

САМ 16(У)  
0-753

КУЙБЫШЕВСКИЙ  
ОРДЕНА ТРУДОВОГО  
КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ  
ИМЕНИ С. П. КОРОЛЕВА

**О С Н О В Ы  
ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ  
В АВИАСТРОЕНИИ**

**КУЙБЫШЕВ**

**1991**

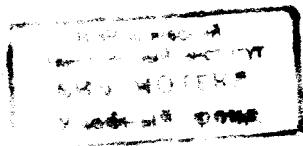
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РСФСР  
ПО ДЕЛАМ НАУКИ И ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ  
САМАРСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОДЕВА

В. И. Лепилин И. Г. Попов  
Е. В. Бурмистров В. Н. Трусов

# ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

99

*Учебное пособие*



САМАРА 1991

УДК 621.753

**Основы взаимозаменяемости в авиационной промышленности:** Учеб. пособие / В. И. Лепилин, И. Г. Попов, Е. В. Бурмистров, В. Н. Трусов; Самар. авиац. ин-т., Самара, 1991, 76 с. ISBN 5-230-16888-9.

Даны основные понятия и определения допусков и посадок, представлены основные положения единой системы допусков и посадок, изложена методика выбора и расчета допусков и посадок типовых сопряжений деталей машин. Приведены конкретные примеры применения и расчета посадок для гладких цилиндрических и резьбовых соединений. Приведены 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. Выполнено на кафедре резания, станков и режущих инструментов.

Табл. 24. Ил. 30. Библиогр.: 3 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института им. академика С. П. Королева

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

ISBN 5-230-16888-9

© Самарский  
авиационный институт, 1991

---

## 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. 1,а). На практике рис. 1,а для упрощения заменяют схемой (рис. 1,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 проставляется на чертеже и служит началом отсчета отклонений. 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. П1). Принято обозначать:  $D$  — номинальный размер отверстия,  $d$  — номинальный размер вала. Для сопрягаемых деталей номинальный размер является общим.

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

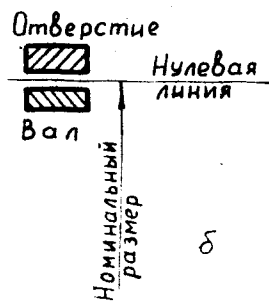
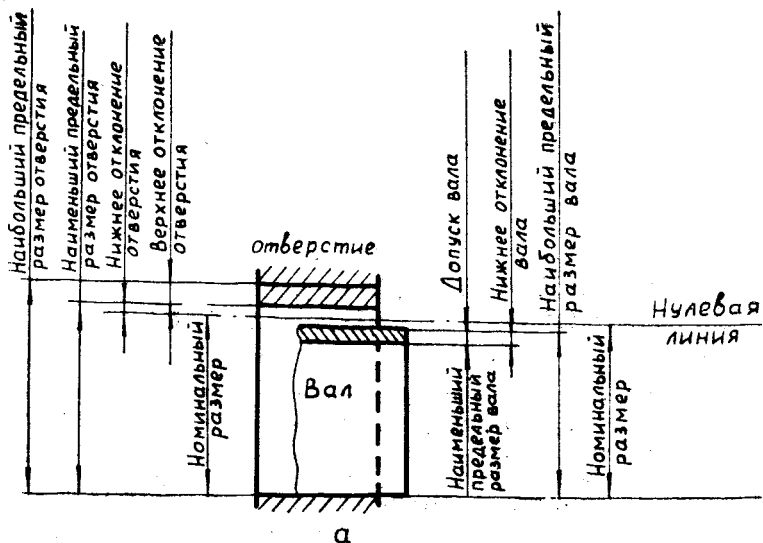


Рис. 1. Предельные размеры и предельные отклонения отверстия и вала

**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.

*Действительное отклонение* — алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами: для отверстия  $D_0 = D_d - D$ , для вала  $d_0 = d_d - d$ .

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

*Нижнее отклонение* — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами: для отверстия  $EI = D_{\min} - D$ ; для вала  $ei = d_{\min} - d$ .

*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 единой системе допусков и посадок (ЕСДП) таким отклонением является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

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

*Отверстие* — термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) 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 S* — положительная разность размеров отверстия и вала.

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  $N$  — положительная разность размеров вала и отверстия до сборки.

В расчетах натяг может быть выражен как отрицательный зазор.

Наибольший  $N_{\max}$ , наименьший  $N_{\min}$  и средний  $N_{\text{ср}}$  натяги подсчитываются 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).

