boxed{\frac{F10}{d9}}; \frac{F10}{e8}; \boxed{\frac{F10}{f8}}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{k7}$
По наружному диаметру «D»	D	$\boxed{\frac{H7}{f7}}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}; \boxed{\frac{H7}{j6}}; \frac{H7}{n6}; \frac{H8}{e8};$
	<i>b</i>	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{F8}{e8}; \boxed{\frac{F8}{f7}}; \boxed{\frac{F8}{f8}}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{h9}; \boxed{\frac{F8}{j,7}}$ $\left(\frac{D9}{d9}\right); \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f7}; \frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{j_s7}$
По внутреннему диаметру «d»	<i>d</i>	$\boxed{\frac{H7}{f7}}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}; \frac{H7}{j_s6}; \frac{H7}{j_s7}; \frac{H7}{n6}; \frac{H8}{e8}$
	<i>b</i>	$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h7}; \frac{F8}{j_s7}; \frac{F8}{k7};$ $\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{j_s7};$ $\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{e9}; \boxed{\frac{D9}{h9}}; \boxed{\frac{D9}{k7}};$ $\frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{h7}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \boxed{\frac{F10}{j,7}};$ $\frac{F10}{k7}$

Поля допусков нецентрирующих диаметров по ГОСТ 1139-80 должны соответствовать указанным в табл. 6.8.

Рекомендуемые посадки шлицевых соединений в зависимости от характера работы приведены в таблице 6.9.

По центрирующему диаметру d или D для подвижного соединения рекомендуется одна из посадок с зазором, например $H7/f7$, а для неподвижного соединения, как правило, переходная посадка, например, $H7/js6$. По размеру b при любом виде центрирования рекомендуется посадка с зазором, например, $D9/e8$ – для подвижных и $F8/js7$ – для неподвижных соединений. На нецентрирующий диаметр D при центрировании по d или b установлена посадка $H12/a11$, на нецентрирующий диаметр d при центрировании по D или b установлено поле допуска на втулку $H11$.

Таблица 6.8.

Поля допусков нецентрирующих диаметров

Нецентрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска вала	Поле допуска втулки
d	по D или b	не менее d_1	$H11$
D	по d или b	$a11$	$H12$

Таблица 6.9.

Рекомендуемые посадки шлицевых соединений в зависимости от характера работы

		Характер работы соединения	Посадки по размерам		
			d	D	b
Рекомендуемый способ центрирования	d	Соединение подвижное, скользящий характер соединения, повышенная точность центрирования	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g7}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{D9}{h9}; \frac{F10}{f9}$
	D	Соединение неподвижное, большая ударная нагрузка, редкая разборка	$\frac{H11}{\text{не менее } d_1}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{F8}{js7}$
		Соединение не подвижное, нагрузка умеренная частая разборка	$\frac{H11}{\text{не менее } d_1}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{F8}{f8}$
	b	Знакопеременная (реверсивная) нагрузка, большие крутящие моменты	$\frac{H11}{\text{не менее } d_1}$	$\frac{H12}{a11}$	$\frac{F8}{js7}; \frac{F10}{f8}$

Примечание:

- в рекомендациях использованы только посадки преимущественного применения;

- сочетание посадок по размерам D и b , d и b стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором)

Обозначение шлицевых соединений, валов и втулок показаны на рис. 6.7 и должны содержать:

- букву, обозначающую поверхность центрирования;
- число зубьев и номинальные размеры d , D и b соединения вала и втулки;

- обозначение полей допусков или посадок диаметров, а также размера b , помещенные после соответствующих размеров. Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

Примеры условного обозначения шлицевого соединения и деталей:

- а) при центрировании по d
- на сборочном чертеже $d - 8 \times 36 \text{ H7/e8} \times 40 \text{ H12/a11} \times 7 \text{ D9/f8}$
 - на чертеже втулки $d - 8 \times 36 \text{ H7} \times 40 \text{ H12} \times 7 \text{ D9}$
 - на чертеже вала $d - 8 \times 36 \text{ e8} \times 40 \text{ a11} \times 7 \text{ f8}$
- б) при центрировании по D $D - 8 \times 36 \times 40 \text{ H8/h7} \times 7 \text{ F10/h9}$
- в) при центрировании по b $b - 8 \times 36 \times 40 \text{ H12/a11} \times 7 \text{ D9/f8}$

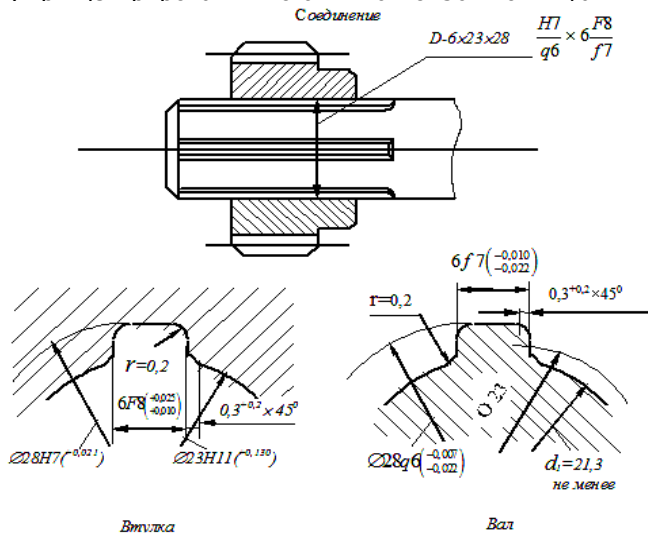


Рис. 6.7. Примеры обозначения шлицевых соединений на чертежах

6.4. Вопросы для самоконтроля

6.4.1. В каких целях применяются штифтовые, шпоночные и шлицевые соединения?

6.4.2. В чем заключаются особенности применения соединений: а) штифтовых; б) шпоночных; в) шлицевых?

6.4.3. Приведите разновидности штифтов и особенности нормирования их точности.

6.4.4. Перечислите разновидности шпоночных соединений в зависимости от конфигурации шпонок.

6.4.5. Какие установлены виды шпоночных соединений, в чем особенности их применения и нормирования?

6.4.6. В чем заключаются преимущества шлицевых соединений?

6.4.7. Назовите разновидности и области применения шлицевых соединений.

6.4.8. Какие способы центрирования установлены для прямобочных шлицевых соединений?

6.4.9. Как нормируются в прямобочных шлицевых соединениях размеры: а) центрирующие; б) нецентрирующие?

6.4.10. Как составляются условные обозначения прямобочного шлицевого соединения и входящих в него деталей?

6.5. Примеры решения задач

6.5.1. Для шпоночного соединения с призматической шпонкой, с помощью которой производится дополнительное крепление на валу зубчатого колеса поз.5, по диаметру вала в сопряжении, равному 50 мм, выбрать геометрические размеры и посадки соединения.

Решение. Исходя из диаметра вала определяются ширина шпонки $b = 14$ мм, высота шпонки $h = 9$ мм. Выбирается вид шпоночного соединения. В конструкции зубчатое колесо на валу должно быть установлено неподвижно, а действующие нагрузки на соединение – умеренные. Поэтому выбираем *нормальное шпоночное соединение* – неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

Для выбранного вида шпоночного соединения определяются посадки в пазы вала и втулки: $\varnothing 14 \frac{N9}{h9}$ и $\varnothing 14 \frac{J_s 9}{h9}$, соответственно.

Строим схемы и рассчитываем основные характеристики посадок.

Переходная по посадка шпонки в паз на валу $\varnothing 14 \frac{N9}{h9}$.

Для отверстия $\varnothing 14 N9$: $ES=0$, $EI=-43$ мкм.

Для вала $\varnothing 14 h9$: $es=0$, $ei=-43$ мкм.

Схема расположения полей допусков представлена на рис.6.8.

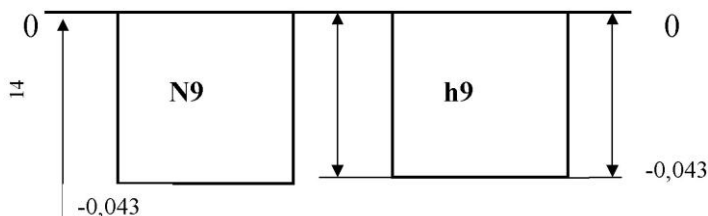


Рис. 6.8. Схема переходной посадки

Определяются характеристики переходной посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 14 - 0,043 = 13,957 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 - 0,043 = 13,957 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики переходной посадки:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = -N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0 - (-0,043) = 0,043 (\text{мм});$$

-наибольший предельный натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0 - (-0,043) = 0,043 (\text{мм});$$

- допуск переходной посадки

$$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = 0,043 + 0,043 = 0,086 (\text{мм});$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,043 + 0,043 = 0,086 (\text{мм}).$$

Переходная посадка шпонки в паз во втулке $\varnothing 14 \frac{J_s 9}{h9}$.

Для отверстия $\varnothing 14 J_s 9$: $ES = +21,5$ мкм, $EI = -21,5$ мкм.

Для вала $\varnothing 14 h9$: $es = 0$, $ei = -43$ мкм.

Схема расположения полей допусков представлена на рис. 6.9.

Определяются характеристики переходной посадки, предельные размеры и допуски деталей.

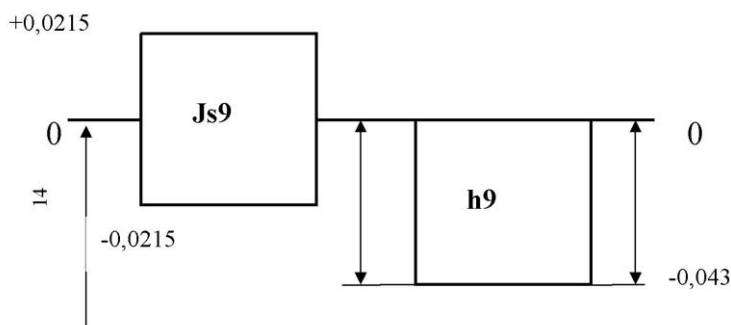


Рис. 6.9. Схема переходной посадки

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0,0215 = 14,0215 (\text{мм});$$

- наименьший предельный размер $D_{\min} = D + EI = 14 -$

$$0,0215 = 13,9785 (\text{мм}).$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 (\text{мм});$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 - 0,043 = 13,957 (\text{мм}).$$

Допуски сопрягаемых деталей:

Отверстия $TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 0,0215 - (-0,0215) = 0,043$ (мм);

вала $Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 0 - (-0,043) = 0,043$ (мм).

Рассчитываются основные характеристики переходной посадки:

- наибольший предельный зазор

$S_{\max} = -N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 0,0215 - (-0,043) = 0,0645$ (мм);

-наибольший предельный натяг

$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI = 0 - (-0,0215) = 0,0215$ (мм);

- допуск переходной посадки

$T_{S,N} = S_{\max} + N_{\max} = 0,0645 + 0,0215 = 0,086$ (мм);

по другой формуле

$TS = TD + Td = 0,043 + 0,043 = 0,086$ (мм).

Определяются допуски и предельные отклонения на несопрягаемые размеры. На глубину паза на валу – $5,5^{+0,1}$, на глубину паза во втулке – $3,8^{+0,1}$.

На длину шпонки 50h14 ($-0,62$), на длину паза на валу 50H15($^{+1}$), на длину паза во втулке 100H15($^{+1,4}$)

6.5.2. Выбрать посадки шлицевого соединения для неподвижного сопряжения зубчатого колеса с валом.

Решение. Необходимо обеспечить хорошую степень соосности зубчатого колеса и вала, поэтому применим центрирование по одному из диаметров. Зубчатое колесо изготовлено из стали и подвергалось термообработке. Поэтому центрирование по наружному диаметру шлиц осуществить невозможно технологически и назначаем центрирование по внутреннему диаметру шлиц. Устанавливаем серию шлицевого соединения – среднюю, согласно которой параметры шлицевого соединения: 10x92x102. Ширина шлица $b=14$ мм.

Для выбранного способа центрирования стандартные посадки:

- на внутренний диаметр – $\frac{H7}{g6}$;

- на наружный диаметр – $\frac{H12}{a11}$, как на нецентрирующий:

- на ширину шлиц $-\frac{H8}{h7}$.

Все эти посадки являются посадками с зазором. Строим схемы расположения полей допусков и определяем основные характеристики каждой посадки.

Посадка по внутреннему диаметру $\varnothing 92 \frac{H7}{g6}$.

Для отверстия $\varnothing 92 H7 ES=+35$ мкм, $EI=0$;

для вала $\varnothing 92 g6 es=-12$ мкм, $ei=-34$ мкм.

Обозначение посадки $\varnothing 92 \frac{H7}{g6} \begin{pmatrix} +0,035 \\ -0,012 \\ -0,034 \end{pmatrix}$.

Строим схему посадки с зазором (рис.6.10).

