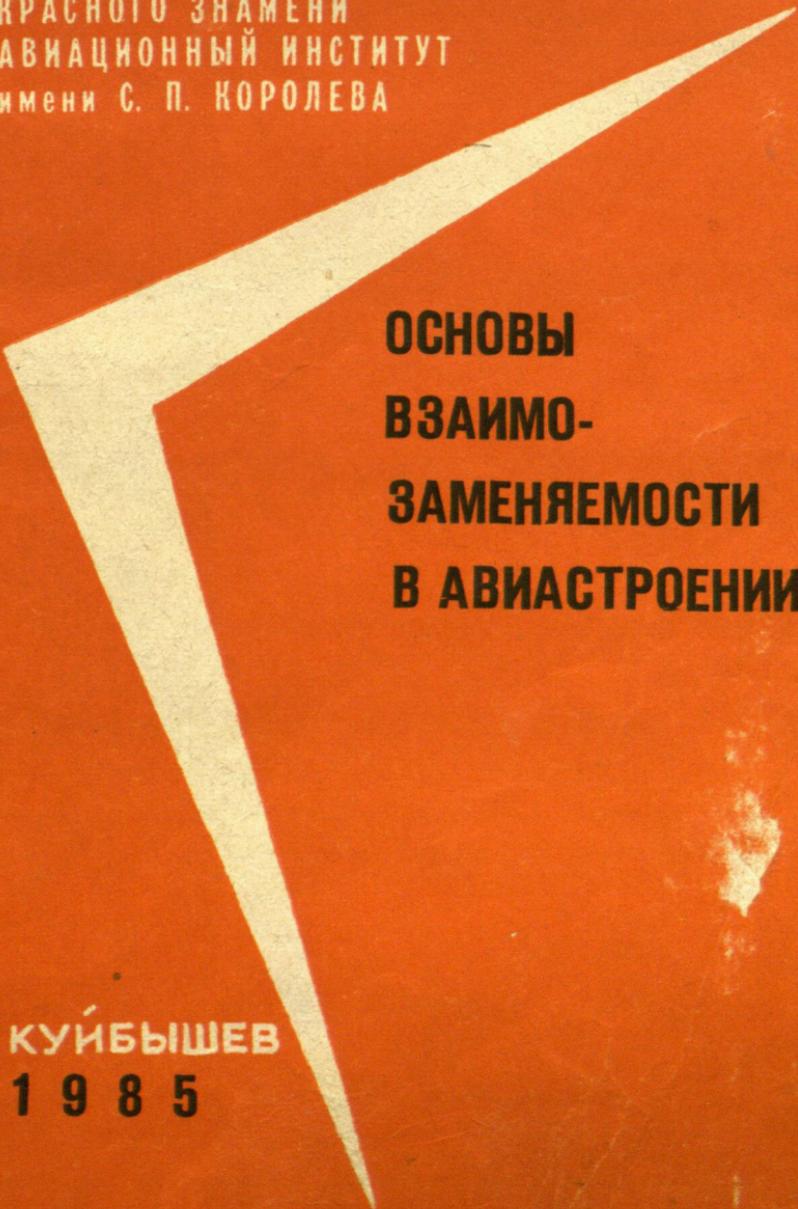


Куйбышевский
Орден Трудового
Красного Знамени
Авиационный институт
имени С. П. Королева



**ОСНОВЫ
ВЗАИМО-
ЗАМЕНЯЕМОСТИ
В АВИАСТРОЕНИИ**

**КУЙБЫШЕВ
1985**

Министерство высшего и среднего специального образования
Р С Ф С Р

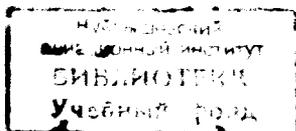
Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный
институт имени академика С.П.Королева

Ф.П.Уривский, В.И.Лепилин, И.Г.Попов, Е.В.Буржистров, Б.Н.Уланов

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕЩАЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

99

Утверждено редакционным
советом института
в качестве учебного пособия



Куйбышев 1985

УДК 621.753

Урывский Ф.П., Лепилин В.И., Попов И.Г., Бурмистров Е.В.,
Уланов Б.Н. Основы взаимозаменяемости в авиастроении: Учеб-
ное пособие, - Куйбышев: КуАИ, 1985, 68 с.

Изложена методика выбора и расчета допусков и посадок типовых сопряжений деталей машин с учетом ЕСДП, обязательной в странах-членах СЭВ. Приведены конкретные примеры применения и расчета посадок для гладких цилиндрических изделий. Приводятся также все необходимые справочные материалы.

Пособие предназначено для студентов всех факультетов, выполняющих курсовую работу или домашнее задание по курсу "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения", а также может быть использовано при выполнении курсовых и дипломных проектов по другим дисциплинам.

Ил. 27, табл.23, библи. 4.

Рецензенты: Б.А.Кравченко, А.В.Тарасов

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

При изготовлении деталей любым способом нельзя обеспечить абсолютное совпадение их действительных размеров с заданными по чертежу. Отклонения от заданного размера появляются в результате неточностей станка, приспособления и инструмента, зависят от индивидуальных особенностей оператора и других причин. Для того, чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, необходимо выдерживать каждый размер между двумя допустимыми предельными размерами, разность которых образует допуск.

Для удобства указывают номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по его отклонению от этого номинального размера. Абсолютную величину и знак отклонения получают вычитанием номинального размера из соответствующего размера (рис. I, а). На практике рис. I, а для упрощения заменяют схемой (рис. I, б).

Действительный размер — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Номинальный размер — основной размер, определяемый расчетным путем или исходя из функционального назначения детали или узла. Он представляется на чертеже и служит началом отсчета отклонений. Номинальный размер является общим для сопрягаемых деталей. Для сокращения количества типоразмеров материалов, заготовок, деталей, режущего и мерительного инструмента величины номинальных размеров должны округляться, как правило, в большую сторону и соответствовать значениям по ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры" (табл. III). Принято обозначать:

D — номинальный размер отверстия, d — номинальный размер вала.

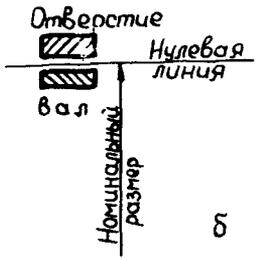
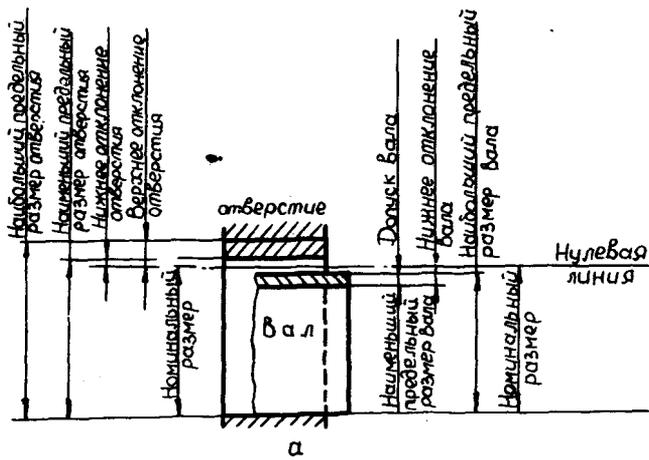
Предельные размеры — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали.

Наибольший предельный размер — больший из двух предельных размеров.

Наименьший предельный размер — меньший из двух предельных размеров.

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Допуск всегда величина положительная. Для отверстия $T_D = D_{\max} - D_{\min} > 0$.
Для вала $T_d = d_{\max} - d_{\min} > 0$.

Отклонение — алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т.д.) и соответствующим номинальным размером. Отклонения могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.



Р и с. I. Предельные размеры и предельные отклонения отверстия и вала

Действительное отклонение - алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

Верхнее отклонение - алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами: для отверстия $ES = D_{\text{макс}} - D$; для вала $es = d_{\text{макс}} - d$.

Нижнее отклонение - алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами: для отверстия $EJ = D_{\text{мин}} - D$; для вала $ei = d_{\text{мин}} - d$.

Нулевая линия - линия, соответствующая номинальному размеру при графическом изображении допусков и посадок. От нее откладываются отклонения размеров. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее, отрицательные - вниз.

Поле допуска - поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно нулевой линии.

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

Вал - термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей.

Отверстие - термин, применяемый для обозначения внутренних (охватываемых) элементов деталей.

Основной вал - вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

Основное отверстие - отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

При соединении двух деталей образуется посадка, определяемая разностью их размеров до сборки, т.е. величиной получающихся зазоров или натягов в соединении. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

Зазор - положительная разность размеров отверстия и вала: $S = D - d > 0$

Различают предельные наибольший S_{\max} и наименьший S_{\min} зазоры, а также средний зазор $S_{\text{ср}}$, определяемые по формулам:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max};$$

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}.$$

Натяг - положительная разность размеров вала и отверстия до сборки: $N = d - D > 0$.

В расчетах натяг может быть выражен как отрицательный зазор.

Наибольший N_{\max} , наименьший N_{\min} и средний $N_{\text{ср}}$ натяги подсчитывают по формулам:

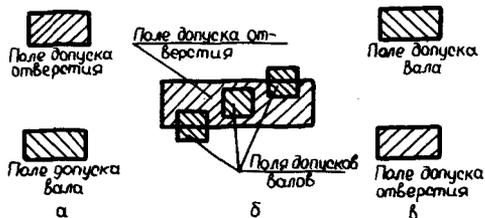
$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min};$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max};$$

$$N_{\text{ср}} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}.$$

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть с зазором, с натягом или переходной (рис.2).

Посадка с зазором - посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении. (Поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала).



Р и с. 2. Схемы полей допусков различных посадок: а - посадка с зазором; б - переходная посадка; в - посадка с натягом

Посадка с натягом - посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении. (Поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала).

Переходная посадка - посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга. (Поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью). Для переходной посадки $S_{\min} = 0$; $N_{\min} = 0$; $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$; $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$; $S_{\text{ср}} = \frac{S_{\max}}{2}$; $N_{\text{ср}} = \frac{N_{\max}}{2}$.

Допуск подвижной посадки - разность наибольшего и наименьшего зазоров: $TS = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d$.

Допуск неподвижной посадки - разность наибольшего и наименьшего натягов: $TN = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d$.

Допуск переходной посадки - сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютной величине:

$$ТП = |N_{\max} + S_{\max}| = T_D + T_d.$$

2. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК СЭВ

Системой допусков и посадок называется совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов. Система предназначена для того, чтобы можно было выбрать минимально необходимые, но достаточные для практики варианты допусков и посадок типовых соединений деталей машин.

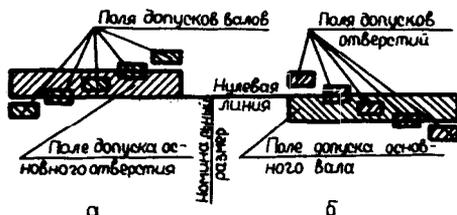
В нашей стране действует единая система допусков и посадок Совета Экономической Взаимопомощи (ЕСДП СЭВ), изложенная в стандартах СТ СЭВ 144-75, СТ СЭВ 145-75 и ГОСТ. Рассмотрим основные положения этой системы.

2.1. Система отверстия и система вала

В ВСДП СЭВ применяются посадки в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис.3,а).

Посадки в системе вала – посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис.3,б).



Р и с. 3. Посадки: а- в системе отверстия; б - в системе вала

В машиностроении применяются посадки в обеих системах, однако система отверстия получила наибольшее распространение как более экономичная. Обработка отверстия осуществляется дорогостоящим режущим инструментом (зенкером, разверткой, протяжкой). Каждый из них применяется для обработки отверстия только одного размера с определенным полем допуска. Вали же независимо от размера обрабатывают одним и тем же резцом или шлифовальным кругом. При системе отверстия различных по предельным размерам отверстий будет меньше, чем при системе вала, следовательно, будет меньше номенклатура, а значит и стоимость инструмента, необходимого для обработки отверстий.

Система вала применяется в тех случаях, когда по конструктивным соображениям нельзя применять систему отверстия. Например, когда требуется чередовать соединения нескольких отверстий одинакового номинального размера, но с различными посадками на одном валу, когда монтируются стандартные детали или узлы (например, подшипник качения наружным кольцом в гнездо корпуса).

2.2. Единица допуска

На основании исследований и опыта механической обработки принято, что величина допуска может быть определена по формуле :

$$T = ai,$$

где a - коэффициент точности; величина этого коэффициента зависит от качества и определяется по табл. I;

i - единица допуска; устанавливает зависимость величины допуска от диаметра.

Т а б л и ц а I

Значения коэффициента точности " a " для качеств от 5 до I7

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

Формула для определения единицы допуска имеет вид

$$i = 0,45\sqrt[3]{d_{cp}} + 0,001d_{cp}.$$

В приведенной формуле d_{cp} - среднее значение размера для какого-либо интервала размеров:

$$d_{cp} = \frac{d_{н.д.интерв.} + d_{н.н.интерв.}}{2}.$$

2.3. Качества

Для нормирования уровней точности установлено 19 качеств: O1; 0, 1, 2, ..., 17.

Каждый квалитет, начиная с 5-го, количественно характеризуется постоянным для него коэффициентом точности " a " (см. табл. I). Для качеств с 5 по 17 коэффициенты " a " образуют ряд геометрической прогрессии со знаменателем, приблизительно равным 1,6.

Допуски размеров, точность которых выше 5 качества (1, 2, 3, 4), определяются по специальным формулам.

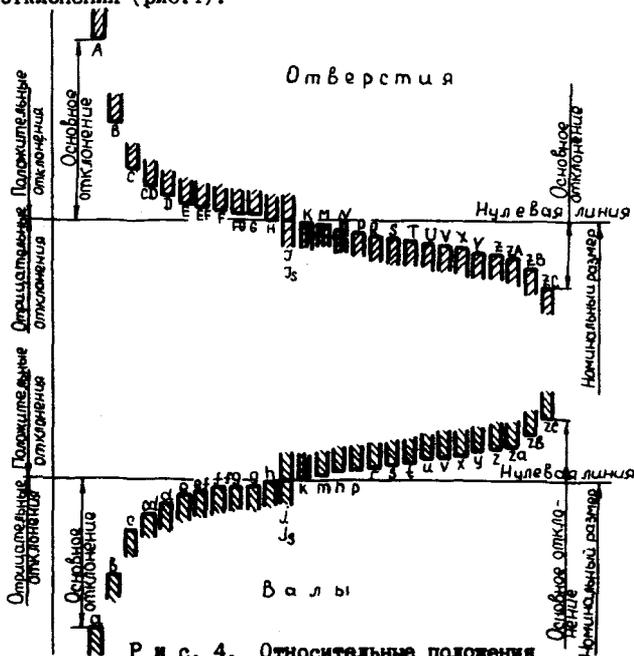
2.4. Интервалы номинальных размеров

Стандарт СЭВ распространяется на гладкие элементы деталей с номинальными размерами до 3150 мм. Эти размеры разбиты на ряд интервалов (до 3 мм, 3-6; 6-10; 10-18 и т.д.). Величины допусков приняты одинаковыми для размеров, объединенных в один интервал.

2.5. Поля допусков отверстий и валов

ЕСДП СЭВ устанавливает 28 полей допусков отверстий и 28 полей допусков валов. Допуски отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита: *A, B, C, CD, D*, допуски валов - строчными: *a, b, c, cd, d* и т.д.

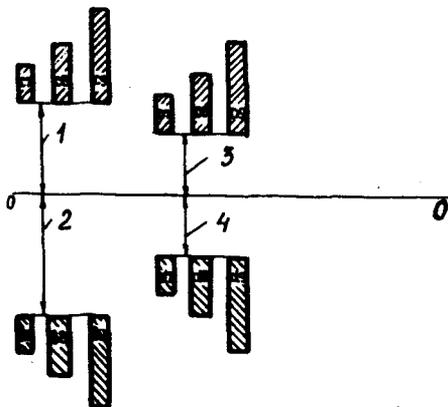
Каждое поле допуска отверстия или вала расположено на определенном расстоянии от нулевой линии и определяется величиной и знаком основного отклонения (рис.4).



Р и с. 4. Относительные положения полей допусков отверстий и валов

В ЕСДП основным отклонением является одно из предельных отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии.

Для полей допусков отверстий от A до H и валов от a до h и от m до zc величина основного отклонения не зависит от качества (рис.5). Основные отклонения отверстий от A до H симметричны относительно нулевой линии основным отклонениям соответствующих валов, т.е. $EJ = -eS$. Величины основных отклонений отверстий от J до zc , а также валов j и k выбираются в зависимости от качества.