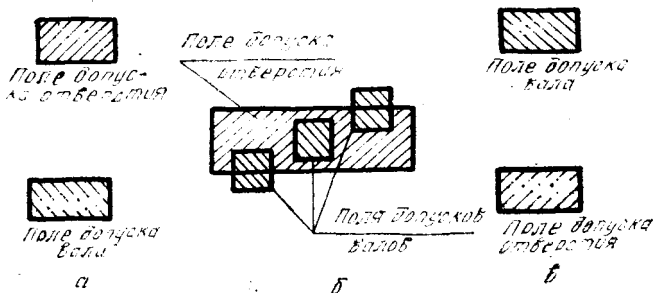


Рис. 2. Схемы полей допусков различных посадок: а — посадка с зазором; б — переходная посадка; в — посадка с натягом

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

**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  $S_{\min} = 0$ ;  $N_{\min} = 0$ ;  $S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}$ ;  $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}$ .

**Допуск посадки с зазором** — разность наибольшего и наименьшего зазоров:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d.$$

**Допуск посадки с натягом** — разность наибольшего и наименьшего натягов:

$$\bar{T}N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d.$$

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

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

## 2. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

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 (ЕСДП), изложенная в стандартах ГОСТ 25346-89, ГОСТ 25347-82, ГОСТ 25348-82. Рассмотрим основные положения этой системы.

### 2.1. СИСТЕМА ОТВЕРСТИЯ И СИСТЕМА ВАЛА

В ЕСДП 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).

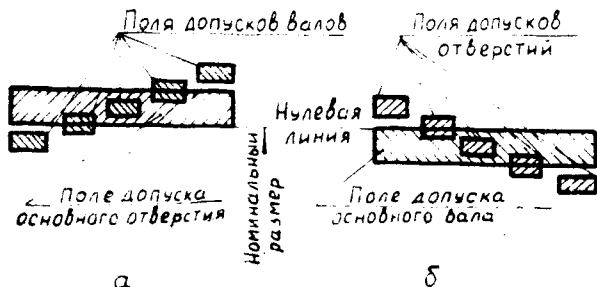


Рис. 3. Посадки: а — в системе отверстия; б — в системе вала



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 применяют для обработки отверстия только одного размера с определенным полем допуска. Валы 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. 1;

$i$  — единица допуска; устанавливает зависимость величины допуска от диаметра.

Таблица 1

Значения коэффициента точности «а» для качеств от 5 до 17

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

Формула для определения единицы допуска имеет вид

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

В приведенной формуле  $d_{\text{ср}}$  — среднее значение размера для какого-либо интервала размеров:

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{нб. интерв}} + d_{\text{нм. интерв}}}{2}$$

### 2.3. КВАЛИТЕТЫ

Для нормирования уровней точности установлено 19 квалификаций: 01; 0, 1, 2, ..., 17.

Каждый квалификация, начиная с 5-го, количественно характеризуется постоянным для него коэффициентом точности «а» (см. табл. 1). Для квалификаций с 5-го по 17-й коэффициенты «а» образуют ряд геометрической прогрессии со знаменателем, приблизительно равным 1,6.

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

### 2.4. ИНТЕРВАЛЫ НОМИНАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ

Стандарты ЕСДП распространяются на гладкие элементы деталей с номинальными размерами до 10000 мм. Эти размеры