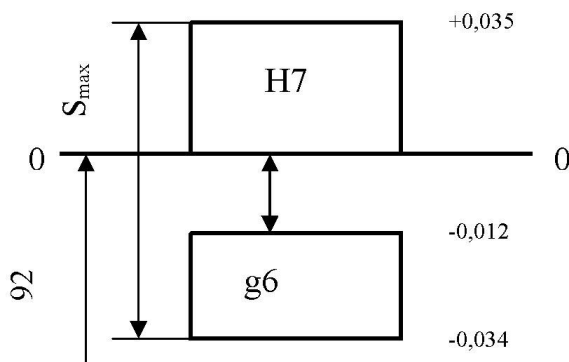


Рис. 6.10. Схема посадки с зазором по внутреннему диаметру шлицевого соединения

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 92 + 0,035 = 92,035 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 92 + 0 = 92 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 92 + (-0,012) = 91,988 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 92 + (-0,034) = 91,966 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 92,035 - 92 = 0,035 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 91,988 - 91,966 = 0,022 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 92,035 - 91,966 = 0,069 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 92 - 91,988 = 0,012 \text{ (мм)};$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,069 - 0,012 = 0,057 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,035 + 0,022 = 0,057 \text{ (мм)}.$$

Посадка по наружному диаметру $\varnothing 102 \frac{H12}{a11}$.

Для отверстия $\varnothing 102 H7$ $ES = +350$ мкм, $EI = 0$;

для вала $\varnothing 102 a11$ $es = -410$ мкм, $ei = -630$ мкм.

$$\text{Обозначение посадки } \varnothing 102 \frac{H12}{a11} \left(\begin{array}{c} + 0,350 \\ - 0,410 \\ - 0,630 \end{array} \right).$$

Строим схему посадки с зазором (рис. 6.11).

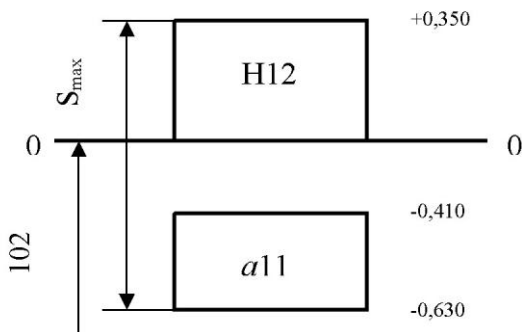


Рис. 6.11. Схема посадки с зазором по наружному диаметру шлицевого соединения

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 102 + 0,350 = 102,35 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 102 + 0 = 102 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 102 + (-0,410) = 101,590 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 102 + (-0,630) = 101,370 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 102,35 - 102 = 0,35 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 101,590 - 101,370 = 0,220 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 102,350 - 101,370 = 0,980 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 102 - 101,590 = 0,410 \text{ (мм)};$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,980 - 0,410 = 0,570 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,350 + 0,220 = 0,570 \text{ (мм)}.$$

Посадка с зазором по ширине шлиц $\varnothing 14 \frac{H8}{h7}$.

Для отверстия $\varnothing 14 H8 ES=+27 \text{ мкм}, EI=0$;

для вала $\varnothing 14 h7 es=0 \text{ мкм}, ei=-18 \text{ мкм}$.

Обозначение посадки $\varnothing 14 \frac{H8}{h7} \begin{pmatrix} +0,027 \\ -0,018 \end{pmatrix}$.

Строим схему посадки с зазором (рис. 6.12).

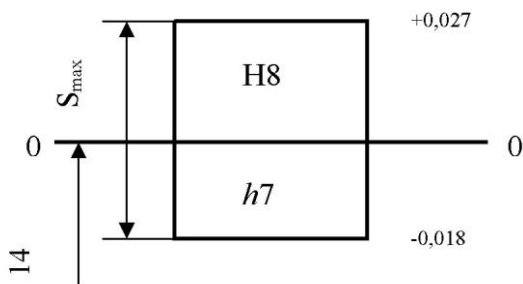


Рис. 6.12. Схема посадки с зазором по ширине шлиц

Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей.

Предельные размеры отверстия:

- наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D + ES = 14 + 0,027 = 15,027 \text{ (мм)};$$

- наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D + EI = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)}.$$

Предельные размеры вала, соответственно:

$$d_{\max} = d + es = 14 + 0 = 14 \text{ (мм)};$$

$$d_{\min} = d + ei = 14 + (-0,018) = 13,982 \text{ (мм)}.$$

Допуски сопрягаемых деталей:

$$\text{Отверстия } TD = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI = 14,027 - 14 = 0,027 \text{ (мм)};$$

$$\text{вала } Td = d_{\max} - d_{\min} = es - ei = 14 - 13,982 = 0,018 \text{ (мм)}.$$

Рассчитываются основные характеристики посадки с зазором:

- наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 14,027 - 13,982 = 0,045 \text{ (мм)};$$

-наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 14 - 14 = 0;$$

- допуск посадки с зазором

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,045 - 0 = 0,045 \text{ (мм)};$$

по другой формуле

$$TS = TD + Td = 0,027 + 0,018 = 0,045 \text{ (мм)}.$$

6.6. Задачи для самостоятельного решения

Задача 6.6.1. С целью обеспечения дополнительного крепления зубчатого колеса на валу выбрать геометрические размеры и назначить посадки цилиндрического штифтового соединения для диаметров вала, приведенных в табл. 6.10.

Таблица 6.10.

Диаметры валов

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Диаметр вала, мм	180	30	50	3	10	18	6	120	250	80

Задача 6.6.2. Определите соответствие размеров штифтов (табл.6.11) требованиям ГОСТ 3128-70.

Таблица 6.11.

Параметры штифтов

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Обозначение	2m6×6	6h8×10	10n6×20	30h9×100	50m6×120	8h8×20	1,5n6×8	12m6×30	25h9×50	0,8n6×15
Действительные значения диаметра, мм	2,010	5,984	10,020	29,950	50,020	7,980	1,5010	12,020	24,940	0,805

Задача 6.6.3. Подберите призматическую шпонку для соединения $\varnothing 12$, $\varnothing 15$, $\varnothing 25$, $\varnothing 30$, $\varnothing 48$, $\varnothing 55$, $\varnothing 69$, $\varnothing 100$, $\varnothing 112$, $\varnothing 179$, $\varnothing 216$, $\varnothing 255$, $\varnothing 325$.

Выполните эскизы шпоночного соединения и выбранной шпонки (исполнение 1).

Задача 6.6.4. Расшифруйте условное обозначение шпоночного соединения:

Шпонка 2х2х10 ГОСТ 23360-78

Шпонка 2 - 5х5х40 ГОСТ 23360-78

Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78

Шпонка 3 - 18х11х110 ГОСТ 23360-78

Шпонка 36х20х220 ГОСТ 23360-78

Шпонка 40х22х280 ГОСТ 23360-78

Шпонка 2 - 70х36х320 ГОСТ 23360-78

Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Задача 6.6.5. Подберите посадку для шпоночного соединения (табл.6.12). Постройте схему полей допусков. Выполните эскизы соединения. Представьте условное обозначение шпоночного соединения.

Таблица 6.12.

Требования к шпоночным соединениям

Вариант	Номинальный диаметр	Вид соединения	Назначение посадок
1	15	Свободное	Для единичного производства
2	25	Нормальное	Для серийного производства
3	27	Плотное	Для крупносерийного производства
4	30	Свободное	Для массового производства
5	33	Нормальное	Для направляющих бшпонок
6	42	Плотное	Для единичного производства
7	49	Свободное	Для крупносерийного производства
8	51	Свободное	Для единичного производства
9	58	Нормальное	Для массового производства
10	65	Свободное	Для серийного производства
11	71	Нормальное	Для направляющих шпонок
12	78	Плотное	Для единичного производства
13	84	Нормальное	Для крупносерийного производства
14	93	Свободное	Для направляющих шпонок
15	105	Свободное	Для единичного производства
16	128	Свободное	Для направляющих шпонок
17	136	Нормальное	Для серийного производства
18	154	Свободное	Для крупносерийного производства
19	187	Плотное	Для единичного производства
20	194	Плотное	Для массового производства
21	213	Свободное	Для серийного производства
22	245	Нормальное	Для единичного производства
23	269	Плотное	Для направляющих шпонок
24	283	Нормальное	Для массового производства
25	297	Плотное	Для направляющих шпонок
26	305	Плотное	Для единичного производства
27	324	Нормальное	Для серийного производства
28	335	Нормальное	Для направляющих шпонок
29	368	Плотное	Для направляющих шпонок
30	370	Нормальное	Для единичного производства

Задача 6.6.6. Даны условные обозначения шпонок (табл. 6.13). Выполните эскизы шпонки (по вариантам) с указанием допусков на все размеры.

Таблица 6.13

Обозначения шпонки

Вариант	Обозначение шпонки
1	Шпонка 2х2х10 ГОСТ 23360-78
2	Шпонка 2 - 5х5х40 ГОСТ 23360-78
3	Шпонка 10х8х28 ГОСТ 23360-78
4	Шпонка 3 - 18х11х110 ГОСТ 23360-78
5	Шпонка 36х20х220 ГОСТ 23360-78
6	Шпонка 40х22х280 ГОСТ 23360-78
7	Шпонка 2 - 70х36х320 ГОСТ 23360-78
8	Шпонка 3х3х25 ГОСТ 23360-78
9	Шпонка 3 - 6х6х56 ГОСТ 23360-78
10	Шпонка 8х7х63 ГОСТ 23360-78
11	Шпонка 3 - 10х8х28 ГОСТ 23360-78
12	Шпонка 14х9х90 ГОСТ 23360-78
13	Шпонка 18х11х70 ГОСТ 23360-78
14	Шпонка 2 - 22х14х90 ГОСТ 23360-78
15	Шпонка 45х25х125 ГОСТ 23360-78
16	Шпонка 6х6х32 ГОСТ 23360-78
17	Шпонка 2 - 10х8х45 ГОСТ 23360-78
18	Шпонка 12х8х56 ГОСТ 23360-78
19	Шпонка 3 - 16х10х70 ГОСТ 23360-78
20	Шпонка 20х12х100 ГОСТ 23360-78
21	Шпонка 25х14х140 ГОСТ 23360-78
22	Шпонка 2 - 32х18х160 ГОСТ 23360-78
23	Шпонка 45х25х250 ГОСТ 23360-78
24	Шпонка 2 - 56х32х220 ГОСТ 23360-78
25	Шпонка 3х3х8 ГОСТ 23360-78
26	Шпонка 2 - 4х4х22 ГОСТ 23360-78
27	Шпонка 8х7х32 ГОСТ 23360-78
28	Шпонка 2 - 2х8х63 ГОСТ 23360-78
29	Шпонка 28х16х140 ГОСТ 23360-78
30	Шпонка 3 - 63х32х250 ГОСТ 23360-78

Задача 6.6.7. Подберите сегментную шпонку для соединения (табл.6.14) . Выполните эскизы шпоночного соединения и выбранной шпонки.

Таблица 6.14.

Требования к шпоночному соединению

Вариант	Номинальный диаметр вала	Назначение шпонки	Исполнение шпонки
1	3,5	I	1
2	4	II	2
3	4,5	I	2
4	5	II	1
5	6	I	1
6	6,7	I	1
7	7	II	2
8	7,2	II	1
9	8	I	2
10	8,4	I	2
11	8,7	II	1
12	9,9	I	2
13	10	I	1
14	10,3	II	1
15	10,7	II	1
16	11	II	1
17	11,6	I	2
18	12	II	2
19	13	I	1
20	13,8	II	1
21	14	I	2
22	15	II	1
23	19	II	2
24	22	I	1
25	27	I	2
26	30	I	1
27	33	II	1
28	36	I	1
29	37	II	2
30	40	II	2

Задача 6.6.8. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Шпонка 1x1,1 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)

Шпонка 1,5x2,6 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)

Шпонка 2 - 2x2,6 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)

Шпонка 2,5х3,7 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)
 Шпонка 2 - 3х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)
 Шпонка 4х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)
 Шпонка 2 - 4х7,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)
 Шпонка 5х6,5 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)
 Шпонка 2 - 5х9 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)
 Шпонка 6х9 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)
 Шпонка 6х10 ГОСТ 24071-80 (шпонка передает крутящий момент)
 Шпонка 2 - 8х11 ГОСТ 24071-80 (шпонка используется для фиксации)

Задача 6.6.9. Подберите посадку для шпоночного соединения с сегментной шпонкой (табл.6.15). Постройте схему полей допусков. Выполнить эскизы соединения. Представьте условное обозначение шпоночного соединения.

Таблица 6.15.

Требования к шпоночному соединению

Вариант	Номинальный диаметр	Вид соединения	Назначение посадок
1	3,9	Плотное	Для единичного производства
2	4	Нормальное	Для серийного производства
3	4,3	Плотное	Для крупносерийного производства
4	4,9	Нормальное	Для массового производства
5	5	Нормальное	Для массового производства
6	5,6	Плотное	Для единичного производства
7	5,9	Нормальное	Для крупносерийного производства
8	6	Плотное	Для единичного производства
9	6,3	Нормальное	Для массового производства
10	7	Плотное	Для серийного производства
11	8	Нормальное	Для крупносерийного производства
12	9,5	Плотное	Для единичного производства
13	10	Нормальное	Для крупносерийного производства
14	11	Плотное	Для единичного производства
15	12,7	Нормальное	Для единичного производства
16	13	Плотное	Для массового производства
17	14,2	Нормальное	Для серийного производства
18	15	Нормальное	Для крупносерийного производства

Окончание таблицы 6.15

Вариант	Номинальный диаметр	Вид соединения	Назначение посадок
19	15,9	Плотное	Для единичного производства
20	16	Плотное	Для массового производства
21	19	Нормальное	Для серийного производства
22	20	Нормальное	Для единичного производства
23	22	Плотное	Для серийного производства
24	25	Нормальное	Для массового производства
25	27	Плотное	Для серийного производства
26	30	Плотное	Для единичного производства
27	33	Нормальное	Для серийного производства
28	34	Нормальное	Для массового производства
29	36	Плотное	Для серийного производства
30	42	Нормальное	Для единичного производства

Задача 6.6.10. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы шпоночного соединения и шпонки с указанием размеров и допусков на все размеры (номинальный диаметр соединения выбирается самостоятельно).