Р и с. 5. Основные отклонения, поля допусков отверстий (1,3) и валов (2,4) в различных качествах

Для допусков J_s и j_s , расположенных симметрично относительно нулевой линии, основное отклонение отсутствует. Положение полей этих допусков относительно нулевой линии определяется по предельным отклонениям, величина которых равна половине допуска. Значения основных отклонений валов и отверстий приведены в табл.П.2 и П.3 (вкладки).

Величина допуска T постоянна для всех 28 полей допусков отверстий и 28 полей допусков валов и определяется только качеством и номинальным диаметром. Значения допусков представлены в табл.П.4.

Второе отклонение определяется из основного с учетом допуска (рис.6):

$ES = EJ + T$	для отверстий от A до H ;
$EJ = ES - T$	для отверстий от J до zc ;
$ei = es - T$	для валов от a до h ;
$es = ei + T$	для валов от j до zc .

2.6. Посадки

Посадки в системе отверстия образуются сочетанием поля допуска основного отверстия H , нижнее отклонение которого равно нулю, с различными полями допусков валов. Подвижные посадки получают путем назначения допусков валов от a до h , переходные — от js до n и неподвижные — от p до zc .

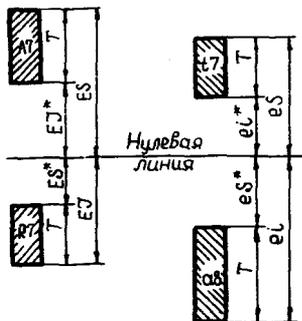
Посадки в системе вала образуются сочетанием поля допуска основного вала h , верхнее отклонение которого равно нулю, с различными полями допусков отверстий. Для образования подвижных посадок используются поля допусков от A до H , переходных — от JS до N , неподвижных — от P до ZC . В необходимых случаях разрешается назначать комбинированные посадки, в которых допуски отверстий и валов берутся из разных систем (отверстие — в системе вала, а вал — в системе отверстия) или в различных качествах.

Для сокращения номенклатуры режущего и мерительного инструмента стандарт СЭВ рекомендует использовать посадки, предложенные в табл. П.5 и П.6.

2.7. Обозначение допусков и посадок на чертежах.

На рабочем чертеже детали после номинального размера указывается условное обозначение допуска, состоящего из буквы (иногда из двух букв) и цифры, обозначающей качество.

- Примеры: $40 g 6$ — вал с номинальным размером 40 мм, изготовлен по допуску g в 6-м качестве;
 $60 FG 11$ — отверстие с номинальным размером 60 мм, изготовлено по допуску FG в II-м качестве;
 $100 H 5$ — основное отверстие с номинальным размером 100 мм, изготовлено в 5-м качестве;
 $10 h 17$ — основной вал с номинальным размером 10 мм, изготовлен в I7-м качестве.



Р и с. 6. Пояснения к определению второго отклонения (знаком $*$ показаны основные отклонения)

На сборочных чертежах после номинального размера сопряжения следуют обозначения полей допусков отверстия, а затем вала.

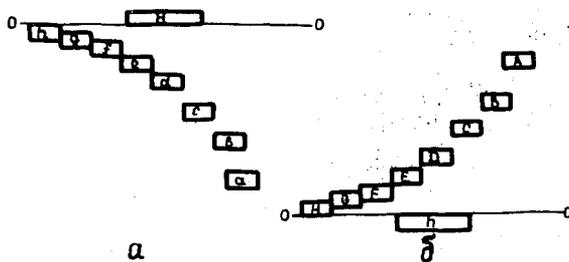
Пример. $40H7/g6$ (или $40H7 - g6$, или $40 \frac{H7}{g6}$) - соединение с номинальным размером 40 мм, основное отверстие изготовлено в 7-м квалитете, вал изготовлен по допуску g в 6-м квалитете.

Вместо условных буквенных обозначений полей допусков отверстия и вала после номинального размера допускается проставлять их предельные отклонения в миллиметрах и со своими знаками. Верхнее отклонение пишется над нижним.

3. ВЫБОР ПОСАДОК

3.1. Расчет и выбор подвижных посадок

3.1.1. Характеристика и общие сведения. Основные отверстия (с полем допуска H) и валы с полями допусков h, g, f, e, d, c, b и a образуют соединения с гарантированными зазорами. Такие соединения называются основными подвижными посадками в системе отверстия (рис.7,а).



Р и с. 7. Схема полей допусков подвижных посадок: а - в системе отверстия, б - в системе вала

Основные валы (с полем допуска h) и отверстия с полями допусков H, G, F, E, D, C, B и A образуют также соединения с гарантированным зазором. Эти соединения называются основными подвижными посадками в системе вала (рис.7,б).

Как отверстия, так и валы могут быть выполнены с допусками 5-13-го квалитетов.

Посадка может быть образована сопряжением отверстий и валов как

одного, так и разных квалитетов. Понятно поэтому, что сочетанием из указанных 8 полей допусков и 9 квалитетов можно образовать очень большое количество основных подвижных посадок как в системе отверстия, так и в системе вала, в которых величина гарантированных зазоров будет изменяться от нуля, например, для диаметров 50 мм до 710 мкм. Кроме основных подвижных посадок подбором различных сочетаний полей допусков отверстий и валов можно образовать большое число комбинированных подвижных посадок, т.е. таких посадок, в которых не используется основное отверстие H или основной вал h .

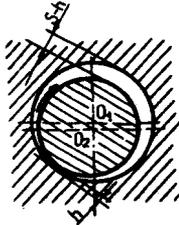
Практически такого разнообразия подвижных посадок не требуется, и поэтому с целью сокращения номенклатуры режущего и измерительного инструмента, применяемого для изготовления деталей, количество полей допусков отверстий и валов ограничивается СТ СЭВ 144-75. Для образования подвижных посадок в системе отверстия предусматривается 28 полей допусков валов (из них 10 предпочтительного применения) в 4-12 квалитетах, и для образования подвижных посадок в системе вала предусматривается 24 поля допуска отверстий в 5-12 квалитетах (из них 6 предпочтительного применения). При этом допускается образование посадок сочетанием отверстий и валов как одного, так и разных квалитетов, но при условии, что отверстие должно иметь допуск, равный допуску вала, или на один-два квалитета больше. Однако с целью унификации посадок стандарт предусматривает их определенное количество (табл. П.5 и П.6). Как видно из табл. П.5 и П.6, в системе отверстия рекомендуется 40 подвижных посадок, из них II предпочтительного применения, а в системе вала - 39 посадок, и из них 6 предпочтительного применения.

Подвижные посадки применяются в механизмах, сопряженные детали которых имеют относительное перемещение. Условия работы подвижных соединений чрезвычайно разнообразны, они определяются характером взаимного перемещения сопрягаемых деталей, величиной и направлением действующей нагрузки, способом подвода смазки, температурным режимом и т.д.

3.1.2. Расчет посадок. Теоретический расчет подвижных посадок сводится к определению оптимального зазора между сопрягаемыми поверхностями. Понятно, что единой методики расчета подвижных соединений не может быть, и для каждого типа таких соединений должна использоваться своя методика. Одним из наиболее характерных примеров подвижной посадки является соединение цапфы вращающегося вала с подшипником скольжения.

Расчет посадки для подшипников скольжения, работающих в условиях жидкостного трения, производится на основе гидродинамической теории

смазки. На рис.8 показано расположение цапфы вала в подшипнике. В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении. При вращении вала силы трения увлекают смазку в узкую клинообразную щель между валом и отверстием. Под действием возникающего в клине давления вал поднимается и несколько смещается в сторону вращения.



Р и с. 8. Расположение вала в подшипнике скольжения при установившемся режиме работы

Расчет сводится к определению наимыгоднейшего зазора между цапфой вала и отверстием подшипника. Существует ряд способов этих расчетов, в том числе и таких, которые позволяют определить коэффициент запаса точности и долговечности сопряжения.

Один из наиболее простых способов расчета заключается в следующем. Из гидродинамической теории смазки известно, что соотношение между величинами h и S в подшипниках конечной длины выражается следующей зависимостью:

$$hs = \frac{\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 p} \frac{\ell}{\ell + d}, \quad (I)$$

где h - толщина масляного слоя, мм;
 S - значение зазора между отверстием и валом в состоянии покоя, мм;
 n - частота вращения вала, об/мин;
 d - номинальный диаметр соединения, мм;
 p - удельное давление на проекции опор, Н/мм²;
 ℓ - длина опорной поверхности подшипника, мм;
 μ - динамическая вязкость масла (Н·с/м²).

Удельное давление может быть найдено из формулы

$$p = \frac{D}{\ell d},$$

где D - радиальная нагрузка на подшипник, Н.

Коэффициент трения получается наименьшим, когда соотношения размеров скорости, давления и условий смазки таковы, что при установившемся движении $h = 0,25S$. Подставляя эту величину h в формулу (I), получим наимыгоднейший для данных условий зазор:

$$S_{наиб} = \sqrt{\frac{4\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 p} \frac{\ell}{\ell + d}} \approx 0,467 \cdot 10^{-3} d \sqrt{\frac{\mu n}{p} \frac{\ell}{\ell + d}}. \quad (2)$$

Формула (2) справедлива для идеально гладких поверхностей. Реальные поверхности имеют микронеровности. Поэтому для выбора посадки по расчетному зазору следует учесть увеличение зазора за счет впадин между неровностями на величину $2(R_{zd} + R_{zd})$, где R_{zd} и R_{zd} - высоты микронеровностей отверстия и вала.

Тогда расчетный зазор, по которому следует выбирать посадку, определится по формуле

$$S_{расч} = S_{наиб} - 2(R_{zd} + R_{zd}).$$

Чтобы большая часть сопряжений при сборке имела зазор, близкий к расчетному, необходимо выдержать условие

$$S_{ср} \approx S_{расч},$$

где

$$S_{ср} = \frac{S_{макс} + S_{мин}}{2}.$$

Отклонение $S_{ср}$ посадки от $S_{расч}$ не должно превышать $\pm 10\%$. Выбранную посадку необходимо проверить по $h_{мин}$, надо чтобы

$$h_{мин} \geq R_{zd} + R_{zd}.$$

Наименьшая толщина масляного слоя подсчитывается по формуле

$$h_{мин} = \frac{\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 \rho [S_{макс} + 2(R_{zd} + R_{zd})]} \frac{\ell}{\ell + d}.$$

Пример. Подобрать посадку для подшипника скольжения при следующих данных: $d = 65$ мм; $\ell = 100$ мм; $n = 750$ об/мин; $P = 5000$ Н. Масло индустриальное марки И-30А (И-30), $\mu = 0,027$ Н·с/м².

1. Определяем удельное давление на подшипник:

$$p = \frac{P}{d\ell} = \frac{5000}{65 \cdot 100} = 0,769 \text{ (Н/мм}^2\text{)}.$$

2. Определяем наиболее выгодный зазор:

$$S_{наиб} = 0,467 \cdot 10^{-3} d \sqrt{\frac{\mu n}{\rho} \frac{\ell}{\ell + d}} = 0,467 \cdot 10^{-3} \cdot 65 \sqrt{\frac{0,027 \cdot 750}{0,769} \frac{100}{65 + 100}} =$$

$$= 0,121 \text{ мм} = 121 \text{ мкм}.$$

3. Определяем расчетный зазор:

$$S_{расч} = S_{наиб} - 2(R_{zd} + R_{zd}).$$

Принимаем шероховатость поверхности вкладыша подшипника и цапфы вала $R_{zd} = 3,2$; $R_{zd} = 6,3$:

$$S_{расч} = 121 - 2(6,3 + 3,2) = 102 \text{ (мкм)}.$$

4. Выбираем посадку $\varnothing 65 \frac{H7}{f8}$, у которой $S_{мин} = 60$ мкм;

$$S_{макс} = 136 \text{ мкм}; \quad S_{ср} = \frac{136 + 60}{2} = 98 \text{ (мкм)}.$$

5. Проверяем выбранную посадку по $h_{\text{мин}}$:

$$h_{\text{мин}} = \frac{\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 \cdot p [S_{\text{нб}} + 2(R_{\text{ЗД}} + R_{\text{Зд}})]} \frac{\ell + d}{\ell} =$$

$$= \frac{0,027 \cdot 750 \cdot 65^2}{18,36 \cdot 10^6 \cdot 0,769 [0,136 + 2(0,0063 + 0,0032)]} \frac{100}{65 + 100} = 0,02388 \text{ (мм)};$$

$$h_{\text{мин}} = 23,88 \text{ мкм.}$$

Условие $h_{\text{мин}} \geq R_{\text{ЗД}} + R_{\text{Зд}}$ для выбранной посадки выполняется.

Из рассмотренного примера видно, что одновременно с расчетом посадки определяется и степень точности (кавалитет) соединяемых деталей.

3.1.3. Общие рекомендации по выбору посадок. Хотя и имеется ряд способов расчета подвижных посадок для наиболее ответственных узлов, число случаев, в которых применимы эти расчеты, невелико. Чаще посадки приходится выбирать по аналогии с посадками деталей в хорошо известных механизмах и узлах, сопоставляя условия сопряжения деталей в проектируемом узле с условиями, в которых работают подобные детали в проверенном практикой механизме. При этом необходимо учитывать следующие факторы:

1. Величину удельного давления на трущиеся поверхности.
2. Характер и скорость относительного перемещения детали. Относительное перемещение может быть рабочим постоянным или переменным, периодическим, настроенным и т.д. Чем больше скорость рабочего перемещения, тем обильнее должна подаваться смазка, а следовательно, и больше должен быть зазор.
3. Материал сопрягаемых деталей, коэффициенты трения и линейного расширения, износостойкость и другие.
4. Длина сопряжения. Чем больше длина сопряжения, тем сильнее сказываются при сборке и эксплуатации машины отклонения от правильной геометрической формы деталей и от взаимного расположения поверхностей (овальность, конусность, бочкообразность, перекося, непараллельность, эксцентричность и другие). Влияние этих отклонений на работу сопряжений ослабляют увеличением зазора.
5. Температурные условия работы деталей. Изменение температуры во время работы деталей машины изменяет характер сопряжения деталей, уменьшая или увеличивая зазоры. Особое внимание на этот фактор нужно обращать, когда сопрягаемые детали во время работы имеют неодинаковую температуру и сами они сделаны из материалов с разными коэффициентами линейного расширения.
6. Состояние обработанных поверхностей сопрягаемых деталей. Существующие на сопрягаемых поверхностях деталей микронеровности в виде волнистости, шероховатости, огранки искажают характер сопряжения, а во время работы деталей сглаживаются и увеличивают зазор.

7. Точность центрирования деталей в узле. Чем больше зазор в подвижных посадках, тем возможно большее смещение осей сопряженных вала и отверстия, что вызывает неправильную работу узла и машины. На этот фактор обращается особое внимание при выборе посадок для ответственных соединений.

8. Смазка. При выборе подвижных посадок особое значение имеет качество и способ подвода смазки. Если по ряду факторов требуется увеличить зазор, т.е. дать более свободную посадку (большая нагрузка, скорость), а требования к точности центрирования не позволяют это сделать, то можно принудительной смазкой или смазкой лучшего качества компенсировать увеличение зазора.

9. Количество деталей, монтируемых на вал. Чем больше у вала опор, тем труднее выдержать центровую линию всех опор, т.е. соосность. Появление возможных отклонений приходится компенсировать увеличением зазора.

Рекомендуемые посадки в системе отверстия приведены в табл.П.5, в системе вала - в табл.П.6. Посадки с гарантированным зазором (подвижные) даны в колонке $H(h)$ и влево от нее. Чем левее и ниже расположена посадка в таблице, тем больше ее средний зазор. В первую очередь, нужно ориентироваться на предпочтительные посадки. Если по каким-либо причинам ни одна из предпочтительных посадок не может быть использована, то можно использовать одну из других посадок, указанных в названных таблицах. Только как исключение, в технически обоснованных случаях, допускаются другие посадки. При этом рекомендуется, чтобы по возможности посадка относилась к системе отверстия или системе вала (первое предпочтительнее), в крайнем случае можно использовать и комбинированную посадку. При образовании посадки необходимо стремиться к тому, чтобы при неодинаковых допусках отверстия и вала в посадке больший допуск был у отверстия, и допуски отверстия и вала отличались не более чем на два квалитета.

3.1.4. Примеры применения. Приведем ряд примеров использования посадок предпочтительного ряда.

Посадки $H7/g6$; $H8/h7$ и $H9/h8$ и $H11/h11$ образованы основными отверстиями (H) и основными валами (h) и имеют наименьший зазор, равный нулю. Эти посадки применяются преимущественно для пар с точным центрированием и точным направлением, в которых необходимо проворачивание и продольное перемещение деталей от руки, а иногда и при работе.