Шпонка 2 – 2х2х8 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3х3х28 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 5х5х45 ГОСТ 24068-80

Шпонка 8х7х63 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 10х8х80 ГОСТ 24068-80

Шпонка 12х8х110 ГОСТ 24068-80

Шпонка 16х10х56 ГОСТ 24068-80

Шпонка 4 – 18х11х90 ГОСТ 24068-80

Шпонка 22х12х110 ГОСТ 24068-80

Шпонка 2 – 25х14х125 ГОСТ 24068-80

Шпонка 28х16х90 ГОСТ 24068-80

Шпонка 3 – 32х18х160 ГОСТ 24068-80

Шпонка 36х20х280 ГОСТ 24068-80

Шпонка 40х22х320 ГОСТ 24068-80

Шпонка 45х25х125 ГОСТ 24068-80

Шпонка 50х28х140 ГОСТ 24068-80

Шпонка 4 – 56х32х250 ГОСТ 24068-80

Шпонка 2 – 63х32х280 ГОСТ 24068-80

Задача 6.6.11. Расшифруйте условное обозначение шпонки. Выполните эскизы соединений с тангенциальными нормальными шпонками.

Шпонка 7х20,1х70 ГОСТ 24069-80

Шпонка 9x28,6x120 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 8x24x100 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 18x66x3000 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 30x110,9x480 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 34x123,1x220 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 50x181,6x780 ГОСТ 24069-80
 Шпонка 56x214,3x500 ГОСТ 24069-80

Задача 6.6.12. Вдоль оси вала перемещается зубчатое колесо по направляющей в виде призматической шпонки. Установите допуски и посадки шпоночного соединения. Значения ширины шпоночного паза приведены в табл. 6.16.

Таблица 6.16

Ширина шпоночного паза										
№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Размер b, мм	1,5	80	6	2	36	5	18	40	8	10

Задача 6.6.13. Установите годность пазов под призматическую шпонку по результатам измерения ширины пазов, приведенным в табл. 6.17.

Таблица 6.17

Данные на ширину шпоночных пазов

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальное значение b, мм		6	16	32	20	63	80	5	100	14	2
Поле допуска паза	на валу	H9	P9	H9	N9	P9	H9	P9	N9	H9	N9
	во втулке	D10	P9	D10	J _s 9	P9	D10	P9	J _s 9	D10	J _s 9
Действительная ширина паза, мм	на валу	6,032	15,980	32,060	20	19,980	80,075	4,980	99,920	14,030	1,990
	во втулке	6,050	15,940	32,10	19,980	19,930	80,20	4,960	100,040	14,08	2,010

Задача 6.6.14. По данным табл. 6.17 определите зазоры (натяги) в посадках призматической шпонки.

Задача 6.6.15. Расшифруйте условные обозначения для прямобочных шлицевых соединений и входящих в них деталей, указанных в табл. 6.18

Таблица 6.18.

Условные обозначения шлицевых соединений

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$d-6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 26 \times 6 \frac{D9}{h9}$	6	$d-16 \times 62 \frac{H7}{n6} \times 72 \times 6 \frac{F8}{k7}$
2	$D-10 \times 72 \times 78 H7 \times 12 F8$	7	$d-20 \times 92 \frac{H8}{e8} \times 102 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F10}{js7}$
3	$d-6 \times 21 g6 \times 25 \times 5 h9$	8	$b-8 \times 62 \times 68 \times 12 \frac{D9}{e8}$
4	$D-8 \times 42 \times 48 \frac{H7}{js6} \times 8 \frac{F8}{js7}$	9	$D-10 \times 16 \times 20 \frac{H8}{e8} \times 2,5 \frac{F8}{h9}$
5	$b-10 \times 28 \times 35 \times 4 e9$	10	$d-8 \times 46 h7 \times 50 \times 9 D9$

Задача 6.6.16. По данным задачи 6.6.15 определите предельные отклонения и допуски центрирующих элементов шлицевого вала и втулки.

Задача 6.6.17. По данным задачи 6.6.15 определите предельные отклонения и допуски нецентрирующих элементов шлицевого вала и втулки.

Задача 6.6.18. Определите величины зазоров (натягов) по центрирующим элементам в шлицевых соединениях, условные обозначения которых приведены в табл. 6.19.

Таблица 6.19.

Условные обозначения шлицевых соединений

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$D-6 \times 28 \times 32 \frac{H7}{js6} \times 7 \frac{D9}{f7}$	6	$D-16 \times 52 \times 60 \frac{H7}{n6} \times 5 \frac{F8}{h8}$
2	$d-10 \times 72 \frac{H7}{n6} \times 82 \times \frac{F10}{h9}$	7	$D-20 \times 82 \times 92 \frac{H7}{jh7} \times 6 \frac{F8}{d9}$
3	$d-6 \times 26 \frac{H7}{g6} \times 30 \times 6 \frac{H8}{k8}$	8	$d-8 \times 56 \frac{H7}{js7} \times 65 \times 10 \frac{F8}{f7}$
4	$D-8 \times 46 \times 54 \frac{H7}{e8} \times 9 \frac{D9}{d9}$	9	$d-10 \times 102 \frac{H7}{js6} \times 108 \times 16 \frac{D9}{k7}$
5	$d-10 \times 32 \frac{H7}{h7} \times 40 \times 5 \frac{H8}{js7}$	10	$b-8 \times 46 \times 54 \times 9 \frac{F8}{js7}$

Задача 6.6.19. Определите величину предельных зазоров по боковым сторонам зубьев шлицевого соединения, обозначения которого приведены в табл. 6.20.

Таблица 6.20.

Условные обозначения шлицевого соединения

Вариант	Условное обозначение	Вариант	Условное обозначение
1	$b-8 \times 46 \times 50 \times 9 \frac{F10}{f8}$	6	$d-16 \times 52 \frac{H7}{g6} \times 60 \times 5 \frac{D9}{k7}$
2	$d-10 \times 112 \frac{H8}{e8} \times 120 \times 18 \frac{F8}{h7}$	7	$b-20 \times 82 \times 92 \times 6 \frac{F8}{d9}$
3	$b-6 \times 28 \times 32 \times 7 \frac{D9}{js7}$	8	$D-8 \times 56 \times 65 \frac{H7}{g6} \times 10 \frac{F8}{e8}$
4	$d-8 \times 42 \frac{H7}{h7} \times 46 \times 8 \frac{H8}{js7}$	9	$b-10 \times 18 \times 23 \times 3 \frac{D9}{k7}$
5	$b-10 \times 112 \times 125 \times 18 \frac{F8}{e8}$	10	$D-10 \times 36 \times 45 \frac{H7}{f7} \times 5 \frac{D9}{js7}$

Задача 6.6.20. Определите годность элементов шлицевых соединений по данным, приведенным в табл. 6.21.

Таблица 6.21.

Результаты измерений параметров шлицевых соединений

Вариант		1		2		3	
Обозначение		$d-8 \times 52 \frac{H7}{g6} \times 58 \times 10 \frac{H8}{h7}$		$b-6 \times 11 \times 14 \times 3 \frac{F8}{e8}$		$D-10 \times 72 \times 78 \frac{H7}{h7} \times 12 \frac{F8}{js7}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	52,025	51,970	11,110	10	72,2	69,5
	D	58,2	57,5	14,15	13,6	78,028	77,06
	b	10,020	9,990	3,010	3,004	12,03	12,1
Вариант		4		5		6	
Обозначение		$d-6 \times 28 \frac{H7}{h7} \times 32 \times 7 \frac{H8}{h8}$		$b-10 \times 92 \times 98 \times 14 \frac{F8}{js7}$		$D-8 \times 62 \times 72 \frac{H7}{f7} \times 12 \frac{F8}{e8}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	28,022	27,075	92,21	89,5	62,11	58,2
	D	32,250	31,535	98,34	97,4	72,02	71,98
	b	7,010	6,995	13,915	13,99	11,998	11,989
Вариант		7		8		9	
Обозначение		$d-10 \times 46 \frac{H7}{n6} \times 56 \times 7 \frac{F8}{k7}$		$b-6 \times 18 \times 22 \times 5 \frac{D9}{e8}$		$D-8 \times 46 \times 54 \frac{H7}{g6} \times 9 \frac{D9}{e9}$	
Деталь		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Действительные размеры, мм	d	46,005	45,98	18,100	16,6	46,15	42,9
	D	56,2	55,65	22,12	21,75	54,02	53,97
	b	7,005	6,985	5,002	4,99	9,010	8,950

Глава 7. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

7.1. Основные положения

В машинах и механизмах поверхности деталей должны занимать друг относительно друга определенное положение, обусловленное их назначением. Такие требования обеспечиваются расчетами размерных цепей. Они осуществляются на различных стадиях проектирования конструкции, ее изготовления и измерений, а именно:

при проектировании кинематических схем – для определения числового значения первичных ошибок и увязки размеров схемы;

при разработке рабочих чертежей – для простановки размеров и допусков на них;

при проектировании технологических процессов – для определения технологических размеров и припусков;

при измерениях – для выбора измерительных баз.

Расчет размерных цепей является одним из способов повышения качества изделий, обеспечения надежности и долговечности их работы, а также собираемости взаимозаменяемых деталей и узлов с наименьшими затратами.

Размерная цепь – это совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи. В зависимости от этапа и целей применения расчета размерных цепей различают конструкторские, технологические и измерительные размерные цепи. Размерная цепь, размеры которой определяют взаимное положение поверхностей или осей одной детали, называется поддетальной и представлена на рис. 7.1, а. Для нескольких деталей, образующих сборочную единицу, составляется сборочная размерная цепь, которая представлена на рис. 7.1, б.

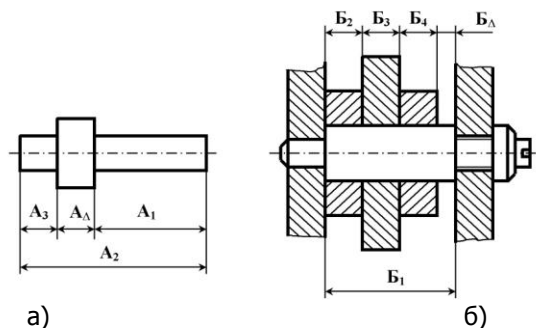


Рис. 7.1. Размерные цепи: а – поддетальная; б – сборочная.

Размеры, образующие размерную цепь, называются звеньями

размерной цепи. Величина монтажного зазора или сборочного натяга, несовпадение поверхностей или осей в сборочной размерной цепи рассматриваются как отдельное звено, обычно служащее исходным при расчете, хотя номинальный размер этого звена, как правило, равен нулю.

В зависимости от вида размеров различают линейные и угловые размерные цепи, звеньями которых являются соответственно линейные и угловые размеры. Линейная цепь обозначается прописной буквой русского алфавита (кроме букв К, М, О, З и Т), а угловая – строчной буквой греческого алфавита (кроме букв α , δ , ξ , λ и ω).

По взаимному расположению звеньев размерные цепи делятся на плоские и пространственные. Плоская размерная цепь – это размерная цепь, все звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях. При этом между собой звенья могут быть непараллельны. Размерная цепь с параллельными звеньями является частным случаем плоской размерной цепи. Пространственная размерная цепь – это размерная цепь, звенья которой непараллельны и расположены в непараллельных плоскостях, то есть в пространстве под различными углами.

Размерная цепь состоит из замыкающего и составляющих звеньев. Замыкающее звено – это звено размерной цепи, которое получается последним в процессе изготовления детали или сборки сборочной единицы. Размер и точность замыкающего звена зависят от размеров и точности составляющих звеньев. Часто замыкающее звено является исходным на стадии постановки задачи расчета размерной цепи, если расчет ведется с целью обеспечения точности и предельных размеров этого звена. На рабочем чертеже детали замыкающее звено не проставляют. Замыкающее звено обозначают буквой размерной цепи с индексом Δ или Σ (A_{Δ} , A_{Σ}).

Составляющее звено – это звено, функционально связанное с замыкающим звеном. Составляющие звенья обозначаются буквой размерной цепи с индексом, соответствующим порядковому номеру звена, например, A_1 , A_2 , A_3 и т. д., начиная от звена, соседнего с замыкающим. Составляющие звенья размерной цепи подразделяются на увеличивающие и уменьшающие в зависимости от характера влияния их на замыкающее звено. Увеличивающее звено – это звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее звено. Такие звенья размерной цепи обозначают стрелкой, направленной вправо,

установленной над буквой, обозначающей звено, например, \vec{A}_j .

Уменьшающее звено – это звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее звено. Эти звенья обозначаются со стрелкой над буквой соответствующего звена, направленной влево \overleftarrow{A}_j . Размерную цепь можно условно изображать графически в виде схемы без изображения самих деталей, как показано на рис. 7.2 для размерных цепей А и Б.

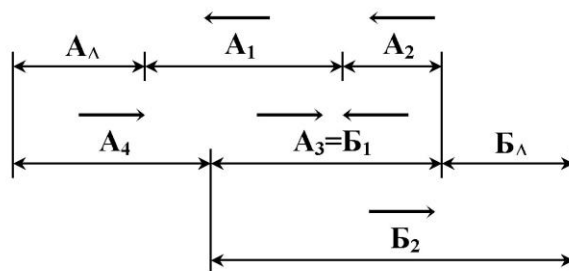


Рис. 7.2. Схемы размерных цепей

Степень влияния отклонения составляющего звена на отклонение замыкающего звена определяется передаточным отношением ξ . Для размерных цепей с параллельными звеньями передаточные отношения равны: $\xi_i = +1$ для увеличивающих и $\xi_i = -1$ для уменьшающих составляющих звеньев. Поэтому в расчетах таких цепей, увеличивающие составляющие звенья берутся со знаком "плюс", а уменьшающие составляющие звенья – со знаком "минус".

Составляющее звено размерной цепи, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена, называется **компенсирующим**. На схеме размерной цепи оно обозначается буквой звена, заключенной в прямоугольник

Составляющее звено, одновременно принадлежащее нескольким размерным цепям, называется общим. Обозначение этого звена формируется из обозначений звеньев размерных цепей, в которые входит данное звено, со знаком равенства между ними, например, $\vec{A}_3 = \vec{B}_1$, как показано на рис. 7.2.

7.2. Расчеты допусков размеров, входящих в размерные цепи

В практике решения размерных цепей наибольшее распространение имеют размерные цепи с параллельными звеньями. Методы расчета плоских размерных цепей стандартизованы ГОСТ 16320-80.

При расчете размерных цепей решается прямая или обратная задачи. При решении прямой задачи (проектном расчете) определяются допуски и предельные отклонения составляющих звеньев по заданным эксплуатационным значениям предельных размеров или предельных отклонений исходного (замыкающего звена). При решении обратной задачи (проверочном расчете) устанавливают номинальный размер и интервал возможных значений замыкающего звена по установленным на чертеже номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

На первом этапе расчета составляется схема размерной цепи посредством переноса размеров без соблюдения масштаба с чертежа на схему с учетом последовательности их простановки и технологии выполнения. При этом следует придерживаться следующих правил:

а) размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, то есть быть наикратчайшей;

б) каждая деталь может участвовать в размерной цепи только одним своим размером без учета предполагаемых удобств ее выполнения или измерения;

в) нельзя включать в размерную цепь два размера одной и той же детали;

г) любое составляющее звено сборочной размерной цепи можно перенести на чертеж детали как отдельный самостоятельный ее размер;

д) стандартные и покупные изделия (например, подшипники качения) учитываются в размерной цепи только одним своим конечным монтажным размером, независимо от количества входящих в него деталей. По схеме определяются увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья размерной цепи.

При необходимости определяются неизвестные номинальные размеры, входящие в размерную цепь из условия, что номинальный размер замыкающего звена равен разности между суммами номинальных размеров увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев. Решая уравнение номинальных размеров относительно замыкающего звена, получим основное уравнение размерной цепи:

$$A_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \bar{A}_j, \quad (7.1)$$

где m – число звеньев увеличивающих;

n – число звеньев уменьшающих.

Выбирается метод решения. Расчет размерных цепей может производиться методом минимума-максимума (метод полной взаимозаменяемости), вероятностным методом (метод неполной взаимозаменяемости), методами пригонки, регулирования или селективной сборки. Особенности методов расчета размерных цепей (РЦ) приведены в табл.7.1.

Таблица 7.1.

Особенности методов расчета размерных цепей

Методы расчета РЦ	Взаимозаменяемость	Допуски на составляющие звенья	Число составляющих звеньев	Тип производства	Недостатки	Преимущества
Максимум-минимума	Полная	Небольшие	3 – 4	Крупносерийное	Малые допуски	Сборка без доработки
Теоретико-вероятностный	Неполная	Широкие	Любое	Крупносерийное	Вероятен брак	Широкие допуски
Пригонки	Неполная	Широкие	Любое	Единичное, мелкосерийное	Дополнительные измерения и	Экономически целесообразные допуски, высокая точность замыкающего звена
Регулирования	Неполная	Широкие	Любое	Единичное, мелкосерийное	технологические операции	
Селективной сборки	Неполная	Широкие	3 – 4	Крупносерийное	Контроль, сортировка, незавершенная продукция	

Полная взаимозаменяемость обеспечивается расчетом размерных цепей на максимум-минимум, исходя из предположений, что в процессе изготовления и сборки деталей должны быть детали только предельно допустимых размеров в самом неблагоприятном их сочетании для точности изготовления или сборки, то есть все увеличивающие звенья будут иметь наибольшие предельные размеры, а уменьшающие – наименьшие, или наоборот.

Размерные цепи, в которых по условиям производства экономически целесообразно назначать более широкие допуски на составляющие звенья, должны рассчитываться вероятностным методом. Однако, при использовании этого метода расчета в технических условиях должен указываться процент изделий, у которых возможен выход размера замыкающего звена за пределы поля допуска, и предусматриваться дополнительные технологические мероприятия, исключающие возможность поставки потребителям несоответствующих требованиям изделий.

При решении прямой задачи РЦ рассчитывается допуск замыкающего звена:

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta\max} - A_{\Delta\min}, \quad (7.2)$$

где $A_{\Delta\min}$ и $A_{\Delta\max}$ – предельные размеры замыкающего звена определяются, исходя из функционального назначения этого звена.

На следующем этапе расчета допуск замыкающего звена распределяется между составляющими звеньями одним из способов. Способ попыток предполагает, что допуски на составляющие звенья назначаются на основании опыта изготовления и эксплуатации аналогичных конструкций. При способе равных допусков на все составляющие звенья предварительно назначается одинаковая средняя величина допуска T_{cp} :

$$TA_1 = TA_2 = \dots = T_{cp} A_j = \frac{TA_{\Delta}}{m + n}. \quad (7.3)$$

Этот способ может применяться, если номинальные размеры составляющих звеньев относятся к одному или соседним интервалам.

Способ одного квалитета следует применять при различных размерах составляющих звеньев. При этом допуски составляющих звеньев зависят от их номинальных размеров.

$$TA_j = IT = ai \quad (7.4)$$

где i – единица допуска, зависящая от номинального размера, мкм (табл. 7.2);

a – число единиц допуска в допуске по квалитету (табл. 7.3)

Таблица 7.2.

Значения i для интервалов размеров

Интервалы размеров, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 260	Св. 260 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица 7.3.

Количество единиц допуска "а" для допусков квалитетов

Значение квалитета	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17
Число единиц допуска "а"	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Когда в размерную цепь входят звенья, допуски на которые уже назначены, например, допуски комплектующих изделий, то эти допуски должны вычитаться из допуска замыкающего звена. После этого между другими составляющими звеньями распределяется оставшаяся часть допуска исходного звена. Формулы, применяемые при распределении допуска замыкающего звена между составляющими звеньями размерной цепи, приведены в табл. 7.4.

Таблица 7.4.

Порядок распределения допуска замыкающего звена

Этап расчета			Методы расчета размерных цепей	
			максимума-минимума	теоретико-вероятностный
Метод распределения допуска	Равных допусков	Величина допуска	При наличии k заданных допусков	$T_{A_j} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^k TA_j}{m+n-k}, \quad TA_j = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^k TA_j^2}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-k} \lambda_j^2}}$
			При отсутствии заданных допусков	$T_{A_j} = \frac{TA_{\Delta}}{m+n}, \quad TA_j = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2}}$
	Одного качества	Количество единиц допуска	При наличии k заданных допусков	$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^k TA_j}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j - \sum_{j=1}^k i_j}, \quad a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^k TA_j^2}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-k} i_j^2}}$
			При отсутствии заданных допусков	$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j}, \quad a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} i_j^2}}$
		Допуск	$TA_j = IT_j = ai_j$	
		Проверка правильности распределения допусков	$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m+n} TA_j, \quad TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \lambda_j^2 \cdot TA_j^2}$	

Неполная взаимозаменяемость обуславливается расчетом размерных цепей вероятностным методом, учитывающим рассеяние размеров и вероятность различных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи. При этом возможен выход действительного размера замыкающего звена за границы поля допуска, вероятность которого P при расчете учитывается и выражается коэффициентом риска t_Δ . Значения коэффициента t_Σ выбираются из табл. 7.5.

Таблица 7.5.

Значения коэффициента t_Δ в зависимости от принятого процента риска P

Риск $P, \%$	32	10	4,5	2	1	0,27	0,1	0,5	0,01
Коэффициент t_Δ	1,00	1,65	2,00	2,32	2,57	3,00	3,29	3,48	3,89

Закон рассеяния размеров учитывается в расчетах коэффициентом относительного рассеивания размеров λ_j , значение которого можно оценить в зависимости от вида производства:

- для мелкосерийного или единичного производства

$$\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}};$$

- для крупносерийного или массового производства $\lambda_j = \frac{1}{3}$.

Вычислив a_{cp} , по полученному числу единиц допуска устанавливают качество. На все составляющие звенья по найденному качеству и номинальным размерам звеньев по табл. 1.1 выбирают соответствующие допуски. Следует помнить, что допуск замыкающего звена складывается из допусков составляющих звеньев. Назначенные отклонения и допуски должны удовлетворять условию, что суммарный допуск составляющих звеньев не должен превышать допуск замыкающего звена. Если условие не соблюдается, то для согласования допусков замыкающего и составляющих звеньев одно звено размерной цепи выбирается в качестве увязочного (корректирующего), допуск для которого рассчитывается. Как правило, в результате расчета значение получается нестандартным, поэтому в качестве увязочного звена рекомендуют выбирать: открытый размер (высота уступа, глубина паза и т.п.), который проверяют специальным инструментом или универсальным прибором; технологически трудно выполнимый размер детали, который будет заменен при расчете поддетальной

размерной цепи; размер, для проверки которого необходим специальный инструмент или измерительное приспособление.

На следующем этапе определяют предельные отклонения составляющих звеньев. При этом для сокращения расчетов используют координаты середин полей допусков. Предельные отклонения назначают для размеров охватываемых поверхностей как для основного отверстия (H), то есть одним верхним отклонением (Δ_B) со знаком "плюс" и численно равным допуску соответствующего звена, а для размеров охватываемых – как для основного вала (h) одним нижним отклонением (Δ_H) со знаком "минус". На открытые, межосевые и остальные размеры отклонения назначаются симметрично относительно номинального размера $\pm \frac{IT}{2}$, то есть $\Delta_B = -\Delta_H$.

Координата середины поля допуска увязочного звена определяется из уравнения размерной цепи вида:

$$\sum_{j=1}^m \Delta_0 \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 \bar{A}_j = \Delta_0 A_\Delta, \quad (7.5)$$

где $\Delta_0 A_\Delta$ – координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_0 A_\Delta = \frac{\Delta_B A_\Delta + \Delta_H A_\Delta}{2} \quad (7.6)$$

Предельные отклонения любого составляющего звена определяются как сумма или разность среднего отклонения и половины допуска этого звена:

$$\begin{aligned} \Delta_B A_j &= \Delta_0 A_j + \frac{TA_j}{2}; \\ \Delta_H A_j &= \Delta_0 A_j - \frac{TA_j}{2}. \end{aligned} \quad (7.7)$$

При решении обратной задачи определяют номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Этот расчет является проверочным. Определяются предельные отклонения замыкающего звена на основании известных допусков и предельных отклонений, определенных в результате проектного расчета. Формулы для расчета приведены в табл. 7.6.

Таблица 7.6.

Формулы для проверочных расчетов размерной цепи

Объект проверки	Методы расчета размерных цепей	
	максимума-минимума	теоретико-вероятностный
верхнее предельное отклонение замыкающего звена	$\Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} T A_j$	$\Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \sigma_j^2 \cdot T A_j^2}$
	$\Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_B \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H \bar{A}_j$	$\Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_B \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_H \bar{A}_j$
нижнее предельное отклонение замыкающего звена	$\Delta_B A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{m+n} T A_j$	$\Delta_B A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_0 A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_0 A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} \sigma_j^2 \cdot T A_j^2}$
	$\Delta_H A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_H \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B \bar{A}_j$	$\Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_H \bar{A}_j - \sum_{j=1}^n \Delta_B \bar{A}_j$

При малом допуске на замыкающее звено и большом числе составляющих звеньев при расчете теоретико-вероятностным методом иногда невозможно распределить допуск замыкающего звена так, чтобы получить технологически приемлемую точность составляющих звеньев. Тогда переходят к решению размерной цепи методом регулирования, который также можно реализовать при любом объеме производства. Дополнительным преимуществом этого метода является возможность автоматизации компенсации износа деталей в процессе эксплуатации механизма. Согласно этому методу на составляющие звенья назначаются экономически целесообразные допуски – в пределах IT10 ÷ IT14. Одно из составляющих звеньев (обычно им является уплотнение, прокладка, втулка, шайба и т.п.) принимается в качестве компенсатора. На все другие составляющие звенья назначаются предельные отклонения в зависимости от вида размера (охватывающий, охватываемый, остальной) по выше рассмотренным правилам и определяются их предельные размеры. Рассчитываются

предельные отклонения звена-компенсатора. При этом звено-компенсатор исключается в формулах из составляющих звеньев. Если компенсатор в размерной цепи является увеличивающим звеном:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_H A_j + \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_B A_j + \Delta_B K \end{cases} \quad (7.8)$$

Если компенсатор в размерной цепи является уменьшающим звеном:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_B A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_H A_j - \Delta_H K \\ \Delta_H A_\Delta = \sum_{o=1}^m \Delta_H A_j - \sum_{o=1}^n \Delta_B A_j - \Delta_B K \end{cases} \quad (7.9)$$

Из соответствующей системы уравнений определяются $\Delta_H K$ и $\Delta_B K$ и находится диапазон регулирования:

$$V_K = \Delta_B K - \Delta_H K \quad (7.10)$$

Рассчитывается количество деталей-компенсаторов:

$$n = \frac{V_K}{TA_\Delta} + 1 \quad (7.11)$$

Определяется толщина сменных деталей-компенсаторов:

$$s = \frac{V_K}{n} \quad (7.12)$$

Полученное значение округляется по ряду нормальных линейных значений до ближайшего меньшего значения. Допуск на изготовление деталей-компенсаторов определяется, исходя из допуска замыкающего звена, по формуле:

$$TK = \frac{TA_\Delta}{n} \quad (7.13)$$

7.3. Вопросы для самоконтроля.