Названные посадки используются и для разъемных неподвижных соединений, когда неподвижность обеспечивается шпонками, стопорными винтами или другими средствами, например для неподвижных, но часто сменяемых деталей (сменные шестерни и шкивы).

Посадка $\frac{H7}{h6}$ применяется при высоких требованиях к точности центрирования, например для сменных зубчатых колес в станках, корпусов под подшипники качения в станках, автомобилях и других машинах, соединительных и фрикционных муфтах, контрольных штифтов с направляющими отверстиями, центрирующих поверхностей различных фланцев и крышек, втулок с пинолями или шпинделями различных станков.

Посадка $\frac{H8}{h7}$ применяется для центрирующих поверхностей в тех случаях, когда можно увеличить допуски на изготовление при несколько пониженных требованиях к соосности, например центрирующие заточки и пояски у фланцев, крышек, штанг и реек с направляющими парами. Эта посадка используется и для неподвижных соединений валов с колесами, шкивами, звездочками, барабанами, муфтами, рукоятками, рычагами переключения и другими деталями.

В тех же случаях, но при несколько пониженных требованиях к точности центрирования или при высоких требованиях к центрированию при большей длине сопрягаемых поверхностей применяется посадка $\frac{H8}{h8}$. Эта посадка часто используется для сопряжения проставочных колец, упорных фланцев и крышек в узлах с подшипниками качения, если они сопрягаются не непосредственно с поверхностями, центрирующими подшипник.

Посадка $\frac{H11}{h11}$ применяется в тех же случаях, что и $\frac{H8}{h8}$, но для менее ответственных соединений, например в неотвественных шарнирах, посадка фиксаторов в гнездах, центрирующих фланцев крышек и корпусов арматуры, болтов с отверстиями, а также для соединения деталей под сварку и пайку.

Посадка $\frac{H7}{js6}$ применяется для точных сопряжений, в которых необходимы свободные перемещения, но требуется по возможности малый зазор для обеспечения плотности соединения или соосности деталей. Например, при установке передвижных шестерен на валах коробки скоростей, в соединениях шатуна с шейкой коленчатого вала, при посадке клапанных коромысел в механизме распределения двигателя внутреннего сгорания и др.

Посадка $\frac{H7}{js7}$ применяется для валов в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузках, для посадки на валы свободно вращающихся колес и шкивов, коленчатых и кулачковых валов в подшипники, передвижных шестерен, включаемых муфтами и др.

Посадка $\frac{H7}{k8}$ применяется в тех же случаях, что и предыдущая, но

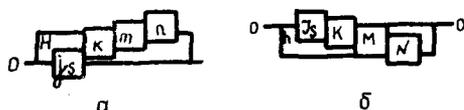
при большей длине сопрягаемых поверхностей и необходимости обеспечить более свободное соединение. При несколько пониженных требованиях к точности центрирования с целью снижения стоимости изготовления применяют посадку $\frac{H8}{d8}$.

При больших скоростях вращения и относительно малых давлениях в крупных подшипниках, при необходимости в больших эксплуатационных зазорах применяют посадки $\frac{H9}{d9}$ и $\frac{H9}{d9}$.

При низкой точности соединяемых деталей таких, как шарниры, тяги, рычаги сельскохозяйственных машин и железнодорожных вагонов, соединительных крышек с корпусами через прокладки применяют посадку $\frac{H11}{d11}$.

3.2. Анализ и выбор переходных посадок

3.2.1. Характеристика и область применения. Основные отверстия H и валы с полями допусков f_s, k, m, n , а также основные валы и отверстия с полями допусков J_s, K, M и N образуют переходные посадки (рис.9). Единая система допусков и посадок СЭВ предусмат-



Р и с. 9. Схема полей допусков переходных посадок: а - в системе отверстия; б - в системе вала

ривает 16 рекомендуемых переходных посадок в системе отверстия и столько же - в системе вала (табл. П.5 и П.6). Из этого числа в каждой системе имеется по 3 переходных посадки предпочтительного применения: в системе отверстия - $\frac{H7}{f6}$; $\frac{H7}{k6}$; $\frac{H7}{n6}$; в системе вала - $\frac{J7}{h6}$; $\frac{K7}{h6}$ и $\frac{N7}{h6}$.

Переходные посадки характеризуются возможностью получения соединений как с зазором, так и с натягом. Они применяются в неподвижных разъёмных соединениях деталей, когда требуется обеспечить центрирование и возможность сборки и разборки соединения в процессе эксплуатации и ремонта. Неподвижность деталей и в соединении обеспечивается допол-

нительными средствами крепления: шпонками, винтами, штифтами, стопорными винтами и кольцами и другими крепежными деталями. Сочетание высокой точности центрирования с относительной легкостью сборки и разборки соединения возможно лишь при небольших натягах и зазорах. Поэтому рекомендуемые переходные посадки предусмотрены только в 4-8 квалитетах.

При выборке переходной посадки необходимо учитывать кроме тех факторов, которые перечислены в рекомендациях по выбору подвижных посадок, величину и характер передаваемой соединением нагрузки, требуемую точность центрирования, частоту сборки и разборки сопрягаемых деталей. Для соединений, передающих большие усилия или работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок, необходимо применять посадки, обеспечивающие значительные натяги. Чем чаще сопряжение подвергается сборке и разборке в процессе эксплуатации, тем с меньшим натягом следует назначать переходную посадку.

Посадка $\frac{H7}{h6} (\frac{N7}{h6})$ практически обеспечивает получение соединений только с натягом. Она применяется для соединений деталей, передающих большие усилия при наличии ударов и вибраций. Сборка и разборка таких соединений осуществляется с помощью прессов и производится только при капитальном ремонте изделия. Примеры: соединение венца зубчатого колеса с корпусом; установка гладких цилиндрических шпилек, штифтов и постоянных кондукторных втулок в корпусе; неподвижное соединение муфты с валом; установка постоянных кондукторных втулок в корпус; соединение зубчатого колеса с валом, передающее переменную или ударную нагрузку, и другие.

Посадка $\frac{H7}{K6} (\frac{K7}{h6})$ имеет наиболее широкое применение. Она характеризуется средними натягами, близкими к нулю, что обеспечивает простую и легкую сборку соединения и хорошее центрирование, например: посадка шестерен, шкивов, червячных колес, установочных колец на валы со шпонками; сменных соединительных муфт и другие.

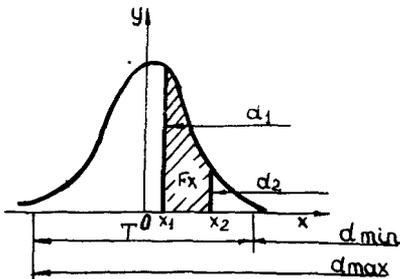
Посадка $\frac{H7}{js6} (\frac{js7}{h6})$ характеризуется преимущественно небольшими зазорами. Применяется при небольших статических нагрузках для установки сменных деталей и для неподвижных соединений большой длины, превышающей диаметр сопряжения в 3-4 и более раз. Применяется вместо $\frac{H7}{k6} (\frac{K7}{h6})$, когда сборка и разборка затруднены весом, размером деталей или другими причинами. Примеры: посадки сменных шестерен, маховиков на валы, сменных втулок, тонкостенных гильз в корпус и другие.

3.2.2. Применение закона нормального распределения для анализа переходных посадок. Появление зазора или натяга в переходной посадке определяется действительными размерами сопрягаемых деталей. При большом количестве обработанных деталей закон рассеивания их размеров оказывается близким к закону нормального распределения. Графически этот закон выражается кривой нормального распределения (рис.10).

Уравнение этой кривой имеет

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}},$$

где y - плотность вероятности появления отклонения размера детали;
 x - отклонение размера детали от его среднего арифметического значения;



$e = 2,71828$ - основание натуральных логарифмов;

Р и с. 10. Кривая нормального распределения размеров деталей

$\pi = 3,14159$;

σ - среднее квадратичное отклонение размера детали, определяемое для дискретной величины по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sum_1^k x_i^2 \frac{n_i}{N-1}} \approx \sqrt{\sum_1^k x_i^2 \frac{n_i}{N}},$$

где n_i - частота появления одного и того же размера;
 k - число неповторяющихся размеров;
 N - количество измерений или деталей.

Как видно из рис.10, кривая нормального распределения имеет куполообразный вид и располагается симметрично относительно оси Oy. Наибольшая плотность вероятности соответствует значению $x = 0$. При $x \rightarrow \infty$ кривая асимптотически приближается к оси абсцисс. Это означает, что плотность вероятности очень больших отклонений от среднего арифметического значения очень мала. Площадь, ограниченная кривой нормального распределения и осью абсцисс, при $x = \pm \infty$ равна единице:

$$F = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx = 1.$$

Вероятность появления деталей с размерами от d_1 до d_2 определяется заштрихованной на рис.10 площадью F_x :

$$F_x = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{x_1}^{x_2} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx.$$

Отклонение размера детали x целесообразно заменить безразмерным отклонением z : $z = \frac{x}{\sigma}$.

Тогда площадь F_x определится так:

$$F_x = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{z_1}^{z_2} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{z_2 - \frac{z^2}{2}} dz - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{z_1 - \frac{z^2}{2}} dz.$$

Значения интеграла $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ для различных значений z даны в табл. П.7. Из таблицы имеем для $z = 3$ $\Phi(z) = 0,49865$. Площадь, ограниченная значениями $z_1 = -3$ и $z_2 = 3$, равна $2\Phi(z) = 0,9973$. Это означает, что вероятность получения деталей с отклонениями, выходящими за пределы $\pm 3\sigma$, равна 0,0027 или 0,27%. Поэтому принимают $T = 6\sigma$, где T - допуск на изготовление детали.

Применение закона нормального распределения для анализа переходных посадок рассмотрим на примере.

П р и м е р. Необходимо определить вероятность получения соединений с зазором и с натягом, а также вероятность получения зазора в пределах от 10 до 20 мкм для посадки $\varnothing 35 \frac{H8}{m7}$.

1. По табл. П.2-4 для отверстия $\varnothing 35H8$ и вала $\varnothing 35m7$ находим отклонения:

для отверстия $ES = +39$ (мкм); $EJ = 0$;

для вала $es = +34$ мкм; $ei = +9$ мкм.

2. Определяем допуски на их изготовление:

для отверстия $T8 = 39$ мкм;

для вала $T7 = 25$ мкм.

3. Определяем предельные размеры сопрягаемых деталей:

$$D_{\max} = d + ES = 35 + 0,039 = 35,039;$$

$$D_{\min} = EJ = 35 + 0 = 35,0;$$

$$d_{\max} = d + es = 35 + 0,034 = 35,034;$$

$$d_{\min} = d + ei = 35 + 0,009 = 35,009.$$

4. Определяем предельные значения натяга и зазора:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 35,034 - 35 = 0,034 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 35,039 - 35,009 = 0,030 \text{ мм}.$$

5. Определяем допуск посадки:

$$T_p = T8 + T7 = 39 + 25 = 64 \text{ мкм},$$

или

$$T_p = S_{\max} + N_{\max} = 30 + 34 = 64 \text{ мкм}.$$

6. Принимая, что $T = 6\sigma$, определяем средние квадратичные отклонения для отверстия и вала:

$$\sigma_D = \frac{T_8}{6} = \frac{39}{6} = 6,5 \text{ (мкм)}, \quad \sigma_d = \frac{T_7}{6} = \frac{25}{6} = 4,17 \text{ (мкм)}.$$

7. Для построения кривой нормального распределения посадки необходимо знать величину ее среднего квадратичного отклонения.

Из теории вероятности известно, что сумма двух или нескольких независимых случайных величин, рассеивание которых подчиняется закону нормального распределения, тоже подчиняется этому закону. Среднее квадратичное отклонение суммарной совокупности определяется при этом по формуле

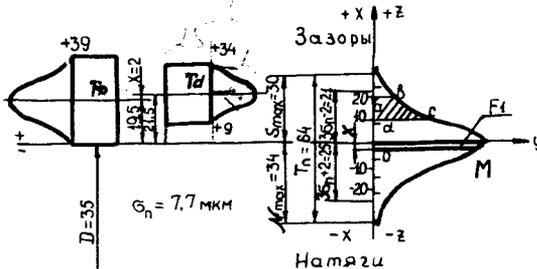
$$\sigma_{\text{сум}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2},$$

где σ_1 и σ_2 - средние квадратичные отклонения независимых случайных величин.

В нашем случае

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{6,5^2 + 4,17^2} = 7,7 \text{ (мкм)}.$$

8. Строим кривые нормального распределения (рис. II) сопрягаемых деталей и посадки. Максимум каждой кривой располагается на оси ординат



Р и с. II. Кривая нормального распределения для посадки $\phi 35 \frac{H8}{m7}$

(OY). В нашем случае максимумы кривых располагаются в середине полей допусков деталей и соответствуют отклонениям: для вала $\Delta_d = 21,5$ мкм; для отверстия $\Delta_D = 19,5$ мкм.

Эти отклонения определяют посадку с натягом $N = 2$ мкм, являющуюся наиболее вероятной. Следовательно, максимум кривой нормального распределения посадки должен соответствовать натягу $N = 2$ мкм. Для ее

построения примем нулевую линию схемы полей допусков за ось OY . Значение натягов условимся откладывать со знаком минус, т.е. вниз, а зазоров - со знаком плюс. Тогда максимум кривой будет соответствовать значению $x = -2$, $z = \frac{x}{\sigma_n}$.

9. Вероятность соединений с натягом определится как $P_N = 0,5 + F_1$.

Площадь F_1 находим по табл.П.7 в зависимости от величины z :

$$z = \frac{x}{\sigma_n} = \frac{2}{7,7} = 0,26;$$

$$F_1 = \Phi(0,26) = 0,1026;$$

$$P_N = 0,5 + 0,1026 = 0,6026.$$

10 Вероятность получения соединения с зазором определится как

$$P_S = 1 - P_N = 1 - 0,6026 = 0,3974.$$

Таким образом, количество соединений с натягом составляет 60,26 %, с зазором - 39,74 %.

11. Вероятность получения соединений с зазором в пределах от 10 до 20 мкм определится площадью $abcd$ (см.рис.II):

$$F_{abcd} = F_{abmo} - F_{cdom} = \Phi(z_2) - \Phi(z_1);$$

$$z_2 = \frac{20+2}{7,7} = 2,86; \quad z_1 = \frac{10+2}{7,7} = 1,56;$$

$$F_{abcd} = \Phi(2,86) - \Phi(1,56) = 0,4979 - 0,4418 = 0,0561.$$

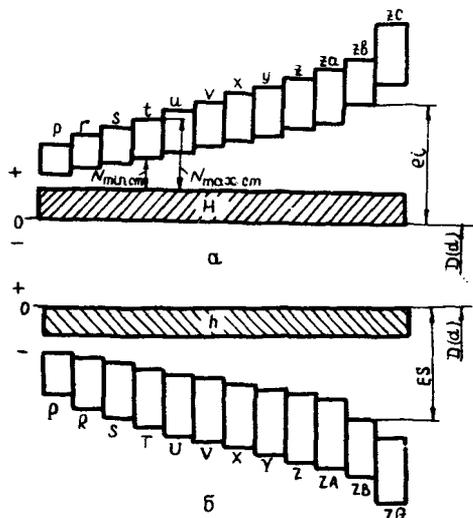
Количество соединений с зазором от 10 до 20 мкм составляет 5,61 %.

3.2. Выбор посадок с натягом

3.3.1. Характеристика и общие сведения. Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных или разбираемых лишь в отдельных случаях-при ремонте-соединений. Неподвижность соединений при этих посадках достигается, как правило, лишь за счет сил трения, возникающих на сопрягаемых поверхностях деталей вследствие их деформаций при сборке. В сравнительно редких случаях, при передаче очень больших нагрузок, в соединениях с натягом дополнительно могут применяться крепежные детали: винты, штифты, шпонки и т.п.

Сборка деталей в зависимости от их конструкции, размеров и величины требуемого натяга может осуществляться под прессом при нормальной температуре (продольная запрессовка), а также с нагревом охватываемой или охлаждением охватываемой деталей (способ термических деформаций, или поперечная запрессовка).

Посадки с натягом могут быть образованы сочетанием полей допусков основного отверстия H и полей допусков валов от p до zc (посадки в системе отверстия, рис.12,а) и сочетанием полей допусков основного вала h и полей допусков отверстий от P до ZC (посадки в системе вала, рис.12,б). Кроме того, могут быть использованы также посадки внесистемные, или комбинированные.