7.3.1. Что представляют собой размерные цепи, и на какие разновидности они делятся?

7.3.2. Что называется звеном размерной цепи, и на какие виды подразделяются звенья?

7.3.3. Какое звено в размерной цепи называется: а) замыкающим; б) исходным; в) увеличивающим; г) уменьшающим?

7.3.4. Составьте уравнения размерной цепи для: а) номинальных размеров; б) допусков; в) предельных отклонений всех звеньев.

7.3.5. По каким правилам распределяется допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу: а) попыток; б) равных допусков; в) одного качества?

7.3.6. В чем заключаются методы расчета размерных цепей: а) полной взаимозаменяемости; б) теоретико-вероятностный; в) пригонки; г) регулирования; д) селективной сборки?

7.3.7. При каких условиях применяется каждый из методов расчета размерных цепей?

7.3.8. Перечислите преимущества и недостатки каждого из методов расчета размерных цепей.

7.3.9. По каким правилам назначаются предельные отклонения на составляющие звенья?

7.3.10. Как выполняется проверка правильности расчетов размерных цепей?

7.4. Примеры решения задач

7.4.1. Рассчитать методом полной взаимозаменяемости допуски и отклонения звеньев размерной цепи узла механизма, приведенного на рис.7.3, при условии $B_1=5$ мм, $B_2=55$ мм, $B_3=5$ мм, $B_4=45$ мм. Зазор между колесом и буртом подшипника скольжения должен быть в пределах от 0,1 мм до 0,45 мм, то есть

$$B_{\Sigma} = 0_{+0,10}^{+0,45} \cdot TB_{\Sigma} = 0,35 \text{ мм} = 350 \text{ мкм}.$$

Решение

Согласно эскизу изделия строим размерную цепь и определяем звенья увеличивающие, уменьшающие и остальное звено.

В соответствии с номинальными размерами составляющих звеньев по табл. 7.2 определяем значения единиц допусков i для каждого составляющего звена:

$$i_1 = i_3 = 0,73 \text{ мкм}, i_2 = 1,86 \text{ мкм}, i_4 = 1,56 \text{ мкм}.$$

Определяем число единиц допуска (коэффициент точности) размерной цепи:

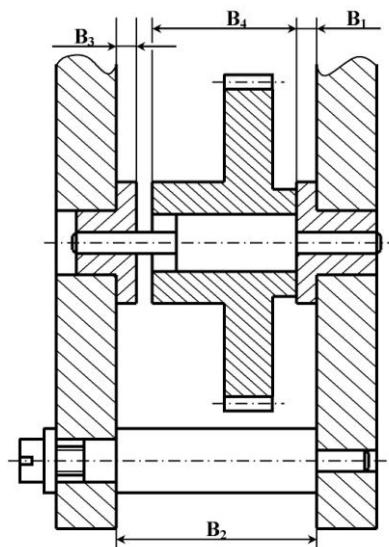


Рис. 7.3. Фрагмент эскиза механизма

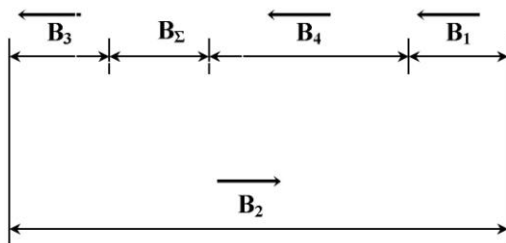


Рис. 7.4. Схема размерной цепи

$$a = \frac{TB_{\Sigma}}{\sum_{j=1}^{m+n} i_j} = \frac{350}{0,73 + 1,86 + 0,73 + 1,56} = 70$$

Согласно табл. 7.3 для IT10 $a=64$, для IT11 $a=100$. Принимаем коэффициент точности размерной цепи $a=64$.

По коэффициенту точности $a=64$ устанавливаем допуски на составляющие звенья по IT10. Для охватываемых размеров B_1, B_2, B_4 отклонения определяем как для основного вала: при

$$\begin{array}{ll} TB_1 = 0,048 \text{ мм} & B_1 = 5_{-0,048} \text{ мм} \\ TB_3 = 0,048 \text{ мм} & B_3 = 5_{-0,048} \text{ мм} \\ TB_4 = 0,1 \text{ мм} & B_4 = 45_{-0,1} \text{ мм} \end{array}$$

Звено B_2 принимаем как увязывающее.

Определяем предельные отклонения B_2 . Согласно уравнениям размерной цепи относительно предельных отклонений:

$$\Delta_s \vec{B}_2 = \sum_{j=1}^n \Delta_i \vec{B}_j + \Delta_s B_{\Sigma} \cdot \Delta_i \vec{B}_2 = \sum_{j=1}^n \Delta_s \vec{B}_j + \Delta_i B_{\Sigma}$$

$$\Delta_s \vec{B}_2 = -0,48 - 0,48 - 0,1 + 0,45 = 0,254 (\text{мм})$$

$$\Delta_i \vec{B}_2 = 0 + 0 + 0 + 0,1 = 0,1 (\text{мм}).$$

$$\text{Тогда } B_2 = 55_{+0,25}^{+0,10} \text{ мм}, TB_2 = 0,15 \text{ мм}.$$

6) Проверочный расчет размерной цепи.

Расчет проводится согласно формуле: $\sum_{j=1}^{m+n} TB_j \leq TB_{\Sigma}$.

$$TB_1 + TB_2 + TB_3 + TB_4 \leq TB_{\Sigma}$$

$$0,48 + 0,48 + 0,1 + 0,15 = 0,346 \text{ мм}$$

$$0,346 < 0,350$$

7.4.2. Рассчитать размерную цепь теоретико-вероятностным методом.

Монтажный зазор между базовыми торцевыми поверхностями должен обеспечивать осевую фиксацию вала, плавное вращение его в опорах качения или скольжения без рывков и заеданий, исключить

возможность заклинивания при температурных деформациях деталей сборочной единицы (рис. 7.5). Для осевой фиксации вала функциональным является зазор A_{Δ} , номинальная величина которого равна нулю. Вал должен быть смонтирован с осевым зазором, предельные значения которого рассчитываются из размерной цепи с учетом температурных деформаций.

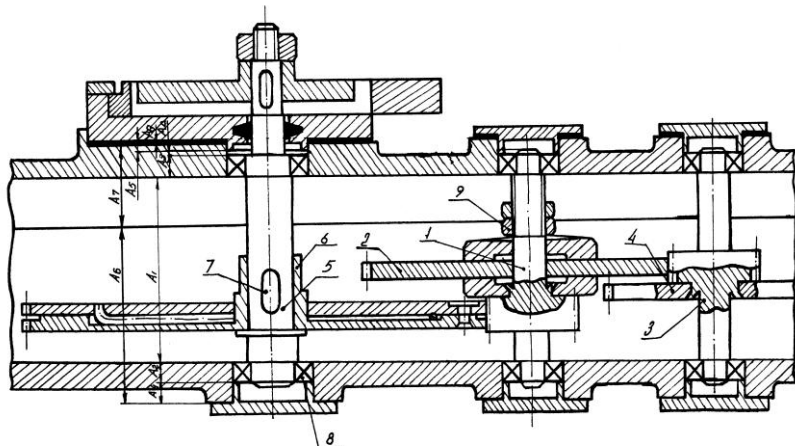


Рис. 7.5. Сборочная единица редуктора

Решение.

Составляют схему размерной цепи, представляющую собой замкнутый контур, образуемый размерами в той последовательности, что и на чертеже. Обозначаются составляющие A_1, A_2, \dots, A_j звенья и, получаемое последним при сборке, замыкающее звено A_{Δ} (рис.7.6).

Определяют увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья по их влиянию на величину замыкающего звена. Увеличивающим (стрелка над обозначением звена направляется вправо) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено увеличивается. Уменьшающим (стрелка - влево) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено уменьшается.

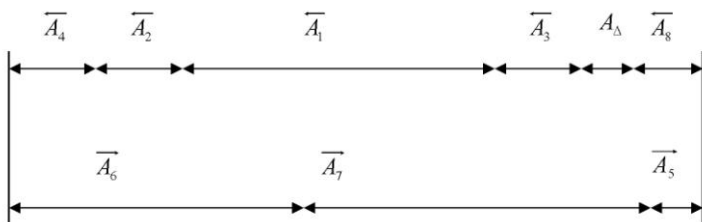


Рис. 7.6. Схема размерной цепи

Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

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

$A_{\Delta} = 0$; $A_1 = 45$ мм; $A_2 = 8$ мм; $A_3 = 8$ мм; $A_4 = A_4$; $A_5 = 5,5$ мм; $A_6 = 45$ мм;

$$A_7 = 24$$
 мм; $A_8 = 1,5$ мм;

$$A_4 = A_5 + A_6 + A_7 - A_1 - A_2 - A_3 - A_8 - A_{\Delta} = 5,5 + 45 + 24 - 45 - 8 - 8 - 1,5 = 12 \text{ (мм)}$$

Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Задано климатическое исполнение УЗ, что означает, что конструкция применяется в макроклиматических районах с умеренным климатом в закрытых помещениях с естественной вентиляцией без искусственно регулируемых климатических условий, где колебания температуры и влажности воздуха существенно меньше, чем на открытом воздухе, например, в металлических с теплоизоляцией, каменных, бетонных, деревянных помещениях (отсутствие воздействия атмосферных осадков, прямого солнечного излучения; существенное уменьшение ветра; существенное уменьшение или отсутствие воздействия рассеянного солнечного излучения и конденсации влаги). Предельные рабочие температуры эксплуатации от -50 до $+45$ °С.

Определяем коэффициенты температурного расширения материалов деталей, входящих в размерную цепь (табл.7.7).

Таблица 7.7.

Коэффициенты линейного расширения материалов деталей

Деталь	Обозначение звена A_j	Материал	Коэффициент линейного расширения $\alpha_j \times 10^6 \text{ град}^{-1}$
Крышка подшипника	A_4, A_8	сталь углеродистая	11,4
Прокладка	A_5	гетинакс	20
Корпус	A_6, A_7	латунь	19
Подшипники качения	A_2, A_3	сталь хромистая	11,2
Вал	A_1	сталь углеродистая	11,4

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^n [A_j \alpha_j (-20^\circ \text{C})] - \sum_{j=1}^m [A_j \alpha_j (-20^\circ \text{C})] = ((A_1 + A_4 + A_8) \alpha_1 + (A_2 + A_3) \alpha_2 - (A_6 + A_7) \alpha_6 - A_5 \alpha_5) \times (t-20),$$

где A_j - номинальное значение составляющего звена;

α_j - коэффициент температурного расширения (сжатия) материала для составляющего звена;

t - предельное значение температуры эксплуатации;

m - число увеличивающих звеньев размерной цепи;

n - число уменьшающих звеньев размерной цепи.

$$A_{\Delta \min 1} = (45-20)((20+1,5+0,5) \times 11,4 + (6+6) \times 11,2) - (45+24) \times 19 - 5,5 \times 20 \times 10^{-6} = -25895 \times 10^{-6} \text{ (мм)}$$

$$A_{\Delta \min 2} = (-50-20)((45+12+1,5) \times 11,4 + (8+8) \times 11,2) - (23+9) \times 19 - 2 \times 20 \times 10^{-6} = 72506 \times 10^{-6} \text{ (мм)} = 0,073 \text{ (мм)} = 73 \text{ (мкм)}$$

За величину минимально необходимого монтажного зазора принимаем положительное значение, то есть значение, при котором возможно заклинивание механизма - $A_{\Delta \min} = 73 \text{ мкм}$.