Р и с. 12. Схемы полей допусков неподвижных посадок: а - в системе отверстия; б - в системе вала

С целью повышения уровня унификации изделий, сокращения номенклатуры размерных режущих и измерительных инструментов ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) устанавливает рекомендуемые посадки с выделением из них предпочтительных для первоочередного применения (табл.П.5 и П.6).

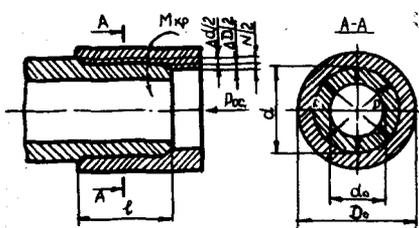
3.3.2. Расчет посадок. Расчет посадок с натягом выполняется с целью обеспечить неподвижность соединения при действии внешних нагрузок и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия (неподвижности соединения), определяется минимальная величина натяга $N_{\text{мин}}$, необходимая для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия (прочности сопрягаемых деталей); определяется макси-

мальная допустимая величина натяга $N_{\text{мин}}$, при которой деформации сопрягаемых деталей, как правило, не выходят за пределы упругости. В некоторых случаях прессовые соединения могут надежно работать и при наличии пластических деформаций в наиболее напряженной зоне.

При расчетах используются результаты решения задачи Ляме по определению напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах.

Расчет посадок с натягом производится в следующем порядке:

1. Из условия неподвижности соединения в зависимости от характера и величины передаваемой нагрузки определяется требуемое минимальное давление на контактных поверхностях соединения $p_{\text{мин}}$, МПа (рис.13):



$$p_{\text{мин}} = \frac{2M_{\text{кр}} 10^3}{\pi d^2 \ell f} \quad - \text{при}$$

действии крутящего момента
 $M_{\text{кр}}$, н·м;

$$p_{\text{мин}} = \frac{P_{\text{ос}}}{\pi d \ell f} \quad - \text{при}$$

действии осевой силы $P_{\text{ос}}$, Н;

$$p_{\text{мин}} = \frac{R}{\pi d \ell f} \quad - \text{при}$$

совместном действии крутящего момента и осевой силы,

$$\text{где } R = \sqrt{\left(\frac{2M_{\text{кр}} 10^3}{d}\right)^2 + P_{\text{ос}}^2} \quad -$$

равнодействующая сила при совместном нагружении соединения осевой силой и крутящим моментом;

d и ℓ - номинальный диаметр и длина соединения, мм;

f - коэффициент трения на сопрягаемых поверхностях.

Коэффициент трения зависит от свойств материалов сопрягаемых деталей и метода запрессовки. В практических расчетах для деталей из стали и чугуна ориентировочно можно принимать $f = 0,07$ (при механической запрессовке) и $f = 0,14$ (при сборке с нагревом охватывающей детали). В случае, когда материал охватывающей детали - бронза или латунь, $f = 0,05$.

2. По полученным значениям контактного давления, используя закон Гука и решение задачи Ляме, можно рассчитать величину наименьшего натяга $N_{\text{мин расч}}$ (мкм), при котором будет обеспечена неподвижность соединения:

$$N_{\text{мин расч}} = p_{\text{мин}} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d 10^3, \quad (3)$$

где E_D и E_d - модули упругости материалов соединяемых деталей, МПа;

C_D и C_d - коэффициенты Ляме, определяемые по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{D_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D_0}\right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} - \mu_d;$$

D_0 и d_0 - соответственно наружный диаметр охватывающей детали и диаметр внутренней полости охватываемой детали, мм;

μ_D и μ_d - коэффициенты Пуассона соответственно для охватывающей и охватываемой деталей.

Значения модуля упругости и коэффициента Пуассона для различных материалов приведены в табл. П.8.

3. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое давление p_{\max} , при котором отсутствуют пластические деформации соединяемых деталей.

В качестве p_{\max} берется наименьшее из двух значений:

$$p_{Dнб} = 0,58 \sigma_{TD} \left[1 - \left(\frac{d}{D_0}\right)^2 \right] \quad - \text{ для охватывающей детали};$$

$$p_{dнб} = 0,58 \sigma_{Td} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2 \right] \quad - \text{ для охватываемой детали},$$

где $p_{Dнб}$ и $p_{dнб}$ - наибольшие значения контактных давлений, найденные соответственно по прочности охватывающей и охватываемой деталей, МПа;

σ_{TD} и σ_{Td} - пределы текучести материалов охватывающей и охватываемой деталей, МПа (табл. П.8).

Чаще всего лимитирующим фактором является прочность охватывающей детали. Поэтому величина p_{\max} с учетом неравномерности распределения контактного давления по поверхности сопряжения может быть найдена по формуле

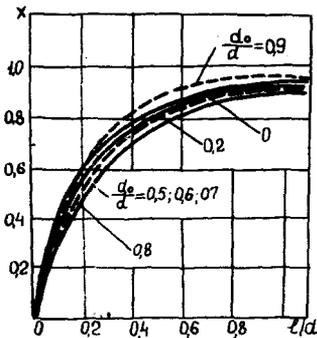
$$p_{\max} = p_{Dнб} \alpha,$$

где α - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления.

Коэффициент α зависит, главным образом, от отношения длины сопряжения к номинальному диаметру и может быть найден по графикам, приведенным на рис. 14.

4. В соответствии с формулой (3) определяется величина наибольшего расчетного натяга $N_{\max \text{ расч}}$, мкм:

$$N_{\max \text{ расч}} = p_{\max} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d \cdot 10^3. \quad (4)$$



Р и с. 14. Зависимость коэффициента, учитывающего неравномерность распределения давления, от отношения длины к диаметру соединения

Средние арифметические отклонения профиля неровностей на поверхностях отверстия и вала (R_{aD} и R_{ad}) определяются точностью изготовления соединения (5-й...8-й качества) и его номинальным размером. Ориентировочно можно принимать величину R_a в пределах от 0,1 до 3,2 мкм, большие значения - для более грубых классов и больших размеров (табл.П.9).

С учетом поправки $\Delta \omega$ определяют минимальную и максимальную величины допустимых натягов:

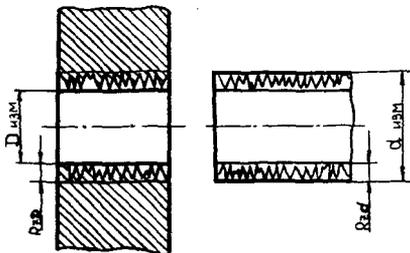
$$[N_{\min}] = N_{\min \text{ расч}} + \Delta \omega;$$

$$[N_{\max}] = N_{\max \text{ расч}} + \Delta \omega$$

5. Прежде чем осуществить выбор посадки на основе найденных величин $N_{\min \text{ расч}}$ и $N_{\max \text{ расч}}$ необходимо учесть, что при запрессовке будет происходить смятие неровностей на контактных поверхностях отверстия и вала, в результате чего фактическая величина натяга окажется меньше расчетной, определяемой как разность $d_{\text{изм}}$ и $D_{\text{изм}}$ (рис.15). Для нахождения поправки, учитывающей смятие неровностей, рекомендуется пользоваться формулой

$$\Delta \omega = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{ad}),$$

полученной из предположения, что относительная деформация неровностей при запрессовке составляет 60 % от их высоты. Это хорошо подтверждается результатами экспериментальных исследований.



Р и с. 15. Схема сглаживания неровностей при запрессовке

и по стандартам - ГОСТ 25364-82 (СТ СЭВ 145-75) и ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) - выбирают посадку, удовлетворяющую условиям:

$$N_{минст} \geq [N_{мин}];$$

$$N_{макст} \leq [N_{макс}];$$

где $N_{минст}$ и $N_{макст}$ - минимальное и максимальные значения натяга, обеспечиваемые какой-либо стандартной посадкой (рис.12).

Величины $N_{минст}$ и $N_{макст}$ для различных стандартных посадок приведены в табл.П.9.

3.3.3. Использование ЭВМ для расчета посадок. Расчет неподвижных посадок может быть произведен с помощью ЭВМ. Ниже приведены обозначения исходных данных и программа расчета применительно к ЭВМ "Электроника ДЭ-28".

Исходные данные и их идентификаторы:

$$\begin{aligned} M_{кр} &= MK1, P_{DC} = P1, d = D, D_o = D1, \\ d_o &= D2, \ell = E, f = F, \mu_D = M1, \mu_d = M2, \\ E_D &= E1, E_d = E2, \sigma_{гD} = SI1, \sigma_{гd} = SI2, \\ \alpha &= ETA, R_{zD} = RZ1, R_{zd} = RZ2. \end{aligned}$$

Программа

```

10 INPUT , ВВЕДИТЕ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ
   MK1, P1, D, D1, D2, E, F, M1, M2, E1, E2
   SI1, SI2, ETA, RZ1, RZ2
20 R = SQR((2 * MK1 * 10^-3 / D)^-2 + P1^-2)
30 PD = R / (3.14 * D * E * F)
40 C1 = ((1 + D / D1)^-2) / ((1 - (D / D1)^-2) + M1
50 C2 = ((1 + D2 / D)^-2) / ((1 - (D2 / D)^-2) - M2
60 N1 = PD * (C1 / E1 + C2 / E2) * D * 10^-3
70 PD1 = 0.58 * SI1 * ((1 - D / D1)^-2)
80 PD2 = 0.58 * SI2 * ((1 - D2 / D)^-2)
90 IF PD1 > PD2 THEN 120
100 PM = PD1 * ETA
110 GO TO 130

```

```

120 PM = PD2 * ETA
130 N2 = PM * (C1/E1 + C2/E2) * D * 10 - 3
140 DS = 1.2 * (RZ1 + RZ2)
150 NM1 = N1 + DS
160 NM2 = N2 + DS
170 PRINT, NMIN = 'NM1
      , NMAX = 'NM2
180 END   RUN

```

В результате расчета ЭВМ выдаст значения $NMIN = N_{min}$ и $NMAX = N_{max}$, по которым подбирается стандартная посадка.

Более подробно порядок работы на ЭВМ "Электроника ДЗ-28" изложен в методическом указании "Расчет посадок с натягом на ЭВМ "Электроника ДЗ-28".

3.3.4. Назначение и примеры применения посадок. Посадки с натягом применяются, как уже указывалось выше, для неподвижных неразъемных или редко разбираемых соединений и выбираются, как правило, на основе расчетов. По применению они делятся на три группы: легкие, средние и тяжелые прессовые посадки.

Посадки легкопрессовые (H/p , P/h) характеризуются минимальным гарантированным натягом и применяются в тех случаях, когда действующие крутящие моменты или осевые силы малы или случайное относительное смещение соединяемых деталей не играет существенной роли; для соединений тонкостенных деталей, не допускающих больших деформаций; для центрирования тяжело нагруженных или быстровращающихся деталей (с дополнительным креплением).

Предпочтительными посадками для данной группы являются посадки $H7/p6$ и $P7/h6$. Примеры применения: клапанные седла в гнездах, втулки и кольца в корпусах, зубчатые колеса на валах редукторов с дополнительным креплением шпонкой.

Средние прессовые посадки (H/z , H/s , H/t и R/h , S/h , T/h) характеризуются умеренными гарантированными натягами в пределах от 0,0002 до 0,0006 от номинального диаметра. Они обеспечивают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. Предпочтительными посадками для этой группы являются посадки $H7/z6$ и $H7/s6$. Примеры применения: втулки подшипников скольжения в гнездах, постоянные кондукторные втулки, фиксаторы и упоры в приспособлениях, венцы червячных и зубчатых колес на ступицах.

Тяжелые прессовые посадки (H/h , H/x , H/z и u/h) характеризуются большими гарантированными натягами (в пределах от 0,001 до 0,002 от номинального диаметра) и предназначены для соединений, передающих большие, в том числе динамические нагрузки. Примеры применения: дисковые и тарельчатые несъемные муфты на концах валов, венцы червячных и зубчатых колес на ступицах, пальцы эксцентриклов кривошипно-шатунных механизмов и др.

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются основными комплектующими изделиями, изготавливаемыми на специализированных (подшипниковых) заводах, и в процессе сборки не подлежат дополнительной доводке. Посадочными, или присоединительными размерами подшипников являются наружный диаметр наружного кольца D , по которому подшипник сопрягается с корпусом, и внутренний диаметр внутреннего кольца d , по которому подшипник сопрягается с валом. При этом посадка внутреннего кольца на вал осуществляется в системе отверстия, а наружного кольца в корпус - в системе вала.

По точности изготовления в соответствии с ГОСТ 520-71 (СТ СЭВ 774-77) подшипники делятся на следующие классы: 0; 6; 5; 4 и 2, в порядке повышения точности. Класс точности подшипника указывают перед его условным обозначением, например, 5-205 - шарикоподшипник радиальный однорядный легкой серии 205, класс точности 5.

Точность размеров подшипника определяется, прежде всего, допускаемыми отклонениями диаметра отверстия внутреннего кольца и наружного диаметра наружного кольца. При этом стандартом устанавливаются предельные отклонения номинальных (d , D) и средних (d_m , D_m) значений диаметров колец.

Кольца подшипников после изготовления имеют отклонения от правильной цилиндрической формы в виде овальности, конусности и т.д., поэтому надо рассматривать их средние диаметры. Средний диаметр определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра, измеренных в двух крайних сечениях кольца:

$$d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}, \quad D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2}.$$

В качестве основной характеристики посадочного диаметра, учитываемой при расчете посадочных натягов и зазоров, принимают средние значения посадочных диаметров. Предельные отклонения на величину средних диаметров колец подшипников различных типов и разных классов

точности приведены в табл. II.10. Как видно из этих таблиц и схем, приведенных на рис. 16, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца располагается не "в тело кольца", "в плюс", как принято в общем машиностроении для основного отверстия, а "в минус" от нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

Такое расположение поля допуска установлено с целью обеспечения сравнительно небольшого натяга в соединении внутреннего кольца с валом при использовании имеющихся в ЕСДП СЭВ полей допусков на валы под переходные посадки с учетом, что в большинстве конструкций подшипниковых узлов вращается вал.

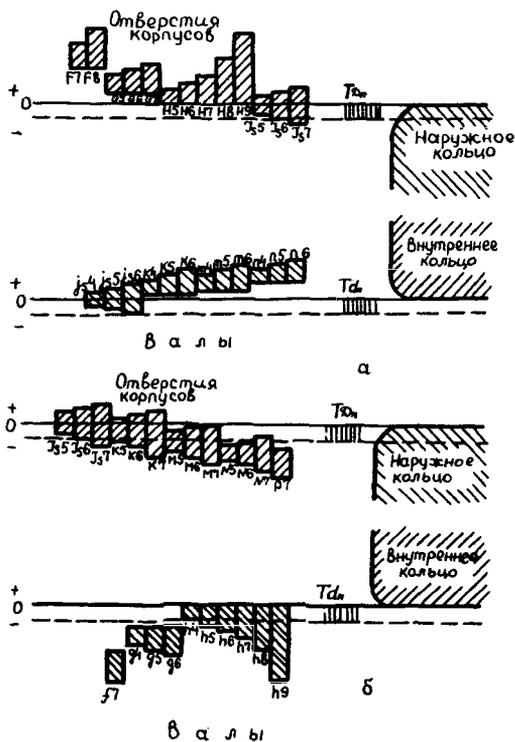
Посадка подшипника в корпус в этих же условиях, как будет показано в дальнейшем, должна быть с небольшими зазорами, поэтому поле допуска на диаметр наружного кольца располагается в "тело детали" или "в минус", как принято в общем машиностроении для основного вала.

С повышением точности подшипников значительно возрастает трудоемкость их изготовления и стоимость. Так, стоимость подшипников 6, 5 и 4-го классов больше стоимости подшипников класса точности 0 соответственно в 2,5; 5,5 и 8 раз. В связи с этим не следует применять подшипники высоких классов точности в узлах, где это не вызывается технической необходимостью.

Наибольшее применение в машиностроении находят подшипники классов точности 0 и 6. Подшипники 5 и 4-го классов точности применяют при больших частотах вращения и в тех случаях, когда требуется высокая точность при вращении вала, например, для шпинделей шлифовальных и других прецизионных станков, для роторов газотурбинных двигателей, приборов и т.п. Для гироскопических и других прецизионных приборов используются подшипники 2-го класса точности.

Выбор посадок колец подшипников на вал и в корпус осуществляется согласно ГОСТ 3325-55 (СТ СЭВ 773-77), исходя из схемы работы подшипника (учитывается, вращается ли внутреннее кольцо с валом, или наружное кольцо с корпусом, или оба кольца с валом и корпусом), вида нагружения кольца и режима работы.

Практически чаще всего подшипниковые узлы работают по схеме, когда вращается внутреннее кольцо с валом, а наружное кольцо и корпус неподвижны (рис. 16, а). В этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения внутреннего кольца подшипника с валом. Это достигается за счет использования полей допусков валов под переходные посадки (f_8, k, m, n), что благодаря специфическому расположению поля допуска на внутреннее кольцо, позволяет получить в соединении небольшой, чаще всего гарантированный натяг. Исключение представляет случай, когда предельные отклонения вала характеризуются полем допуска f_8 ,



Р и с. 16. Схемы полей допусков посадок колец подшипника на вал и в корпус: а - при вращении вала с внутренним кольцом; б - при вращении корпуса с наружным кольцом

расположенным симметрично относительно нулевой линии. Однако и в этом случае вероятность получения натяга в соединении достаточно велика (96...98 %).

Применять для рассматриваемого соединения вала с полями допусков под посадки с натягом недопустимо, так как получаемые при этом натяги сильно осложняют условия монтажа и демонтажа подшипниковых узлов, а в процессе их эксплуатации могут вызвать поломки в связи со значительными внутренними напряжениями в кольцах и телах качения.

Поля допусков валов, как видно из рис.16, а, выбирают в системе отверстий для подшипников классов точности:

- 0 и 6 *js6, k6, m6, n6*;
- 5 и 4 *js5, k5, m5, n5*;
- 2 *js4, k4, m4, n4*.

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы узла должно устанавливаться свободно. Поля допусков отверстий корпусов выбирают в системе вала для подшипников класса точности:

- 0 и 6 *J_s7, H7, H8, H9, G7, F7, F8*;
- 5 и 4 *J_s6, H6, G6*;
- 2 *J_s5, H5, G5*.

В результате обеспечивается легкость монтажа, устраняется заклинивание тел качения и создаются условия для периодического провертывания наружного кольца в корпусе, что способствует более равномерному износу его беговой дорожки.

Если вращается наружное кольцо с корпусом (рис.16, б), а внутреннее кольцо и вал неподвижны (такая схема работы имеет место, когда подшипник устанавливается, например, в какое-либо зубчатое колесо), то в этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения наружного кольца с корпусом. Это достигается путем использования следующих полей допусков отверстий корпусов для подшипников классов точности:

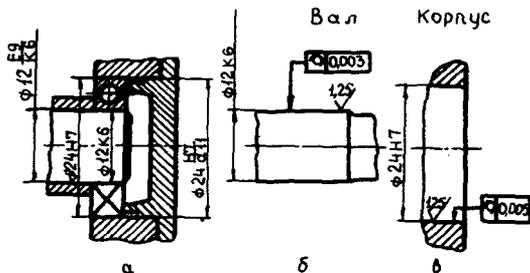
- 0 и 6 *P7, N7, M7, K7, J_s7*;
- 5 и 4 *N6, M6, K6, J_s6*;
- 2 *N5, M5, K5, J_s5*.

Соединение внутреннего кольца с валом в рассматриваемом случае должно быть свободным, что обеспечивается использованием полей допусков валов для подшипников классов точности:

- 0 и 6 *h6, h7, h8, h9, g6, f7*;
- 5 и 4 *h5, g5*;
- 2 *h4, g4*.

В случае, когда вращаются оба кольца подшипника, необходимо обеспечить неподвижность соединений и внутреннего кольца с валом, и наружного кольца с корпусом. При этом используются поля допусков на вал в соответствии с первой схемой, а для отверстия в корпусе - в соответствии со второй.

В связи с тем, что кольца подшипников имеют предельные отклонения, отличные от отклонений основного отверстия *H* и основного вала *h*, при обозначении посадок подшипников качения на сборочных чертежах указываются только предельные отклонения вала и отверстия в корпусе (рис.17, а).



Р и с. 17. Примеры обозначений посадок подшипников качения (а), предельных отклонений вала (б) и отверстия в корпусе (в)

На чертежах вала (рис.17,б) и корпуса (рис.17,в) указывают предельные отклонения посадочных размеров, а также допустимые отклонения формы и шероховатость поверхности.

Допуски цилиндричности посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов должны составлять: под подшипники классов точности 0 и 6 - четверть допуска на диаметр, а для классов 5 и 4 - одну восьмую от допуска на диаметр.

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов не должна превышать величин, указанных в табл.2.

Т а б л и ц а 2

Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий под подшипники качения

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Ra , мкм	
		$d \leq 80$	$500 > d > 80$
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6,5 и 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6,5 и 4	1,25	2,5

При выборе посадок для сопряжений крышки подшипника с корпусом, для сопряжений мазеудерживающего или распорного кольца с валом (см. рис.17,а) следует учитывать, что корпус или вал (в том случае, если он не имеет уступа) обработаны под сопряжения с соответствующими кольцами подшипника и, следовательно, предельные отклонения для этих деталей уже выбраны. Для того, чтобы сборка или разъем деталей производились достаточно легко, необходимо наличие зазора в этих соединениях. Это обеспечивается за счет использования комбинированных посадок, например, для сопряжения кольца с валом, как показано на рис.17,а - $\varnothing 12 \frac{E9}{k6}$, а для сопряжения крышки с корпусом - $\varnothing 24 \frac{H7}{d10}$. При этом точность посадочных размеров крышки и кольца может быть принята более низкой, чем для корпуса и вала (по 9.11-му квалитетам).

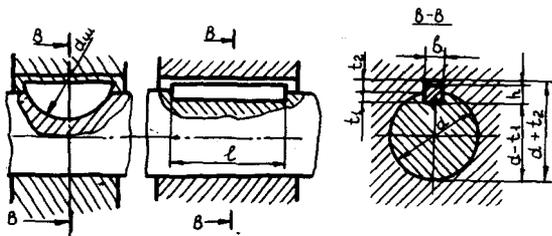
Если привертная крышка имеет отверстие для прохода вала и гнезда для расположения уплотнения манжетного типа, то с целью обеспечения надежной работы уплотнения необходимо ограничить радиальное смещение крышки. В этом случае для центрирующей поверхности крышки выбирают поле допуска $h8$. Такое же поле допуска выбирается и для закладных крышек любой конструкции.

5. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента от шкива или зубчатого колеса к валу или наоборот применяют шпоночные соединения. Эти соединения могут осуществляться с помощью призматических, сегментных и клиновых шпонок. Все размеры шпонок, пазов втулок и валов стандартизированы. Наиболее простыми в изготовлении, с точки зрения обеспечения взаимозаменяемости, являются клиновые шпонки, так как при продольном перемещении клин может обеспечить любое радиальное натяжение. Однако при этом происходит взаимное смещение осей вала и втулки, вследствие чего клиновые шпонки применяются редко.

Призматические и сегментные шпонки лишены указанного недостатка и поэтому получили широкое применение. Особенно широко применяются призматические шпонки.

Основные размеры призматических шпонок и сечений пазов для них регламентируются стандартом СЭВ - СТ СЭВ 189-75. Предусматривается три исполнения шпонок: с закруглениями по обоим концам, прямоугольные и с закруглением на одном конце. Размеры шпонок и сечений пазов должны соответствовать указанным на рис.18 и табл.3 размерам.



Р и с. 18. Шпоночные соединения

Размеры призматических шпонок, мм

Т а б л и ц а 3

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина шпоночного паза	
	b	h	вала t_1	втулки t_2
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4
"- 10 до 12	4	4	2,5	1,8
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3
"- 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Свыше 22 до 30	8	7	4	3,3
Свыше 30 до 38	10	8	5	3,3
"- 38 до 44	12	8	5	3,3
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	3,8
"- 50 до 58	16	10	6	4,3
"- 58 до 65	18	11	7	4,4
"- 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Свыше 75 до 85	22	14	9	5,4
"- 85 до 95	25	14	9	5,4
Свыше 95 до 110	28	16	10	6,4
"- 110 до 130	32	18	11	7,4

По характеру работы, воспринимаемой нагрузке и условиям сборки различают три вида шпоночных соединений:

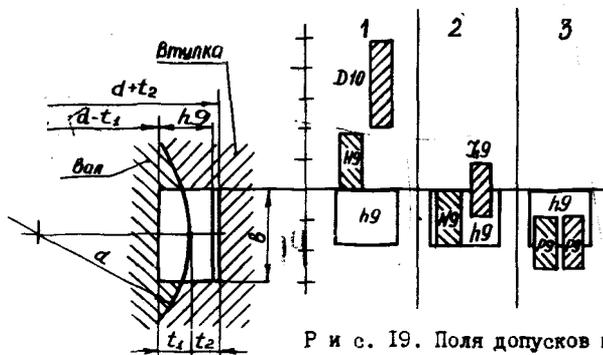
1) свободное соединение, применяемое при действии нереверсивных равномерных нагрузок, для получения подвижных соединений при легких режимах работы и при затрудненных условиях сборки;

2) нормальное соединение - неподвижное, не требующее частых раз-

борок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

3) плотное соединение, характеризуемое вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами, применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках; сборка осуществляется нагрессовкой.

Предельные отклонения размеров шпоночных соединений нормируются СТ СЭВ 57-73 и ГОСТ 23360-78. На рис. 19 приведены поля допусков по ширине b для всех трех видов соединений. Предельные отклонения



Р и с. 19. Поля допусков на ширину:
 □ - шпонка; ▨ - паза вала; ▩ - паза втулки. Соединение: 1-свободное; 2-нормальное; 3-плотное

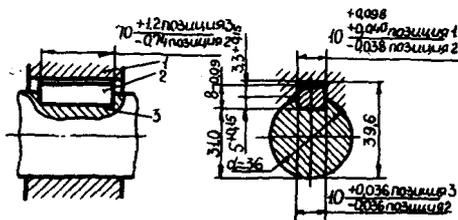
других размеров шпоночного соединения указаны в табл.4.

Т а б л и ц а 4

Предельные отклонения размеров шпоночного соединения

Высота шпонки (h)	Предельные отклонения				
	высоты h	размеров		длины	
		$d-t_1$	$d+t_2$	шпонки	паза
От 2 до 6	h_9	- 0,1	+ 0,1	h_{14}	H_{15}
Свыше 6 до 18	h_{11}	- 0,2	+ 0,2		
Свыше 18 до 50		- 0,3	+ 0,3		

Система допусков и посадок для соединений с сегментными шпонками по СТ СЭВ 647-77 предусматривает два вида соединений: нормальное и плотное, с такими же полями допусков, как и для соединений с призматическими шпонками (см. 2 и 3 на рис. 19). На высоту h сегментной шпонки установлено поле допуска h_{11} , а на диаметр исходного контура $d_m - h_{12}$. Пример сборочного чертежа шпоночного соединения приведен на рис. 20.



Р и с. 20. Сборочный чертеж шпоночного соединения

6. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевое соединение можно представить как многошпоночное соединение, у которого шпонки составляют одно целое с валом.

По сравнению со шпоночным оно является более прочным, нагрузка на вал и втулку распределяется равномернее, обеспечивая меньшую концентрацию напряжений. Благодаря этому конструкция получается более компактной и легкой. В то же время шлицевое соединение обеспечивает лучшее центрирование и направление втулки на валу.

Шлицевые соединения подразделяются:

по форме шлицевых поверхностей - прямоочные (прямоугольные), эвольвентные, треугольные и трапецидальные;

по условиям эксплуатации - подвижные и неподвижные;

по условиям нагружения - тяжелые, средние и легкие.

Шлицевые соединения с трапецидальным профилем применяются очень редко (в специальных конструкциях).

Шлицевые соединения с треугольным профилем используются в случаях применения тонкостенных втулок, а иногда взамен прессовых соединений и выполняются по отраслевым нормалам.

Наибольшее применение находят шлицевые соединения с прямоочным и эвольвентным профилем. Соединения с эвольвентным профилем более прочны,

обеспечивают лучшее центрирование вала и втулки и, кроме того, имеют ряд технологических преимуществ. Однако в тех случаях, когда вал и втулка подвергаются закалке и возникает необходимость шлифования эвольвентных профилей, применение этих соединений экономически невыгодно.

Существует три способа центрирования шлицевых соединений: по внутреннему диаметру; наружному диаметру; боковым поверхностям зубьев δ, S .

Способ центрирования зависит от конструктивных требований, предъявляемых к сопряжениям, и технологических особенностей их выполнения.

Если по эксплуатационным соображениям необходимо обеспечить высокую степень концентричности вала и втулки при односторонних нагрузках, то применяют центрирование по внутреннему d или наружному D диаметру. При этом, если шлицевая втулка должна иметь высокую твердость, получаемую в результате термообработки, и ее нельзя обработать чистовой протяжкой, вследствие чего шлицевое отверстие приходится шлифовать, то применяют центрирование по внутреннему диаметру. Во всех других случаях целесообразнее применять центрирование по наружному диаметру. Этот способ отличается сравнительной простотой и экономичностью.

Если по эксплуатационным условиям соединение будет подвергаться знакопеременным нагрузкам, когда требуются минимальные зазоры между боковыми сторонами зубьев вала и втулки и когда высокие требования к концентричности вала и втулки решающего значения не имеют, применяют центрирование по боковым поверхностям зубьев δ, S . Выбор шлицевых соединений по условиям нагружения (тяжелые, средние, легкие) производится на основе прочностных расчетов.

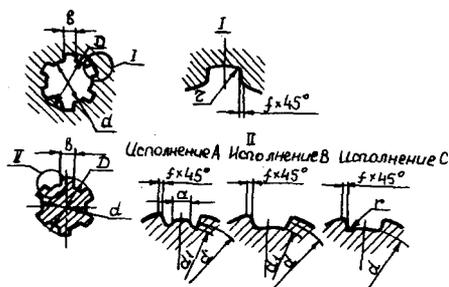
6.1. Соединения шлицевые прямобоочные

Число зубьев и номинальные размеры (рис.21) шлицевых соединений общего назначения с прямобоочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения, регламентированы СТ СЭВ 188-75.

Нормальные размеры d, D, δ , указанные на рис. 21, а также числа зубьев приведены в табл.5. Как видно из рис.21, шлицевые валы могут быть изготовлены в одном из трех исполнений.

При центрировании по внутреннему диаметру шлицевые валы изготавливаются в исполнениях A или C . Исполнение A , как правило, применяется для валов легкой и средней серий при изготовлении их методом обкатки. Валы тяжелой серии изготавливаются в исполнении C .

При центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев



Р и с. 21. Нормируемые параметры шлицевого соединения с прямобочными зубьями

шлицевые валы изготавливаются в исполнении *В*.

Общие положения, допуски и основные отклонения размеров d , D и b шлицевого соединения приняты по СТ СЭВ 145-75.

Величина допуска на размеры d , D и b вала и отверстия определяется квалитетом от 5 до 12, расположение допуска определяется основным отклонением, обозначаемым буквами. Однако по сравнению с СТ СЭВ 145-75 количество полей допусков валов и отверстий для шлицевых соединений значительно сокращено.

По СТ СЭВ 187-75 во всех случаях нецентрирующий диаметр d у валов выполняется не менее d_1 (по СТ СЭВ 188-75), а у втулок - с полем допуска $H11$; нецентрирующий диаметр D у валов выполняется с полем допуска $a11$, а у втулок - $H12$.

Для всех других размеров (центрирующих d , D и b и нецентрирующих b) предусмотрено: для валов 20 полей допусков 5-10-го квалитетов; для втулок 8 полей допусков 6-10 квалитетов. Эти поля допусков позволяют образовать большое количество разнообразных сопряжений d , D и b . Однако с целью унификации шлицевых соединений и сокращения дорогостоящего режущего и измерительного инструмента рекомендуется применять поля допусков предпочтительного применения:

для валов - $g6$, $js6$, $f7$, $h7$, $js7$, $e8$, $f8$;

для втулок - $H7$, $F8$, $D9$, $F10$.

Стандарт дает рекомендации по образованию посадок из указанных полей допусков.

При центрировании по внутреннему диаметру для d предусмотрено две предпочтительные посадки - $\frac{H7}{h7}$ и $\frac{H7}{g6}$ и пять предпочтительных посадок для b : $\frac{D9}{h9}$, $\frac{D9}{js7}$, $\frac{f7}{k7}$, $\frac{g6}{f9}$, $\frac{F10}{js7}$.