Наибольшее значение монтажного зазора определяется в зависимости от величины пролета между опорами вала:

при пролете более 30 мм $A_{\Delta \max} = 0,3 \text{ мм} = 300 \text{ мкм}$

Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.
Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 300 - 73 = 227 \text{ (мкм)}$$

Определяются допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников – по 120 мкм.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного качества (одной степени точности). При большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчёта размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^p i_j^2 T_j^2}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n-p} i_j^2}}$$

где t – коэффициент риска, определяется в зависимости от принятого процента риска $P=10\%$;

λ_j – коэффициент относительного рассеяния размеров. Для мелкосерийного или индивидуального производства $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$, для крупносерийного или массового производства $\lambda_j = \frac{1}{3}$.

i_j – единица допуска для каждого составляющего звена в зависимости от номинального размера, мкм;

p – число звеньев, имеющих стандартные поля допусков (ширина колец подшипников качения).

Определяются единицы допуска (табл. 7.2) для каждого составляющего звена (кроме подшипников):

$i_1=1,56 \text{ мкм}$; $i_4=1,08 \text{ мкм}$; $i_5=0,73 \text{ мкм}$; $i_6=1,56 \text{ мкм}$; $i_7=1,31 \text{ мкм}$; $i_8=0,55 \text{ мкм}$.

Коэффициент риска $t=1,65$, коэффициент относительного рассеяния размеров $\lambda_j = \frac{1}{3}$ для крупносерийного производства.

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{227^2 - 1,65^2 \left(\frac{1^2}{3} 120^2 \times 2 \right)}}{1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{2 \times 1,56^2 + 1,08^2 + 0,73^2 + 1,31^2 + 0,55^2}} = \frac{206,92}{1,61} = 128,5$$

По полученному значению a_{cp} устанавливается номер качества, количество единиц допуска, в котором близко к расчётному a_{cp} – 11-й качество (100 единиц допуска). В соответствии с полученным качеством выбираются допуски составляющих звеньев, в зависимости от их номинальных размеров:

$TA_1 = TA_6 = 160$ мкм; $TA_4 = 110$ мкм; $TA_5 = 75$ мкм; $TA_7 = 130$ мкм; $TA_8 = 60$ мкм.

Проверяется правильность назначения допусков:

$$TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot TA_j^2)} = 1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2} = 189,1 \text{ (мкм)}$$

Полученное значение не превышает допуск замыкающего звена, следовательно, допуски на составляющие звенья назначены верно.

Определяются предельные отклонения составляющих звеньев. Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватывающие, охватываемые и остальные размеры. Для охватывающих и охватываемых размеров поля допусков направляются в материал, для остальных – располагаются симметрично.

Охватываемые размеры: A_1, A_6, A_7, A_8 . Для них верхнее предельное отклонение равно 0, а нижнее предельное отклонение равно допуску со знаком «-»:

$$\Delta_B A_1 = \Delta_B A_6 = \Delta_B A_7 = \Delta_B A_8 = 0; \Delta_H A_1 = \Delta_H A_6 = -160 \text{ мкм}; \\ \Delta_H A_7 = -130 \text{ мкм}; \Delta_H A_8 = -60 \text{ мкм}.$$

Остальные размеры A_4, A_5 , для которых верхнее отклонение равно нижнему по модулю и имеют противоположные знаки:

$$\Delta_B A_4 = 55 \text{ мкм}, \Delta_H A_4 = -55 \text{ мкм}.$$

Определяется координата середины поля допуска звена A_5 , чтобы обеспечить выполнение уравнения размерной цепи. Для остальных размеров координата середины поля допуска определяется из общего уравнения размерной цепи:

$$\Delta_c A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j,$$

где $\Delta_c A_\Delta, \Delta_c A_j$ – соответственно координаты середины поля допуска замыкающего и составляющего звеньев, определяются по формулам:

$$\Delta_c A_\Delta = \frac{\Delta_B A_\Delta + \Delta_H A_\Delta}{2},$$

где $\Delta_B A_\Delta, \Delta_H A_\Delta$ – соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена A_Δ .

$$\Delta_c A_j = \frac{\Delta_B A_j + \Delta_H A_j}{2}.$$

Координаты средин полей допусков составляющих звеньев:

$$\Delta_c A_1 = \Delta_c A_6 = -80 \text{ мкм}; \quad \Delta_c A_2 = \Delta_c A_3 = -60 \text{ мкм};$$

$$\Delta_c A_4 = 0; \quad \Delta_c A_7 = -65 \text{ мкм};$$

$$\Delta_c A_8 = -30 \text{ мкм}.$$

Координата середины поля допуска замыкающего звена:

$$\Delta_c A_\Delta = \frac{300 + 73}{2} = 186,5 \text{ (мкм)}.$$

Составляется уравнение размерной цепи:

$$\Delta_c A_\Delta = \Delta_c A_6 + \Delta_c A_7 + \Delta_c A_8 - \Delta_c A_1 - \Delta_c A_2 - \Delta_c A_3 - \Delta_c A_4 - \Delta_c A_5.$$

Из уравнения: $186,5 = -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 - \Delta_c A_5$
определяем

$$\Delta_c A_5 = -186,5 - 80 - 65 - 30 + 80 + 60 + 60 - 0 = -161,5 \text{ (мкм)}$$

$$\Delta_B A_5 = -161,5 + 55 = -106,5 \text{ мкм}, \Delta_H A_5 = -161,5 - 55 = 216,5 \text{ (мкм)}.$$

Производится проверка правильности расчёта размерной цепи:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}; \\ \Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}. \end{cases}$$

$$300 > -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 +$$

$$+ 0,5 \times 1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2}$$

$$= 186,5 + 94,55 = 281,05 \text{ (мкм)}$$

$$73 < -80 + (-65) + (-30) - (-80) - (-60) - (-60) - 0 -$$

$$- 0,5 \times 1,65 \times \left(\frac{1}{3} \sqrt{160^2 \times 2 + 110^2 + 75^2 + 130^2 + 60^2 + 120^2 \times 2} \right) =$$

$$= 186,5 - 94,55 = 91,95 \text{ (мкм)}.$$

Проверка выполняется, следовательно, размерная цепь рассчитана правильно.

7.4.3. Рассчитать размерную цепь методом регулирования.

Метод регулирования используется для высокоточных размерных цепей. Рассмотрим его применение на примере предыдущей размерной цепи, в которой меньше номинальные размеры составляющих звеньев и допуск замыкающего звена.

Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

$$A_\Delta = A_5 + A_6 + A_7 + - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_8$$

$A_{\Delta}=0$; $A_1=20$ мм; $A_2=6$ мм; $A_3=6$ мм; $A_4=1,5$ мм; $A_5=2$ мм;
 $A_6=23$ мм

$A_7=?$ мм; $A_8=0,5$ мм;

$A_7=A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_8 - A_5 - A_6=20+6+6+1,5+0,5-2-23=9$ (мм)

Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Для климатическое исполнение УЗ:

$A_{\Delta min1}=(45-20)((20+1,5+0,5)\times 11,4+(6+6)\times 11,2)-(23+9)\times 19-2\times 20)\times 10^{-6}$
 $=-6570\times 10^{-6}$ (мм)

$A_{\Delta min2}=(-50-20)((20+1,5+0,5)\times 11,4+(6+6)\times 11,2)-(23+9)\times 19-2\times 20)\times 10^{-6}$
 $=18396\times 10^{-6}$ (мм) = 0,01 (мм) = 10 (мкм)

За величину минимально необходимого монтажного зазора принимаем значение, при котором возможно заклинивание механизма - $A_{\Delta min}$ 10 мкм.

Наибольшее значение монтажного зазора в зависимости от величины пролета между опорами вала: при пролете менее 30 мм $A_{\Delta max}=0,1$ мм =100 мкм. Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta max} - A_{\Delta min} = 100 - 10 = 90 \text{ (мкм)}$$

Определяются допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников – по 120 мкм.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного квалитета (одной степени точности). При большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчёта размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

Определяются единицы допуска (табл. 7.2) для каждого составляющего звена (кроме подшипников):

$i_1=1,31$ мкм; $i_4=0,55$ мкм; $i_5=0,55$ мкм; $i_6=1,31$ мкм; $i_7=0,9$ мкм; $i_8=0,55$ мкм.

Коэффициент риска $t=1,65$, коэффициент относительного рассеяния размеров $\lambda_j = \frac{1}{3}$ для крупносерийного производства.

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{90^2 - 1,65^2 \left(\frac{1^2}{3} 120^2 \times 2 \right)}}{1,65 \times \frac{1}{3} \sqrt{2 \times 1,31 + 0,9 + 0,55^2 \times 3}}$$

При вычислении под корнем квадратным получается отрицательное значение. Это говорит о том, что весь допуск замыкающего звена поглощается допусками на подшипники качения. Следовательно, теоретико-вероятностный метод расчета размерной цепи не подходит. Применяем метод регулирования.

Назначаются допуски на составляющие звенья по 12-му качеству:

$TA_1=210$ мкм; $TA_4=100$ мкм; $TA_5=100$ мкм; $TA_6=210$ мкм; $TA_7=150$ мкм;

$TA_8=100$ мкм.

Определяются предельные отклонения составляющих звеньев. Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватывающие, охватываемые и остальные размеры. Для охватывающих и охватываемых размеров поля допусков направляются в материал, для остальных - располагаются симметрично.

Охватываемые размеры: A_1, A_6, A_7 . Для них верхнее предельное отклонение равно 0, а нижнее предельное отклонение равно допуску со знаком «-»:

$\Delta_B A_1 = \Delta_B A_6 = \Delta_B A_7 = 0$; $\Delta_H A_1 = -210$ мкм; $\Delta_H A_6 = -210$ мкм; $\Delta_H A_7 = -150$ мкм;

$\Delta_H A_7 = -100$ мкм.

Остальные размеры A_4, A_5 , для которых верхнее отклонение равно нижнему по модулю и имеют противоположные знаки:

$\Delta_B A_4 = 50$ мкм, $\Delta_H A_4 = -50$ мкм; $\Delta_B A_5 = 50$ мкм, $\Delta_H A_5 = -50$ мкм.

A_8 является компенсатором и увеличивающим звеном.

$\Delta_H A_8 = A_{\Delta \max} - \Delta_B A_6 - \Delta_B A_7 + \Delta_H A_1 + \Delta_H A_2 + \Delta_H A_3 + \Delta_H A_4 + \Delta_H A_5 =$
 $= 100 - 0 - 0 + (-210) + (-120) + (-120) + (-50) + (-50) = -450$ (мкм)

$\Delta_B A_8 = A_{\Delta \min} - \Delta_H A_6 - \Delta_H A_7 + \Delta_B A_1 + \Delta_B A_2 + \Delta_B A_3 + \Delta_B A_4 + \Delta_B A_5 =$
 $= 10 - (-210) - (-150) + 0 + 0 + 0 + 50 + 50 = 470$ (мкм).

Диапазон регулирования: $V = \Delta_B A_8 - \Delta_H A_8 = 470 - (-450) = 920$ (мкм)

Число прокладок $n = \frac{V}{TA_{\Delta}} + 1 = \frac{920}{100} + 1 = 10,2 \approx 11$.

7.4.4. Решить обратную задачу. Согласно размерам, приведенным на эскизе механизма, показанном на рис. 7.7, гарантированный зазор между торцом ступицы зубчатого колеса и поверхностью

шайбы должен быть $S_{\min} \geq 1 \text{ мм}$, $S_{\max} \leq 4 \text{ мм}$. Определить номинальную величину зазора, его допуск и отклонения.

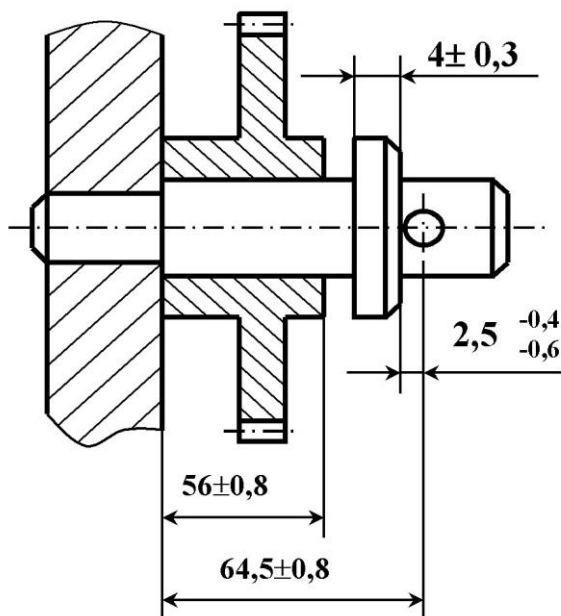


Рис. 7.7. Эскиз механизма

Составляется размерная цепь (рис.7.8):

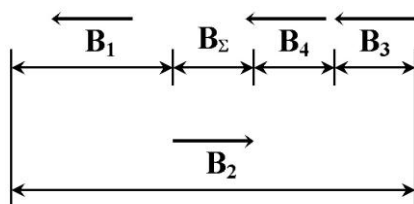


Рис. 7.8. Схема размерной цепи

Сводятся в табл. 7.8 данные по звеньям размерной цепи.

Таблица 7.8.