Размеры шлицевых прямобоковых соединений *

Легкой серии			Средней серии			Тяжелой серии		
Номинальный размер $z \times d \times D$	d_1 не менее	a не менее	Номинальный размер $z \times d \times D$	d_1 не менее	a не менее	Номинальный размер $z \times d \times D$	d_1 не менее	a не менее
6x23x26	22,1	3,54	6x11x14	3	9,9	10x16x20	2,5	14,1
6x26x30	24,6	3,85	6x13x16	3,5	12,0	10x19x23	3	15,6
6x28x32	26,7	4,03	6x16x20	4	14,54	10x21x26	3	18,5
8x32x36	30,4	2,71	6x18x22	5	16,7	10x23x29	4	20,3
8x36x40	34,5	3,46	6x21x25	5	19,5	10x26x32	4	23,0
8x42x46	40,4	5,03	6x23x28	6	21,3	10x28x35	4	24,4
8x46x50	44,6	5,75	6x26x32	6	23,4	10x32x40	5	28,0
8x52x58	49,7	4,89	6x28x34	7	25,9	10x36x45	5	31,3
8x56x62	53,6	6,38	8x32x38	6	29,4	10x42x52	6	36,9
8x62x68	59,8	7,31	8x36x42	7	33,5	10x46x56	7	40,9
10x72x78	69,6	5,45	8x42x48	8	39,5	16x52x60	5	47,0
10x82x88	79,3	8,62	8x46x54	9	42,7	16x56x65	5	50,6
10x92x98	89,4	10,08	8x52x60	10	48,7	16x62x72	6	56,1
10x102x108	99,9	11,49	8x56x65	10	52,2	16x72x82	7	65,9
10x112x120	108,8	10,72	8x62x72	12	57,8	20x82x92	6	75,6
			10x72x82	12	67,4	20x92x102	7	85,5
			10x82x92	12	77,1	20x102x115	8	98,7
			10x92x102	14	87,3	20x112x125	9	104
			10x102x112	16	97,7			
			10x112x125	18	106,3			

* $f = 0,3 - 0,5$; $z = 0,2 - 0,5$ в зависимости от размеров z , d и D (см. на чертеже /3/).

Указанные посадки для d дают гарантированный зазор, т.е. могут обеспечить подвижность соединения. Однако действительная возможность перемещения втулки по валу зависит от выбора посадки по ширине шлицев (δ) и погрешности их взаимного расположения. Поэтому следует прежде всего ориентироваться на посадку $\frac{H7}{f7}$. Если требования к центрированию высоки, то можно использовать и посадку $\frac{H7}{js6}$, а по ширине в этом случае следует выбирать посадку с возможно большим зазором, например $\frac{F10}{f9}$. Если при центрировании по внутреннему диаметру d втулка не должна перемещаться, при высоких требованиях к центрированию целесообразно использовать посадку $\frac{H7}{js6}$ по d , а по ширине зуба δ выбрать посадку более плотную, например $\frac{D9}{k7}$. При этом, чтобы исключить возможность произвольного перемещения, втулку на валу фиксируют стопорным винтом, кольцом и т.д.

При центрировании по наружному диаметру D предусмотрено две предпочтительные посадки $\frac{H7}{f7}$ и $\frac{H7}{js6}$ и три предпочтительные посадки по ширине зубьев δ - $\frac{F8}{f7}$, $\frac{F8}{js7}$, $\frac{F8}{f8}$. Первая из посадок для D обеспечивает гарантированный зазор, вторая может иметь и небольшой натяг (переходная посадка). Соответственно первая посадка используется для перемещающихся втулок, вторая - для неподвижных. Во втором случае предполагается применение и дополнительных элементов крепления. Все три посадки по ширине зубьев имеют гарантированные зазоры.

При центрировании по боковым сторонам зубьев предусмотрено пять предпочтительных посадок по ширине δ : $\frac{F8}{js7}$, $\frac{D9}{f8}$, $\frac{D9}{e8}$, $\frac{F10}{f8}$ и $\frac{F10}{d9}$. Первая из перечисленных посадок предназначена для неподвижных соединений, работающих в условиях переменных нагрузок, при необходимости точного центрирования вала и втулки. Все последующие посадки предназначены для подвижных соединений и расположены в порядке увеличения средних зазоров.

Шлицевой профиль состоит из ряда элементов. Эти элементы могут быть выполнены с размерами, укладывающимися в предельные, но смещенными относительно друг друга. В таком случае при поэлементном контроле отверстия и вала оба они будут годными, но сборка их может оказаться невозможной. Тем не менее стандарт не предусматривает специальных допусков на взаимное расположение элементов, так как предполагает контроль шлицевых соединений осуществлять с помощью комплексных проходных калибров. При этом поэлементный контроль d , D и δ осуществляется непроходными калибрами или измерительными приборами. Поля допусков комплексных калибров выбраны так, что если комплексный калибр

пробка проходит, а диаметры d и D и ширина паза b не выходят за установленные верхние пределы, то отверстие считается годным. Вал считается годным, если комплексный калибр-кольцо проходит, а диаметры и толщина зуба не выходят за установленные нижние пределы.

Обозначения шлицевых соединений валов и втулок должны содержать: букву, обозначающую поверхность центрирования;

число зубьев и номинальные размеры d , D и b соединения, вала и втулки;

обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера b , помещенные после соответствующих размеров.

Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

П р и м е р. Шлицевое соединение с $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 40$ мм, $b = 7$ мм с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H7}{e8}$ и по размеру b $\frac{D9}{f8}$ обозначается так:

$$d-8-36 \frac{H7}{e8} 40 \frac{H12}{a11} 7 \frac{D9}{f8};$$

то же при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования $\frac{H8}{h7}$ и по размеру b $\frac{F10}{h9}$:

$$D-8-36 \cdot 40 \frac{H8}{h7} 7 \frac{F10}{h9};$$

то же при центрировании по боковым сторонам:

$$b-8-36 \cdot 40 \frac{H12}{a11} 7 \frac{D9}{f8}.$$

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

$$d-8-36H7 \cdot 40H12 \cdot 7D9.$$

Пример условного обозначения вала того же соединения:

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

6.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°

Основные параметры и размеры этих соединений нормированы СТ СЭВ 268-76 и СТ СЭВ 269-76. Размерный ряд охватывает соединения (более 500) с номинальным диаметром от 4 до 500 мм, модулем от 0,5 до 10 мм и числом зубьев от 6 до 82 и может обеспечить любые потребности машиностроения. Однако с целью сокращения номенклатуры дорогостоящего

режущего и измерительного инструмента стандарты рекомендуют использовать соединения предпочтительного применения первого ряда (табл.6), затем - второго ряда и только в технически обоснованных случаях разрешается использовать другие, предусмотренные стандартом, соединения.

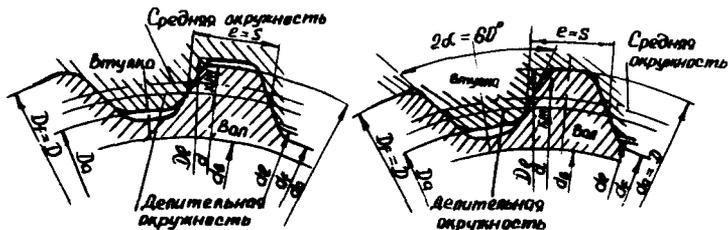
Т а б л и ц а 6

Размерный ряд шлицевых эвольвентных соединений предпочтительного применения первого ряда

| $D \times z \times m$ |
|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 12х22х0,5 | 25х30х0,8 | 45х34х1,25 | 65х31х2 |
| 12х13х0,8 | 25х18х1,25 | 45х21х2 | 65х20х3 |
| 15х28х0,5 | 30х36х0,8 | 50х38х1,25 | 70х34х2 |
| 15х17х0,8 | 30х22х1,25 | 50х24х2 | 70х22х3 |
| 17х20х0,8 | 35х26х1,25 | 55х26х2 | 75х36х2 |
| 17х12х1,25 | 35х16х2 | 55х17х3 | 75х24х3 |
| 20х23х0,8 | 40х30х1,25 | 60х28х2 | 80х36х2 |
| 20х14х1,25 | 40х18х2 | 60х18х3 | 80х25х3 |

П р и м е ч а н и е. Для $D < 12$ и $D > 80$ смотри СТ СЭВ 269-76 или работу /3/.

Основные нормы взаимозаменяемости шлицевых эвольвентных соединений регламентированы СТ СЭВ 259-76. Система допусков и посадок построена с учетом способов центрирования втулки относительно вала. Предусматривается центрирование по боковым поверхностям зубьев (рис.22, а) или по наружному диаметру (рис.22, б).



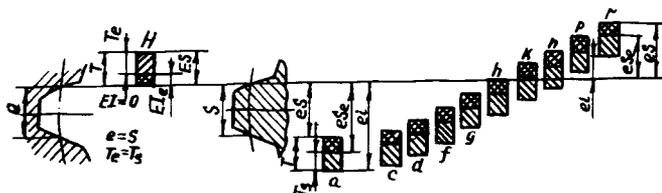
Р и с. 22. Профиль зубьев эвольвентных шлицевых соединений. Центрирование по боковым поверхностям зубьев (а), по наружному диаметру (б)

Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется из-за малых размеров опорных площадок во впадинах зубьев; допуски и посадки при таком центрировании приведены в информационном приложении стандарта.

Для центрирующих и нецентрирующих диаметров используются поля допусков из числа предусмотренных системой допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений (СТ СЭВ 145-74), а для сопряжений по боковым поверхностям зубьев приняты специальные поля допусков.

Для основных размеров шлицевых соединений приняты посадки системы отверстия, т.е. поля допусков втулок по наружным и внутренним диаметрам, а также по боковым поверхностям впадин являются основными, а нужные посадки получают, изменяя поля допусков соответствующих размеров валов.

6.2.1. Допуски и посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Ширину впадины втулки e и толщину зуба вала s измеряют по дуге делительной окружности d , причем $e=s$ (рис.23).



Р и с. 23. Схема расположения полей допусков эвольвентных шлицевых соединений

Особенность построения системы допусков на боковые поверхности зубьев (рис.23) заключается в том, что на ширину впадины втулки и толщину зуба устанавливают два вида допусков: $T_e(T_s)$ - допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала) и T - суммарный допуск, включающий в себя допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала), а также отклонение формы и расположения элементов впадины (зуба) от теоретически точного прототипа.(рис.23).

Суммарные допуски T контролируют комплексными калибрами (для втулки - калибром-пробкой, для вала - калибром-кольцом). Допуски T_e и T_s контролируют, когда не применяются комплексные калибры. При одинаковой степени точности допуски на ширину впадины и толщину зуба равны.

Для ширины впадины втулки предусмотрены допуски трех степеней точности - 7, 9 и II, а для толщины зуба вала - допуски 7, 8, 9, 10 и II-й степени точности (табл.7).

Т а б л и ц а 7

Допуски ширины впадины втулки e и толщины зуба вала s^*

Степень точности	М о д у л ь m , мм	Обозначение допуска	Диаметр делительной окружности d , мм			
			до 12	свыше 12 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100
			Д о п у с к и			
7	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	25	28	32	36
			16	18	20	22
			-	32	36	40
8	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	-	20	22	25
			36	40	45	50
			22	25	28	32
9	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	-	45	50	56
			50	56	63	71
			32	36	40	45
10	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	-	63	71	80
			71	80	90	100
			45	50	56	63
II	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	-	90	100	112
			100	112	125	140
			63	71	80	90
II	от 0,5 до 1,5 от 2 до 4	T_e, T_s	-	125	140	160
			-	80	90	100
			-	-	-	-

* Допуски для $d > 100$ мм даны в СТ СЭВ 259-76 или /3/.

Расположение полей допусков относительно общего номинального размера ($e = s^*$) определяется основными отклонениями.

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение $H (EJ = 0)$, для толщины s зуба вала установлено десять основ-

ных отклонений: *a, c, d, f, g, h* - для посадок с зазором
и *k, n, p, z* - для посадок переходных и с натягом (табл.8).
Основное отклонение толщины зуба всегда является наибольшим предель-
ным (*eS*).

Т а б л и ц а 8

Основные отклонения толщины зуба вала, мм

Модуль, мм	Обозначение	Диаметр делительной окружности, мм			
		до 12	свыше 12 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100
от 0,5 до 1,5	<i>z</i>	+64	+72	+80	+88
	<i>p</i>	+48	+54	+60	+66
	<i>n</i>	+32	+36	+40	+44
	<i>k</i>	+16	+18	+20	+22
	<i>h</i>	0	0	0	0
	<i>g</i>	-8	-9	-10	-11
	<i>f</i>	-16	-18	-20	-22
	<i>d</i>	-32	-36	-40	-44
	<i>a</i>	-48	-54	-60	-66
от 2 до 4	<i>z</i>	-	+80	+88	+100
	<i>p</i>	-	+60	+66	+75
	<i>n</i>	-	+40	+44	+50
	<i>k</i>	-	+20	+22	+25
	<i>h</i>	-	0	0	0
	<i>g</i>	-	-10	-11	-12
	<i>f</i>	-	-20	-22	-25
	<i>d</i>	-	-40	-44	-50
	<i>a</i>	-	-60	-66	-75
	<i>a</i>	-	-100	-110	-125

Примечание. Основные отклонения толщины зуба вала для соединений
d > 100 мм приведены в СТ СЭВ 259-76 или в работе /3/, там же име-
ются отклонения *m, j, e* и *b* для специальных посадок.

Обозначение полей допусков, размеров *e* и *S* делается в виде
числа, показывающего степень точности (величину допуска), за которым
следует буква, показывающая основное отклонение (расположение допуска).
Например, поле допуска для ширины впадины втулки - 7H, для толщины
зуба вала - 9Z

Установлено II посадок по боковым поверхностям зубьев:
 $\frac{7H}{9z}$; $\frac{7H}{8p}$; $\frac{7H}{7n}$; $\frac{7H}{8k}$; $\frac{7H}{7h}$; $\frac{9H}{8k}$; $\frac{9H}{9h}$; $\frac{9H}{9g}$; $\frac{9H}{7f}$; $\frac{9H}{8f}$; $\frac{11H}{10d}$

Посадки с зазором $\frac{9H}{9h}$, $\frac{9H}{9g}$ рекомендуются как предпочтительные.

В технически и экономически обоснованных случаях допускается применение специальных посадок, которые могут быть получены различным сочетанием допусков и основных отклонений, предусмотренных стандартом. Диаметр окружности впадин втулки (D_f) при плоской форме дна принимается равным $D_f = D$ и выполняется с полем допуска H6; при закругленной форме дна $D < D_f < (D + 0,44m)$.

Диаметр окружности вершин зубьев втулки $D_a = D - 2m$ выполняется с полем допуска H11.

Диаметр окружности вершин зубьев вала определяется как $d_a = D - 0,2m$ и выполняется с полем допуска $d9$ или $h12$. Диаметр окружности впадин вала при плоской форме дна

$$d_f = D - 2,2m$$

с полем допуска $h16$; при закругленной форме дна

$$(D - 2,76m) < d_f < (D - 2,2m).$$

6.2.2. Допуски и посадки при центрировании по наружному диаметру.
 При центрировании по наружному диаметру допуски и основные отклонения для диаметров (центрирующих) окружности впадин втулки $D_f = D$ и окружности вершин зубьев вала $d_a = D$ выбраны из СТ СЭВ 145-75.

Сопряжения по центрирующим диаметрам должны соответствовать:

ряду 1 $\frac{H7}{h6}$; $\frac{H7}{js6}$; $\frac{H7}{h6}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{f7}$;

ряду 2 $\frac{H8}{h6}$; $\frac{H8}{h6}$; $\frac{H8}{g6}$; $\frac{H8}{f7}$.

При выборе посадок ряд первый следует предпочитать ряду второму.

При центрировании по наружному диаметру предусматривается определенное сопряжение втулки и вала по боковым поверхностям зубьев. Поля допусков ширины впадины втулки e должны соответствовать 9H или 11H (см. табл. 7) с основным отклонением $E7 = 0$. Поля допусков толщины зуба вала s должны соответствовать 9h, 9g, 9d, 11c и 11d (см. табл. 7 и 8).

Нецентрирующие диаметры - диаметр окружности вершин зубьев втулки D_a и диаметр окружности впадин вала d_f - выполняются с такими же полями допусков, как и при центрировании по боковым поверхностям зубьев.

6.2.3. Условные обозначения. Обозначения шлицевых соединений, валов и втулок должны содержать: номинальный диаметр соединения D ; модуль m ; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), помещаемое после размеров центрирующих элементов; номер стандарта – СТ СЭВ 259-76.

Примеры .

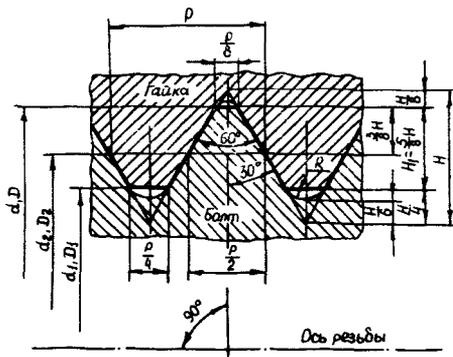
1. $50x2x9H/g9$ СТ СЭВ 259-76 – обозначение соединения $D = 50$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по боковым сторонам зубьев; $50x2x9H$ СТ СЭВ 259-76 – обозначение втулки того же соединения; $50x2x9g$ СТ СЭВ 259-76 – то же вала:

2. $50xH7/g6x2$ СТ СЭВ 259-76 – обозначение соединения $D = 50$ мм, $m = 2$ мм с центрированием по наружному диаметру; $50xH7x2$ СТ СЭВ 259-76 – обозначение втулки того же соединения; $50xg6/x2$ СТ СЭВ 259-76 – то же вала.

7. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ СТАНДАРТОВ НА МЕТРИЧЕСКИЕ РЕЗЬБЫ, ИХ ДОПУСКИ И ПОСАДКИ

7.1. Профиль и основные элементы метрической резьбы

Профиль и основные элементы метрической резьбы регламентирует ГОСТ 9150-81 (СТ СЭВ 180-75). Номинальный профиль, общий для наружной и внутренней резьб (для болта и гайки), изображен на рис.24.



Р и с. 24. Профиль метрической резьбы по ГОСТ 9150-81

Основными элементами метрической резьбы являются: D и d - наружный диаметр соответственно для гайки и болта; D_2 и d_2 - средний диаметр; D_1 и d_1 - внутренний диаметр; P - шаг резьбы; $\alpha = 60^\circ$ - угол профиля.

Как видно из рис.24, номинальный профиль метрической резьбы (показан утолщенными линиями) представляет собой равносторонний треугольник с плоскими срезами, выполненными по наружному и внутреннему диаметрам соответственно на расстоянии $H/8$ и $H/4$ от вершин исходного треугольника. Теоретическая высота профиля $H = 0,866025404P$, а рабочая высота $H_1 = 0,541265877P$.

Форма впадины резьбы болта не регламентируется и может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной с номинальным радиусом закругления $R = H/6 = 0,144337567P$, что более предпочтительно, поскольку способствует повышению циклической прочности болта.

Метрические резьбы с диаметрами от 0,25 до 600 мм согласно ГОСТ 8724-81 (СТ СЭВ 181-75) подразделяют на резьбы с крупными и мелкими шагами.

У резьб с крупными шагами каждому наружному диаметру соответствует определенный шаг в соответствии с зависимостью $D = d \approx 6p^{1,3}$. Например, для резьбы с крупным шагом М20 — $P = 2,5$ мм. У резьб с мелкими шагами одному и тому же наружному диаметру могут соответствовать различные шаги, например: резьбы М20х2, М20х1,5, М20х1, М20х0,75 и М20х0,5. Такие резьбы применяют при соединении тонкостенных деталей, малой длине свинчивания и повышенных требованиях к прочности соединений, особенно при переменных нагрузках.

Номинальные значения основных элементов резьб, наиболее распространенных в общем машиностроении, в соответствии с ГОСТ 24705-81 (СТ СЭВ 182-75), приведены в табл.П.11.

7.2. Допуски и посадки резьбовых соединений

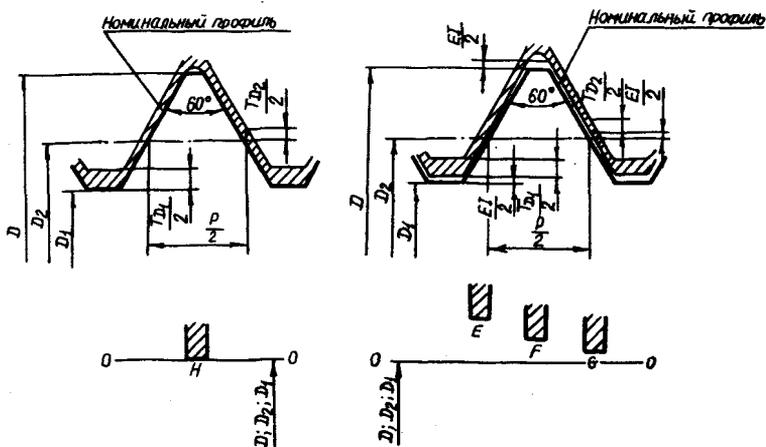
Основным параметром, определяющим точность и характер резьбового сопряжения (характер посадки), является средний диаметр. Поля допусков на наружный и внутренний диаметр гайки и болта построены таким образом, чтобы обеспечить гарантированный зазор.

В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т.е. по среднему диаметру) различают посадки с зазором, натягом и переходные.

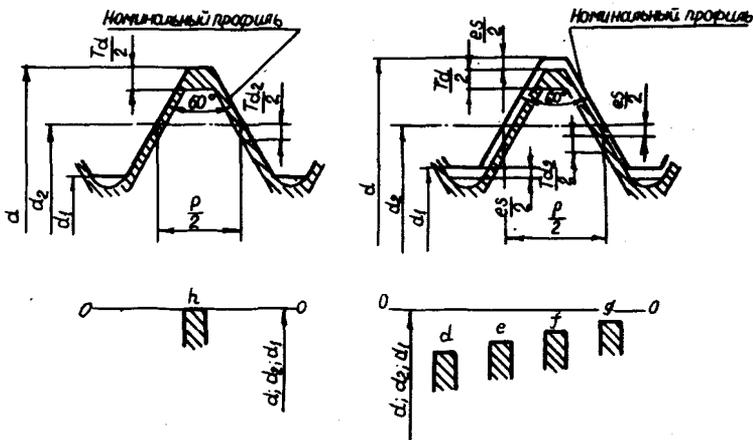
Для получения различных посадок с зазором ГОСТ 16093-81 (СТ СЭВ 640-77) предусматривает четыре основных отклонения для резьбы гаек -

H, G, F, E и пять основных отклонений для болтов - h, g, f, e, d .

Схемы расположения полей допусков приведены на рис.25 и 26, из которых видно, что отклонения диаметров резьбы отсчитываются от номинального профиля, показанного утолщенными линиями, в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.



Р и с. 25. Положения полей допусков внутренней резьбы



Р и с. 26. Положения полей допусков наружной резьбы

Расположение полей допусков относительно номинального профиля резьбы определяется величиной основных отклонений: нижнего EJ - для внутренней резьбы (гайки) и верхнего ES - для наружной резьбы (болта), которые для данного шага не зависят от диаметра резьбы. Величины основных отклонений H и h соответственно для гаек и болтов равны нулю, а их сочетание характерно для посадки с наименьшим зазором, равным нулю.

Верхние отклонения для внутренней резьбы (по D_2 и D_1) и нижние - для наружной резьбы (по d_2 и d) зависят от величин допусков: T_{D_2} , T_{D_1} , T_{d_2} и T_d (рис.25 и 26), величина которых определяется в соответствии с принятой степенью точности. Установленные стандартом степени точности резьбы приведены в табл.9.

Т а б л и ц а 9

Степень точности метрической резьбы

Резьба	Диаметр резьбы	Степень точности
Внутренняя	D_2	4; 5; 6; 7; 8; 9*
	D_1	4; 5; 6; 7; 8
Наружная	d_2	3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10*
	d	4; 6; 8

* Только для резьб на деталях из пластмасс.

Степень точности выбирается в зависимости от длин свинчивания резьбы и требований, предъявляемых к точности резьбового соединения. Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяют на три группы: короткие S , нормальные N и длинные L (ГОСТ 16093-81)).

Верхнее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта, как видно из схем, приведенных на рис.25 и 26, не устанавливаются.

Поля допусков метрической резьбы, предусмотренные ГОСТ 16093-81 (СТ СЭВ 640-77), приведены в табл.10 (заключенные в рамки рекомендуются для предпочтительного применения, заключенные в скобки не рекомендуются для применения). В соответствии со сложившейся во многих странах практикой поля допусков условно сгруппированы по трем классам точности: точный, средний и грубый.

Точный класс рекомендуется для ответственных резьб, когда требуется обеспечить высокую однородность посадки (малую величину допуска посадки), средний класс - для резьб общего применения, грубый - при

Т а б л и ц а 10

Поля допусков метрической резьбы

Классы точности	Поля допусков при длине свинчивания		
	<i>S</i>	<i>N</i>	<i>L</i>
	Наружная резьба		
Точный	(3h4h)	4h, 4g	(5h4h)
Средний	(5h6h), 5g6g	6h, $\overline{6g}$, 6f, 6e, 6d	(7h6h), 7g6g, (7e6e)
Грубый	—	(8h), 8g	(9g8g)
	Внутренняя резьба		
Точный	4H	4H5H, 5H	6H
Средний	5H, (5G)	$\overline{6H}$, 6G	7H, (7G)
Грубый	—	7H, 7G	8H, (8G)

нарезании резьбы на горячекатанных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.п.

Предельные отклонения диаметров резьбы для некоторых полей допусков гаек и болтов приведены в табл.П.И.

Для одного и того же класса точности допуск среднего диаметра при свинчивании *L* рекомендуется увеличивать, а при длине *S* уменьшать на одну степень по сравнению с допусками, установленными для нормальной длины свинчивания *N*. Например, для длины *S* следует принимать пятую, для *N* — шестую, а для *L* — седьмую степени точности.

Допуск среднего диаметра резьбы является суммарным: он учитывает не только допустимую погрешность собственно среднего диаметра, но также диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля:

$$T_{D_2}(d_2) = \Delta D_2(d_2) + f_p + f_\alpha.$$

При одной и той же степени точности допуск по среднему диаметру гайки T_{D_2} на 1/3 больше допуска по среднему диаметру болта T_{d_2} , что учитывает технологические трудности, связанные с обработкой внутренних резьб.

Посадки резьбовых соединений могут быть получены в принципе любым сочетанием полей допусков резьбы гайки и болта из указанных в табл.10. Наиболее распространена посадка с небольшим зазором ($6H/6g$), образованная сочетанием полей допусков гайки и болта, рекомендуемых для предпочтительного применения (табл.10).

Т а б л и ц а II

Сводная таблица параметров резьбового соединения

M16x2

Номинальные диаметры резьбового соединения M14x1,5 - 6H/6g					
$D = d = 14,000$ <small>14,000</small>		$D_2 = d_2 = 13,026$ <small>13,026</small>		$D_1 = d_1 = 12,376$ <small>12,376</small>	
Внутренняя резьба (гайка) - M14x1,5 - 6H					
EJ_D , мкм	ES_D , мкм	EJ_{D_2} , мкм	ES_{D_2} , мкм	EJ_{D_1} , мкм	ES_{D_1} , мкм
0	не огранич.	0	+190	0	+300
D_{min}	D_{max}	D_{2min}	D_{2max}	D_{1min}	D_{1max}
14,000	не огранич.	13,026	13,216	12,376	12,676
Наружная резьба (болт) - M14x1,5 - 6g					
eS_d , мкм	ei_d , мкм	eS_{d_2} , мкм	ei_{d_2} , мкм	eS_{d_1} , мкм	ei_{d_1} , мкм
- 32	- 268	- 32	- 172	- 32	не огранич
d_{max}	d_{min}	d_{2max}	d_{2min}	d_{1max}	d_{1min}
13,968	13,732	12,994	12,845	12,344	не огранич
Величина предельных зазоров, мкм					
$S_D(d)_{min}$	$S_D(d)_{max}$	$S_{D_2}(d_2)_{min}$	$S_{D_2}(d_2)_{max}$	$S_{D_1}(d_1)_{min}$	$S_{D_1}(d_1)_{max}$
32	не огранич.	32	362	32	не огранич

На чертежах посадки обозначают дробью, в числителе которой указывается поле допуска гайки, а в знаменателе - поле допуска болта, например, M12-5H6H/7g 6g. В рассматриваемом примере на первом месте как для гайки, так и для болта стоит обозначение поля допуска по среднему диаметру (5H и 7g), а на втором - обозначения полей допусков для внутреннего диаметра гайки (6H) и наружного диаметра болта (6g). Если обозначения полей допусков внутреннего диаметра гайки или наружного диаметра болта совпадают с обозначением поля допуска среднего диаметра, то они не повторяются, например, M12-6H/6g.

Точность резьбы гаек и болтов в чертежах деталей указывает с помощью соответствующих обозначений полей допусков, например, гайка M12-5H6H, болт M12-7g6g.

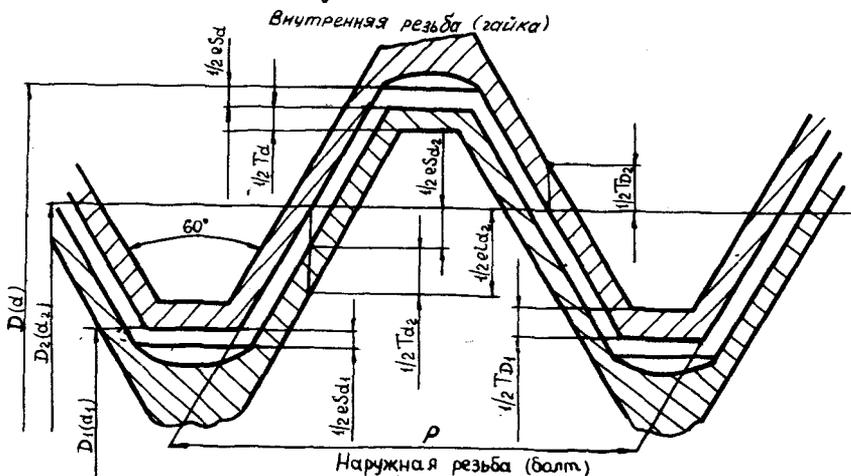
Длину свинчивания указывает в обозначении резьбы в следующих

случаях: 1) если она относится к группе L ; 2) если она относится к группе S , но меньше, чем вся длина резьбы, например, М12-7g 6g -30.

7.3. Выбор и анализ посадок резьбовых соединений

При выборе посадок резьбовых соединений необходимо руководствоваться данными табл.10, в которой приведены рекомендуемые поля допусков для наружной и внутренней резьб. При этом для резьб общего применения целесообразно, как правило, выбирать средний класс точности и нормальную длину свинчивания N .

С учетом характера выбранной посадки строится схема полей допусков для резьбового соединения и на ней обозначаются номинальные диаметры резьбы, основные отклонения и допуски. При построении схемы полей допусков можно использовать схемы, приведенные на рис.25 и 26. Номинальные размеры резьбы (табл.П.11) и предельные отклонения (табл. П.12) заносятся в сводную таблицу. В ней же указываются предельные размеры диаметров гайки и болта и получаемые зазоры по среднему, наружному и внутреннему диаметрам резьбы. В качестве примера на рис.27 приведена схема полей допусков, а в табл.П все данные для резьбового соединения М14х1,5 - 6H/6g .



Р и с. 27. Схема полей допусков для резьбового соединения М14 х 1,5 - 6H/6g

Библиографический список

1. Я к у ш е в А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. -М.:Машиностроение, 1979.

2. З я б р е в а Н.Н., П е р е л ь м а н Е.И., Ш е г а л М.Я. Пособие к решению задач по курсу "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения". -М.:Высшая школа, 1977.

3. Допуски и посадки. Справочник /Под ред. В.Д.Мягкова. -Л.:Машиностроение, 1978.

4. Стандарты СЭВ, государственные стандарты.

Приложение

Таблица III

Ряды линейных размеров по ГОСТ 6636-69

P5	P10	P20	P40	P5	P10	P20	P40
4,0	4,0	4,0	4,0	63	63	63	63
		4,5	4,5			71	71
		5,0	5,0			80	80
	5,0	5,6	5,6		90	90	
		6,0	6,0		95	95	
6,3	6,3	6,3	6,3	100	100	100	100
		7,1	7,1			110	110
		8,0	8,0			125	125
	8,0	9,0	9,0		140	140	
		9,5	9,5		150	150	
10	10	10	10	160	160	160	160
		11	10,5			180	170
		12	11,5			200	180
	10	13	12		200	200	
		14	13		220	210	
		15	14		220	220	
			15		240	240	
16	16	16	16	250	250	250	250
		18	17			280	260
		20	18			320	280
	20	22	19		320	300	
		24	20		360	320	
25	25	25	25	400	400	400	400
		28	26			450	420
		32	28			500	450
	32	36	30		560	480	
		40	32		560	500	
		45	34		600	530	
40	40	40	40	630	630	630	630
		45	42			710	670
		50	45			800	710
	50	56	46		900	750	
		60	50		900	800	
			53		950	850	
			56		950	900	
	60	60	950	950			

Таблица П4

ЕСДП СВВ. Значения допусков, мм

Интервалы раз- меров, мм	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
До 3	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Свыше 3 до 6	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Свыше 6 до 10	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Св.10 до 18	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Св.18 до 30	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Св.30 до 50	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Св.50 до 80	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Св.80 до 120	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Св.120 до 180	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Св.180 до 250	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Св.250 до 315	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Св.315 до 400	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Св.400 до 500	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Таблица П5

Рекомендуемые посадки в системе отверстия

Основное отверстие	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	II система																			
H7			H7/C8	H7/d8	H7/e8	H7/f8	H7/g8	H7/h8	H7/js8	H7/k8	H7/m8	H7/n8	H7/p8	H7/r8	H7/s8	H7/t8	H7/u8			
H8			H8/C8	H8/d8	H8/e8	H8/f8	H8/g8	H8/h8	H8/js8	H8/k8	H8/m8	H8/n8			H8/s8		H8/u8			
H9				H9/d9	H9/e9	H9/f9	H9/g9	H9/h9												
H10				H10/d10																
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11																
H12		H12/b12																		

Примечание: □ - предпочтительные посадки.