Исходные данные по звеньям размерной цепи

Звенья размерной цепи	Номинальные размеры звеньев, мм	Верхнее от- клонение $\Delta_s B_j$, мм	Нижнее от- клонение $\Delta_i B_j$, мм	Допуск TB_j , мм
\bar{B}_1	56	+0,8	-0,8	1,6
\bar{B}_2	64,5	+0,3	-0,3	0,6
\bar{B}_3	2,5	-0,4	-0,6	0,2
\bar{B}_4	4	+0,3	-0,3	0,6

$$B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \bar{B}_j - \sum_{j=1}^n \bar{B}_j = 64,5 - (56 + 2,5 + 4) = 2(\text{мм})$$

$$TB_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{m+n} TB_j = 1,6 + 0,6 + 0,2 + 0,6 = 3(\text{мм})$$

$$\Delta_s B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \Delta_s \overrightarrow{B_j} - \sum_{j=1}^n \Delta_i \overleftarrow{B_j} = 0,3 - (-0,8 - 0,6 - 0,3) = 2(\text{мм})$$

$$\Delta_i B_{\Sigma} = \sum_{j=1}^m \Delta_i \overrightarrow{B_j} - \sum_{j=1}^n \Delta_s \overleftarrow{B_j} = -0,3 - (0,8 - 0,4 + 0,3) = -1(\text{мм})$$

$$TB_{\Sigma} = \Delta_s B_{\Sigma} - \Delta_i B_{\Sigma} = 2 - (-1) = 3(\text{мм}).$$

7.5. Задачи для самостоятельного решения

Задача 7.5.1. Определите вид размерной цепи (рис. 7.9). Составьте схему размерной цепи. Обозначьте увеличивающие и уменьшающие звенья. Составьте уравнение размерной цепи для номинальных размеров звеньев.

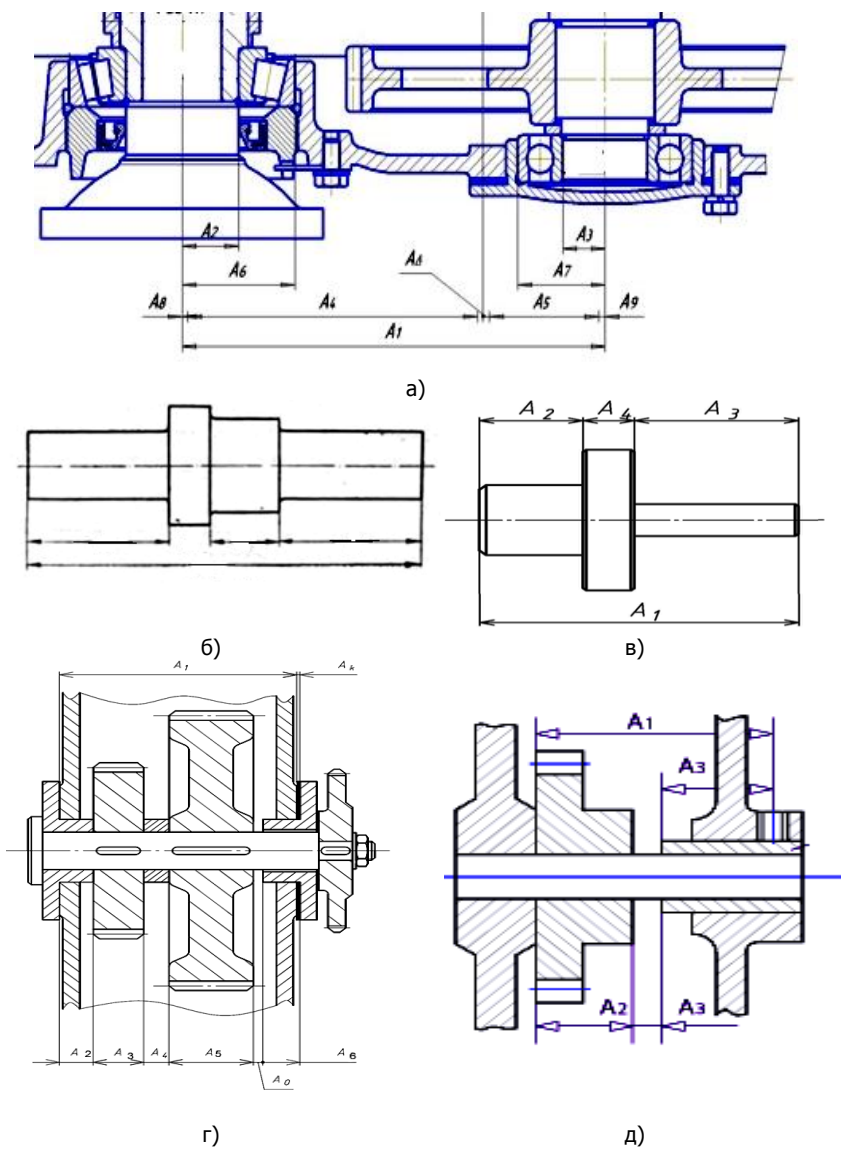


Рис. 7.9. Виды размерных цепей (начало)

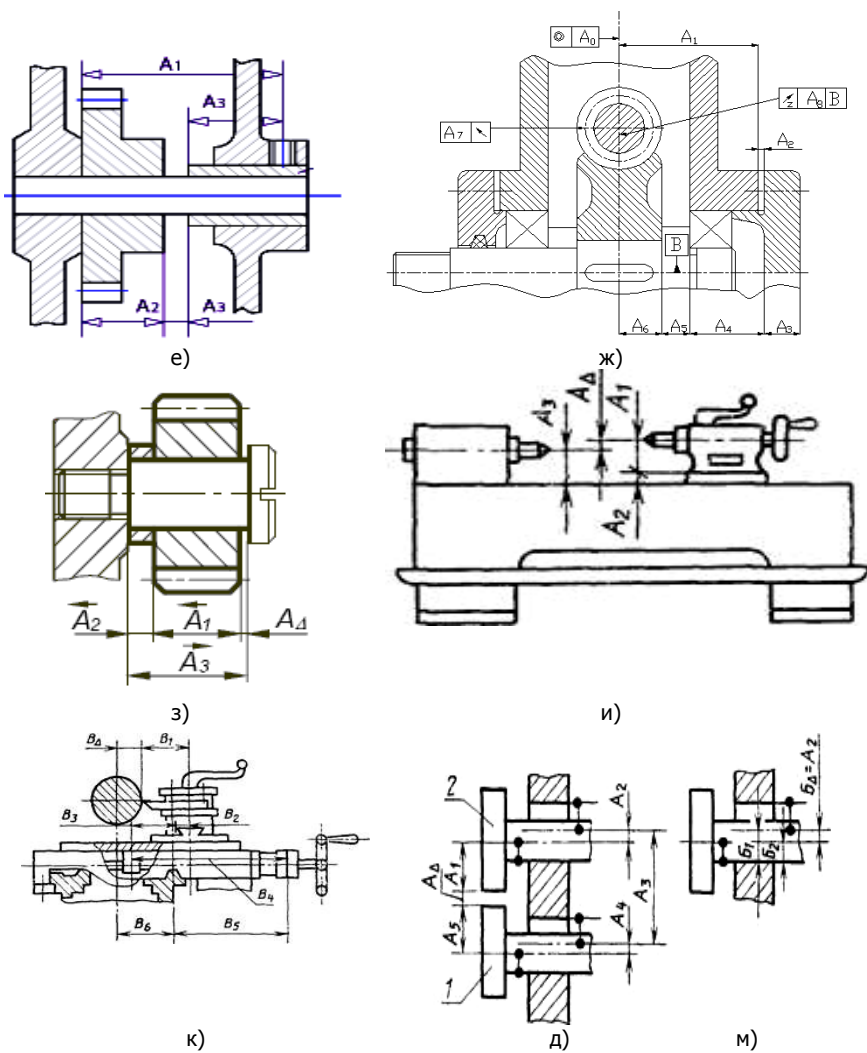


Рис. 7.9. Продолжение

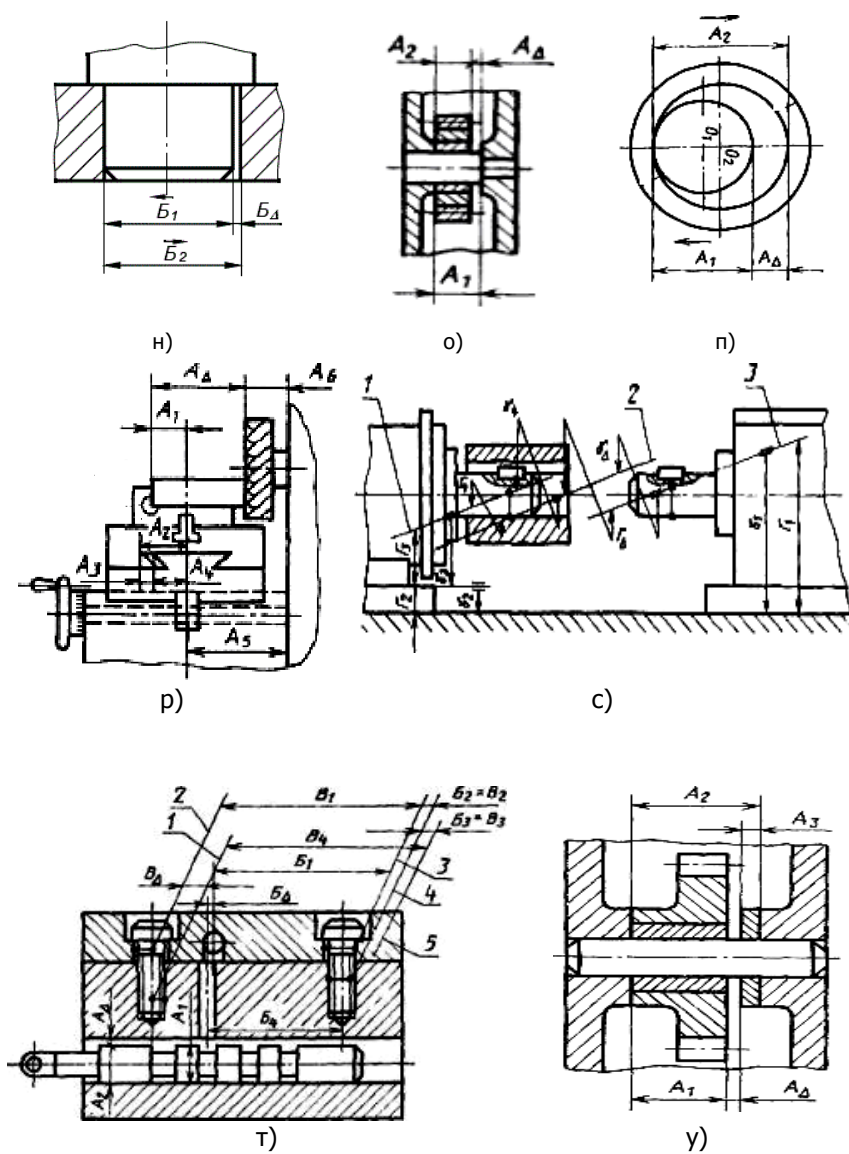
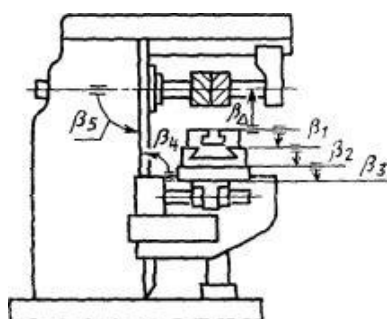
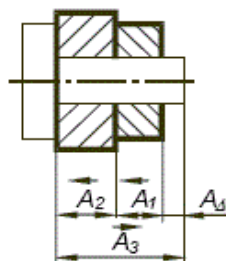


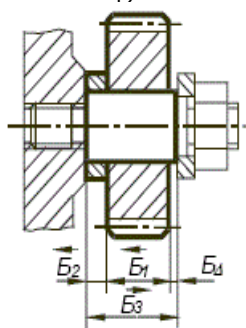
Рис. 7.9. Продолжение



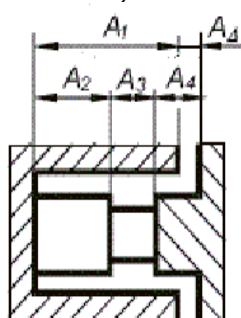
ф)



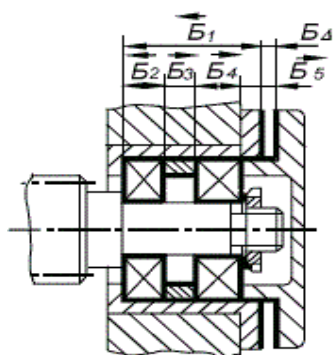
х)



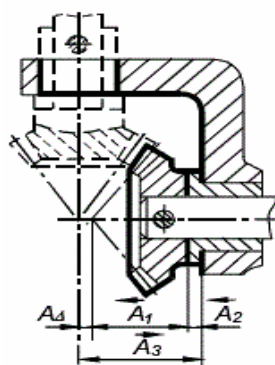
ц)



ч)

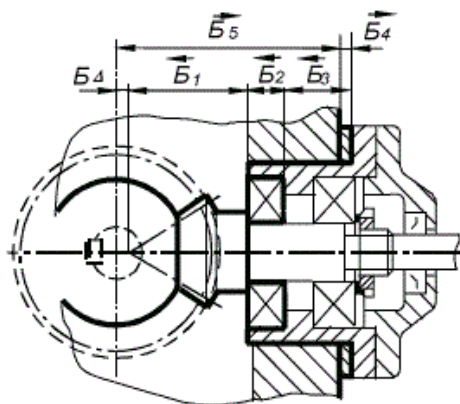


ш)

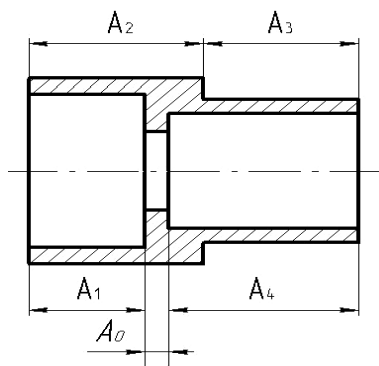


щ)

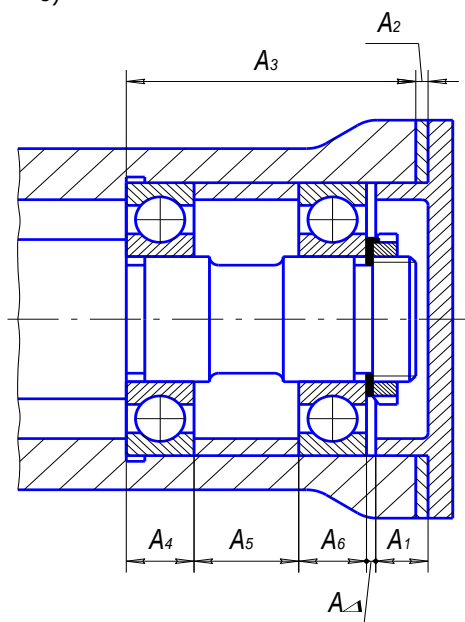
Рис. 7.9. Продолжение



э)



ю)



я)

Рис. 7.9. Окончание

Задача 7.5.2. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 7.9) между составляющими звеньями по способу равных допусков при расчете методом полной взаимозаменяемости.