Таблица П6

ЕСДП СЭВ. Рекомендуемые посадки в системе вала

Основной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	js	K	M	N	P	R	S	T	U
h 4							G5 h4	H5 h4	js5 h4	K5 h4	M5 h4						
h 5						F7 h5	G6 h5	H6 h5	js6 h5	K6 h5	M6 h5	N6 h5	P6 h5				
h 6				D8 h6	E8 h6	F7 h6	G7 h6	H7 h6	js7 h6	K7 h6	M7 h6	N7 h6	P7 h6	R7 h6	S7 h6	T7 h6	U8 h7
h 7				D8 h7	E8 h7	F8 h7		H8 h7	js8 h7	K8 h7	M8 h7	N8 h7					
h 8				D8 h8	E8 h8	F8 h8	F9 h8	H8 h8	js8 h8								
h 9				D9 h9	E9 h9	F9 h9		H8 h9	js8 h9								
h 10				D10 h10				H10 h10	js10 h10								
h 11	A11 h11	B11 h11	C11 h11					H11 h11	js11 h11								
h 12		B12 h12						H12 h12	js12 h12								

Примечание: □ - предпочтительные посадки.

Таблица П7

Значения интеграла $\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\varphi(z)$	z	$\varphi(z)$
0,00	0,0000	0,94	0,3264
0,02	0,0080	0,96	0,3315
0,06	0,0239	1,00	0,3413
0,10	0,0398	1,10	0,3643
0,14	0,0557	1,20	0,3849
0,20	0,0793	1,30	0,4032
0,24	0,0948	1,40	0,4192
0,28	0,1103	1,50	0,4332
0,30	0,1179	1,60	0,4452
0,34	0,1331	1,70	0,4554
0,40	0,1554	2,00	0,4772
0,46	0,1772	2,10	0,4821
0,50	0,1915	2,90	0,4981
0,54	0,2054	3,00	0,49865
0,58	0,2190	3,20	0,49931
0,60	0,2257	3,40	0,49966
0,66	0,2454	3,60	0,499841
0,70	0,2580	3,80	0,499928
0,76	0,2764	4,00	0,499968
0,80	0,2881	4,50	0,499997
0,86	0,3051	5,0	0,499997
0,90	0,3159		

Таблица П.8

Механические показатели материалов сопрягаемых деталей

Марка материала	σ_T , МПа(Н/мм ²)	E , МПа (Н/мм ²)	μ
Ст. 30 (Н)	280	2,1·10 ⁵	0,3
Ст. 40 (Н)	320		
Ст. 45 (Н)	340		
Ст. 45 (З.0)	650	2,1·10 ⁵	0,3
Ст. 40Х, 40ХН(З.0)	750		
Ст. 12ХНЗА, 18ХТТ, 20ХНМ(З.0)	800		
Чугун 28-48	274	1,0·10 ⁵	0,25
Бронза оловянная Бр.0Ф 10-1 Бр.0ЦС 6-6-3	140-200 90	1,0·10 ⁵	0,33
Бронза безоловянная Бр. АЖ 9-4 Бр. АЖН 11-6-6	200 392	1,1·10 ⁵	0,35

Н-нормализация; З.0 - закалка и отпуск.

Таблица 19

Предельные значения натягов $N_{\text{макс}}$
 $N_{\text{мин}}$

Номиналь- ные раз- меры, мм	Посадки в системе отверстия										
	$H7$ $p6$	$H7$ $z6$	$H7$ $S6$	$H7$ $S7$	$H7$ $t6$	$H7$ $u7$	$H8$ $S7$	—	$H8$ $u6$	$H8$ $x8$	$H8$ $z8$
	Посадки в системе вала										
	$P7$ $h6$	$R7$ $h6$	$S7$ $h6$	—	$T7$ $h6$	—	—	$U8$ $h7$	—	—	—
в. 50 до 65	51 2	60 11	72 23	83 23	85 36	117 57	83 7	133 57	133 41	168 76	218 126
в. 65 до 80	51 2	62 13	78 29	89 29	94 45	132 72	89 13	148 72	148 56	192 100	256 164
в. 80 до 100	59 2	73 16	93 36	106 36	113 56	159 89	106 17	178 89	178 70	232 124	312 204
в. 100 до 120	59 2	76 19	101 44	114 44	126 69	179 109	114 25	198 109	198 90	204 156	364 256
в. 120 до 140	68 3	88 23	117 52	132 52	147 82	210 130	132 29	233 130	233 107	311 185	428 302
в. 140 до 160	68 3	90 25	125 60	140 60	159 94	230 150	140 37	253 150	253 127	343 217	478 352
в. 160 до 180	68 3	93 28	133 68	148 68	171 106	250 170	148 45	273 170	273 147	373 247	528 402
в. 180 до 200	79 4	106 31	151 76	168 76	195 120	282 190	168 50	308 190	308 164	422 278	592 448
в. 200 до 225	79 4	109 34	159 84	176 84	209 134	304 212	176 58	330 212	330 186	457 313	647 503
в. 225 до 250	79 4	113 38	169 94	186 94	225 150	330 238	186 68	356 238	356 212	497 353	712 568
в. 250 до 280	88 4	126 42	190 106	210 106	250 166	367 263	210 77	396 263	396 234	556 394	791 629
в. 280 до 315	88 4	130 46	202 118	222 118	272 188	402 298	222 89	431 298	431 269	606 444	871 709

Таблица П10
 Предельные отклонения размеров внутренних и наружных
 колец подшипников качения, мкм (по ГОСТ 820-71)

Интервалы номинальных диаметров, мм	d_m						D_m					
	классы точности 0			классы точности 6			классы точности 0			классы точности 6		
	верх- нее	нижнее	верх- нее									
От 10 до 18	0	-8	0	0	-7	0	-	-	0	0	-	-
18 " 30	0	-10	0	0	-8	0	0	-9	0	0	0	-8
30 " 50	0	-12	0	0	-10	0	0	-11	0	0	0	-9
50 " 80	0	-15	0	0	-12	0	0	-13	0	0	0	-11
80 " 120	0	-20	0	0	-15	0	0	-15	0	0	0	-13
120 " 150	0	-25	0	0	-18	0	0	-18	0	0	0	-15
150 " 180	0	-30	0	0	-22	0	0	-22	0	0	0	-20
180 " 250	0	-35	0	0	-25	0	0	-25	0	0	0	-25

Номинальные размеры метрических резьб

Наружный диаметр	Шаг	Средний диаметр	Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Шаг	Средний диаметр	Внутренний диаметр
4	0,7 0,5	3,545 3,675	3,242 3,459	16	2 1,5	14,701 15,026 15,350	13,835 14,376 14,917
5	0,8 0,5	4,480 4,675	4,134 4,459	18	2,5 1,5	16,376 16,701 17,026 17,350	15,294 15,835 16,376 16,917
6	1 0,75 0,5	5,350 5,513 5,675	4,917 5,188 5,459	20	2,5 1,5 1,5	18,376 18,701 19,026 19,350	17,294 17,835 18,376 18,917
7	1 1,25	7,188 7,350	6,617 6,917	22	2,5 1,5	20,376 20,701 21,026 21,350	19,294 19,835 20,376 20,917
8	1 1,25	8,188 8,350	7,647 7,917	24	3 1,5	22,051 22,701 23,026 23,350	20,752 21,835 22,376 22,917
10	1,5 1,25 1	9,026 9,188 9,350	8,376 8,647 8,917	27	3 1,5 1,5	25,051 25,701 26,026 26,350	23,752 24,835 25,376 25,917
11	1,5 1	10,026 10,350	9,376 9,917	30	3,5 1,5	27,227 28,051 28,701 29,026 29,350	26,211 26,752 27,835 28,376 28,917
12	1,75 1,5 1,25 1	10,863 11,026 11,188 11,350	10,106 10,376 10,647 10,917				
14	2 1,5 1,25 1	12,701 13,026 13,188 13,350	11,835 12,376 12,647 12,917				

Таблица 12

Значения основных ступеней валов

Условные обозначения	Валовое обозначение	Высшее отделение										Нижнее отделение												
		а б в г д е					ж з и к л м					н п р с т у в					з л п р с т							
		Количество										Все количество												
До 3		-270	-140	-60	-20	-14	-6	-2	0	2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-18	-	-	+20	-
См. 3 до 6		-270	-140	-70	-30	-20	-10	-4	0	-2	-4	-	+1	0	+4	+6	+16	+15	+19	-	+23	-	+28	-
См. 6 до 10		-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	0	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-
См. 10 до 14		-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	0	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-
См. 14 до 18		-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	0	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	-	+48	-
См. 24 до 30		-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	0	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	+48	-	+54	-
См. 40 до 40		-320	-180	-130	-90	-60	-30	-10	0	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+43	+53	-	+54	-	+61	-
См. 50 до 55		-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	0	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+43	+59	-	+75	-	+102	-
См. 65 до 80		-360	-200	-150	-110	-70	-35	-12	0	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	-	+91	-	+124	-
См. 80 до 100		-380	-220	-170	-120	-72	-36	-12	0	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65	+92	-	+104	-	+144	-
См. 100 до 120		-410	-240	-180	-140	-80	-40	-14	0	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+68	+108	-	+145	-	+199	-
См. 120 до 140		-450	-270	-200	-160	-90	-43	-14	0	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77	+123	-	+165	-	+236	-
См. 140 до 160		-520	-320	-210	-180	-100	-50	-15	0	-16	-26	-	+4	0	+20	+36	+68	+98	+158	-	+176	-	+248	-
См. 160 до 180		-580	-310	-230	-190	-110	-56	-17	0	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+74	+108	+190	-	+208	-	+294	-
См. 180 до 200		-630	-340	-240	-200	-120	-62	-18	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+125	+232	-	+330	-	+490	-
См. 200 до 240		-740	-380	-250	-210	-130	-68	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 240 до 260		-820	-420	-260	-220	-140	-74	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 260 до 280		-880	-450	-270	-230	-150	-80	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 280 до 315		-1050	-510	-330	-190	-110	-56	-17	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 315 до 355		-1200	-600	-360	-210	-125	-62	-18	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 355 до 400		-1350	-680	-400	-240	-140	-70	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 400 до 450		-1500	-750	-440	-260	-155	-76	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-
См. 450 до 500		-1650	-840	-480	-280	-170	-82	-20	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+82	+132	+252	-	+360	-	+540	-

Для изготовления паспортов, мм

Таблица ПЗ

Значения основных отклонений отверстий, мкм

Интервалы размеров, мм	Нижнее отклонение F_j								Верхнее отклонение E_s												Числовые значения поправок Δ , мкм													
	A	B	C	D	E	F	G	H	J _s		K		M		N		О-Р	Q	R	S	T	U	V	X	Y	Z								
	Все качества								6	7	8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 7	Свыше 7							3	4	5	6	7	8			
До 3	+270	+140	+60	+20	+14	+6	+2	0	+2		+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	-6	-10	-14		-18		-20		-26						0	
Свыше 3 до 6	+270	+140	+70	+30	+20	+10	+4	0	+5		+6	+10	-I+	-	-4+	-4	-8+	0	-12	-15	-19		-23		-28		-35	I	I,5	I	3	4	6	
Свыше 6 до 10	+280	+150	+80	+40	+25	+13	+5	0	+5		+8	+12	-I+	-	-6+	-6	-10+	0	-15	-19	-23		-28		-34		-42	I	I,5	2	3	6	7	
Св. 10 до 14	+290	+150	+95	+50	+32	+16	+6	0	+6		+10	+15	-I+	-	-7+	-7	-12+	0	-18	-23	-28		-33		-39	-45	-50	I	2	3	3	7	9	
Св. 14 до 18									+8	+12	+20	-2+	-	-8+	-8	-15+	0	-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	I,5	2	3	4	8	12		
Св. 18 до 24	+300	+160	+110	+65	+40	+20	+7	0	+8		+12	+20	-2+	-	-8+	-8	-15+	0	-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	I,5	2	3	4	8	12	
Св. 24 до 30									+10	+14	+24	-2+	-	-9+	-9	-17+	0	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	I,5	3	4	5	9	14		
Св. 30 до 40	+310	+170	+120	+80	+50	+25	+9	0	+10		+14	+24	-2+	-	-9+	-9	-17+	0	-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	I,5	3	4	5	9	14	
Св. 40 до 50									+13	+18	+28	-2+	-	-11+	-11	-20+	0	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	2	3	5	6	11	16		
Св. 50 до 65	+340	+190	+140	+100	+60	+30	+10	0	+13		+18	+28	-2+	-	-11+	-11	-20+	0	-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	2	3	5	6	11	16	
Св. 65 до 80									+16	+22	+34	-3+	-	-13+	-13	-23+		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	2	4	5	7	13	19		
Св. 80 до 100	+380	+220	+170	+120	+72	+36	+12	0	+16		+22	+34	-3+	-	-13+	-13	-23+		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	2	4	5	7	13	19	
Св. 100 до 120									+18	+26	+41	-3+	-	-15+	-15	-27+	0	-43	-65	-100	-132	-190	-228	-280	-340	-415	3	4	6	7	15	23		
Св. 120 до 140	+460	+260	+200	+145	+85	+43	+14	0	+18		+26	+41	-3+	-	-15+	-15	-27+	0	-43	-65	-100	-132	-190	-228	-280	-340	-415	3	4	6	7	15	23	
Св. 140 до 160									+22	+30	+47	-4+	-	-17+	-17	-31+	0	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	3	4	6	9	17	26		
Св. 160 до 180	+580	+310	+230	+170	+100	+50	+15	0	+22		+30	+47	-4+	-	-17+	-17	-31+	0	-50	-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	3	4	6	9	17	26	
Св. 180 до 200									+25	+36	+55	-4+	-	-20+	-20	-34+	0	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	4	4	7	9	20	29		
Св. 200 до 225	+740	+380	+260	+170	+100	+50	+15	0	+25		+36	+55	-4+	-	-20+	-20	-34+	0	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	4	4	7	9	20	29	
Св. 225 до 250									+29	+39	+60	-4+	-	-21+	-21	-37+	0	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	4	5	7	11	21	32		
Св. 250 до 280	+920	+480	+300	+190	+110	+56	+17	0	+29		+39	+60	-4+	-	-21+	-21	-37+	0	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	4	5	7	11	21	32	
Св. 280 до 315									+33	+43	+66	-5+	-	-23+	-23	-40+	0	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	5	5	7	13	23	34		
Св. 315 до 355	+1200	+600	+260	+210	+125	+62	+18	0	+33		+43	+66	-5+	-	-23+	-23	-40+	0	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	5	5	7	13	23	34	
Св. 355 до 400									+132	+252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250																		

Отклонение, как для качества св. 7, увеличенное на Δ

Пределы отклонения ±I_s

x Частный случай для M6, $E_s = -9$ (а не -11) для размеров от 250 до 315 мм.

xx Для вычисления K, M, N до 8-го качества и от P до ZC до 7-го качества берут значения Δ в графах справа. Пример: для P7 от 18 до 30: Δ = 8, отсюда $E_s = -14$.

Св. план 1985, поз. 924

Составители:

**Федор Прокофьевич Урывский,
Василий Иванович Лепилин,
Иван Григорьевич Попов,
Евгений Васильевич Бурмистров,
Борис Николаевич Уланов**

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

Редактор М. И. Логунова
Техн. редактор Н. М. Каленюк

Подписано к печати 6.08.85 г. ЕО 00435. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага оберточная белая. Печать оперативная.
Усл. п. л. 4,0+2 вкладки. Уч.-изд. л. 4,0 Т. 1500 экз.
Заказ 4219. Цена 15 к.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный институт имени академика С. П. Королева, г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Обл. тип. им. Мяги, г. Куйбышев, ул. Венцека, 60.