Таблица 7.9

Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный размер замыкающего звена		18	5	3	1	4	10	6	30	3	8
Допуск замыкающего звена по качеству		IT6	IT9	IT7	IT10	IT12	IT8	IT11	IT8	IT10	IT12
Количество звеньев	увеличивающих m	1	3	3	3	5	2	4	2	6	4
	уменьшающих n	2	2	3	4	4	4	6	3	2	6

Задача 7.5.3. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 7.10) между составляющими звеньями по способу равных допусков при расчете теоретико-вероятностным методом.

Таблица 7.10

Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего звена, мкм	верхнее	350	180	200	100	300	450	270	-42	-180	500
	нижнее	-20	-140	50	-250	8	12	-30	-182	-400	-200
Процент риска		10	1	3	5	0,1	0,27	32	10	0,05	0,01
Тип производства		массовое	индивидуальное	крупносерийное	единичное	массовое	единичное	крупносерийное	массовое	крупносерийное	индивидуальное
Количество звеньев	увеличивающих m	3	4	2	4	3	1	4	3	5	2
	уменьшающих n	4	5	4	4	2	5	2	3	2	4

Задача 7.5.4. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 7.11) между составляющими звеньями по способу одного квалитета при расчете методом полной взаимозаменяемости.

Таблица 7.11

Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Замыкающее звено	номинальный размер, мм	18	6	30	1	10	28	50	4	2	3
	допуск по квалитету	IT7	IT8	IT10	IT6	IT11	IT12	IT9	IT8	IT10	IT12
Номинальные размеры составляющих звеньев, мм		80	30	250	30	100	2	100	12	50	30
		170	70	30	6	20	60	150	28	18	18
		52	16	120	10	50	4	180	6	6	10
		94	35	40	18	6	10	12	18	30	20
		86	43	90	7	54	20	8	12	30	15

Задача 7.5.5. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 7.12) между составляющими звеньями по способу одного квалитета при расчете теоретико-вероятностным методом.

Таблица 7.12

Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Замыкающее звено	номинальный размер, мм	18	6	30	1	10	28	50	4	2	3
	допуск по квалитету	IT7	IT8	IT10	IT6	IT11	IT12	IT9	IT8	IT10	IT12
Номинальные размеры составляющих звеньев, мм		80	30	250	30	100	2	100	12	50	30
		170	70	30	6	20	60	150	28	18	18
		52	16	120	10	50	4	180	6	6	10
		94	35	40	18	6	10	12	18	30	20
		86	43	90	7	54	20	8	12	30	15
Процент риска		1	5	0,27	10	32	3	0,1	0,01	10	5
Тип производства		массовое	единичное	мелкосерийное	крупносерийное	массовое	массовое	крупносерийное	мелкосерийное	единичное	массовое

Сопоставьте полученные допуски составляющих звеньев с результатами расчета аналогичных вариантов в задаче 7.4.4.

Задача 7.5.6. Распределите допуск замыкающего звена (табл. 7.13) между составляющими звеньями по способу попыток при расчете размерной цепи (рис. 7.10) методом полной взаимозаменяемости.

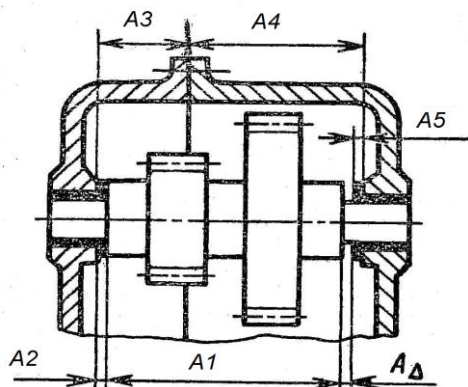


Рис. 7.10. Размерная цепь

Таблица 7.13.

Информация о размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ТА _Δ , мкм		150	80	300	600	280	120	500	100	450	700
Номинальные раз- меры, мм	A1	31	58	65	180	70	18	280	25	120	300
	A2	4	1	3	6	2	1	4	1	4	6
	A3	25	20	32	100	50	10	140	14	64	160
	A4	15	40	44	95	25	11	147	14	64	156
	A5	5	1	6	6	2	2	4	2	2	8

Задача 7.5.7. Рассчитайте размерную цепь, представленную на рис.7.10 и в табл. 7.13, методом полной взаимозаменяемости, учитывая, что предельные отклонения замыкающего звена принимают значения, указанные в табл. 7.14.

Таблица 7.14.

Предельные отклонения замыкающего звена

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Верхнее, мкм	+200	+86	+270	-200	+270	+124	+400	+108	+390	+550
Нижнее, мкм	+50	+6	-30	-800	-10	+4	-100	+8	-60	-150

Задача 7.5.8. Рассчитайте размерную цепь, схема которой представлена на рис. 7.10 методом регулирования, используя исходные данные табл. 7.13 и 7.14.

Задача 7.5.9. Рассчитайте размерную цепь, представленную на рис. 7.10 теоретико-вероятностным методом, используя исходные данные табл. 7.13 и 7.14, а также табл. 7.15.

Таблица 7.15.

Требования к производству

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Процент риска	5	10	0.1	0,5	0,27	5	0,05	10	2	3
Тип производства	крупносерийное	массовое	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное

Задача 7.5.10. Сопоставьте допуски на составляющие звенья, полученные способами равных допусков и одного качества, для размерных цепей, приведенных в табл. 7.16 и 7.17.

Таблица 7.16

Задание к расчету размерной цепи

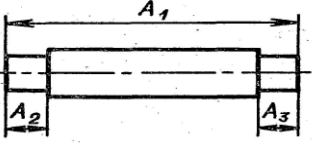
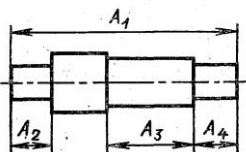
Размерная цепь											
Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего звена, мкм	верхнее	+100	-35	-180	+120	-10	+50	+300	+80	+500	+720
	нижнее	-50	-250	-600	-20	180	-250	0	-320	+150	-30
Номинальные размеры, мм	A_1	55	160	400	48	60	80	250	350	120	250
	A_2	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
	A_3	15	30	50	8	4	16	22	40	6	18
Процент брака		0,5	5	10	32	0,27	3	2	10	5	3
Тип производства		крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	крупносерийное

Таблица 7.17.

Задание к расчету размерной цепи

Размерная цепь											
Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Предельные отклонения замыкающего звена, мкм	верхнее	+100	-35	-180	+120	-10	+50	+300	+80	+500	+720
	нижнее	-50	-250	-600	-20	180	-250	0	-320	+150	-30
Номинальные размеры, мм	A_1	100	190	600	54	60	120	250	350	120	300
	A_2	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
	A_3	30	50	200	18	30	50	50	100	80	150
	A_4	10	30	50	8	4	12	22	40	6	18
Процент брака		0,5	5	10	32	0,27	3	2	10	5	3
Тип производства		крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	крупносерийное

Задача 7.5.11. Решением обратной задачи размерной цепи (рис. 7.11) методом полной взаимозаменяемости определите годности замыкающего звена.

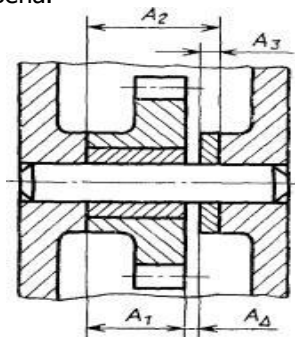


Рис. 7.11. Размерная цепь

Таблица 7.18

Параметры звеньев размерной цепи

Вариант		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Допуски по качеству		IT10	IT8	IT12	IT7	IT9	IT11	IT14	IT10	IT12	IT9
Номинальные размеры, мм	A ₁	50	20	18	60	35	30	28	80	44	38
	A ₂	70	25,5	23	70	48	37	32	104	55,5	40,5
	A ₃	18	5	4	8	12	6	3	20	10	2
Действительный размер, мм	A _Δ	2	0,5	1	2	1	1	1	4	1,5	0,5

Задача 7.5.12. Решением обратной задачи размерной цепи по данным задачи 7.5.11 теоретико-вероятностным методом определите предельные отклонения замыкающего звена, учитывая дополнительные данные табл. 7.19.

Таблица 7.19

Требования к производству

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Процент риска	5	10	0.1	0,5	0,27	5	0,05	10	2	3
Тип производства	крупносерийное	массовое	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	мелкосерийное	крупносерийное	мелкосерийное	крупносерийное

Рекомендуемая литература

1. Мягков Д. Допуски и посадки: справочник. Ч.1 / Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1982.

2. Мягков Д. Допуски и посадки: справочник. Ч.2 / Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1983.

3. Перель Л.Я. Подшипники качения: справочник / Л.Я. Перель. – М.: Машиностроение, 1993.

4. Козловский Н.С. Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения / Н.С. Козловский, А.Н. Виноградов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982.

5. Капустянский М.А. Взаимозаменяемость (в вопросах и ответах) / М.А. Капустянский, А.Ф. Хлебунов, И.Г. Кошлякова. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2002.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ..	4
1.1. Термины и определения.....	4
1.2. Виды посадок.....	8
1.3. Принципы построения Единой Системы Допусков и Посадок (ЕСДП).....	11
1.4. Справочные таблицы.....	14
1.5. Вопросы для самопроверки.....	29
1.6. Примеры решения задач.....	29
1.7. Задачи для самостоятельного решения.....	35
Глава 2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	48
2.1. Посадки с зазором.....	48
2.2. Посадки с натягом.....	57
2.3. Посадки переходные.....	65
2.4. Справочные таблицы.....	72
2.5. Вопросы для самопроверки.....	74
2.6. Примеры решения задач.....	75
2.7. Задачи для самостоятельного решения.....	83
Глава 3. КАЛИБРЫ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	89
3.1. Назначение, классификация и конструкция гладких калибров.....	89
3.2. Вопросы для самопроверки.....	104
3.3. Примеры решения задач.....	104
3.4. Задачи для самостоятельного решения.....	107
Глава 4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ С МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБОЙ....	116
4.1. Профиль и параметры метрической резьбы. Пра- вила нормирования точности.....	116
4.2. Вопросы для самопроверки.....	128
4.3. Примеры решения задач.....	129
4.4. Задачи для самостоятельного решения.....	130

Глава 5. ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	137
5.1. Общие положения.....	137
5.2. Вопросы для самопроверки.....	147
5.3. Примеры решения задач.....	148
5.4. Задачи для самостоятельного решения.....	151
Глава 6. ШТИФТОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	167
6.1. Штифтовые соединения.....	167
6.2. Шпоночные соединения.....	171
6.3. Шлицевые соединения.....	174
6.4. Вопросы для самоконтроля.....	180
6.5. Примеры решения задач.....	180
6.6. Задачи для самостоятельного решения.....	188
Глава 7. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ.....	200
7.1. Основные положения.....	200
7.2. Расчеты допусков размеров, входящих в размерные цепи.....	203
7.3. Вопросы для самоконтроля.....	212
7.4. Примеры решения задач.....	212
7.5. Задачи для самостоятельного решения.....	225
Рекомендуемая литература.....	238

Учебное издание

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА НОРМИРОВАНИЯ ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Учебное пособие

Редактирование осуществлено авторами
Компьютерная обработка И.В. Чурина

В печать 22.10.2013.

Объем 15,0 усл.п.л. Офсет. Формат 60х84/16.

Бумага тип №3. Заказ № 1062. Тираж 100 экз. Цена свободная

Издательский центр ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1