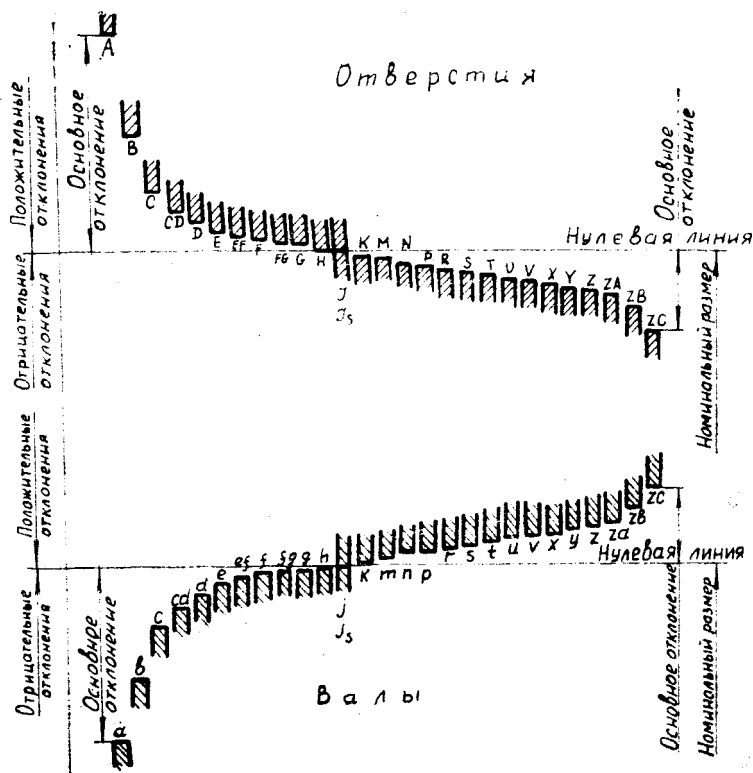


Рис. 4. Относительные положения полей допусков отверстий и валов

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 устанавливает 28 полей допусков отверстий и 28 полей допусков валов. Каждое поле допуска отверстия или вала расположено на определенном расстоянии от нулевой линии и определяется величиной и знаком основного отклонения (рис. 4).

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

Основные отклонения отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита: *A, B, C, CD, D*, основные отклонения валов — строчными: *a, b, c, cd, d* и т. д. Величина основных отклонений отверстий от *A* до *H* и валов от *a* до *h* и от *m* до *zc* не зависит от качества (рис. 5). Основные отклонения

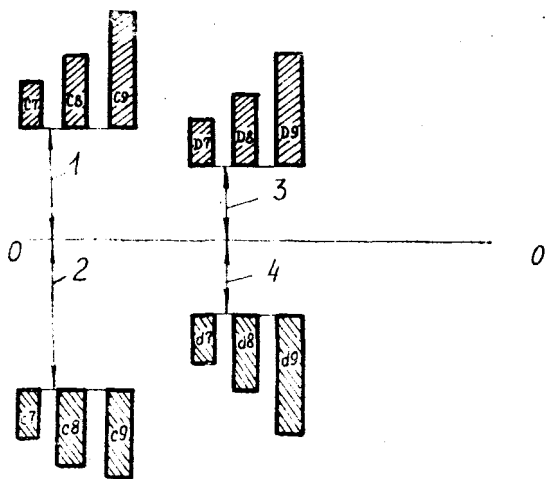


Рис. 5. Основные отклонения, поля допусков отверстий (1, 3) и валов (2, 4) в различных качествах

отверстий от *A* до *H* симметричны относительно нулевой линии основным отклонениям соответствующих валов, т. е.  $EI = -es$ . Величины основных отклонений отверстий от *I* до *zc*, а также валов *j* и *k* выбираются в зависимости от качества.

Для допусков  $I_s$  и  $j_s$ , расположенных симметрично относи-

тельно 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. П2 и П3 (вкладки).

Величина допуска  $T$  постоянна для всех 28 полей допусков отверстий и 28 полей допусков валов и определяется только квалитетом и номинальным диаметром. Значения допусков представлены в табл. П4.

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

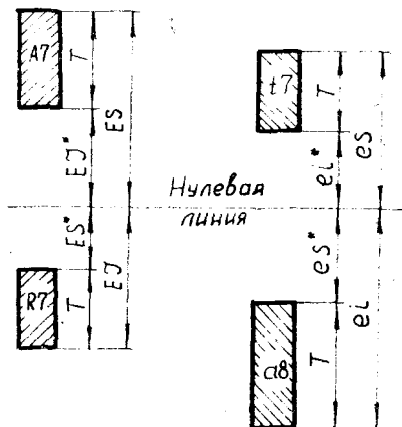


Рис. 6. Пояснения к определению второго отклонения (знаком \* показаны основные отклонения)

$$ES = EI + T \text{ — для отверстий от } A \text{ до } H;$$

$$EI = ES - T \text{ — для отверстий от } I \text{ до } ZC;$$

$$ei = es - T \text{ — для валов от } a \text{ до } h;$$

$$es = ei + T \text{ — для валов от } j \text{ до } zc.$$

## 2.6. ПОСАДКИ

Посадки в системе отверстия образуются сочетанием поля допуска основного отверстия  $H$ , нижнее отклонение которого равно нулю, с различными полями допусков валов. Посадки с зазором получаются путем назначения валов от  $a$  до  $h$ , переходные — от  $js$  до  $n$  и с натягом — 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 посадок с зазором используются поля допусков от  $A$  до  $H$ , переходных — от  $I_1$  до  $N$ , с натягом — 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 квалитетах.

Для сокращения номенклатуры режущего и мерительного

инструмента стандарт ЕСДП рекомендует использовать посадки, представленные в табл. П5 и П6.

### *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:

- 40g6 — вал с номинальным размером 40 мм, изготовлен по допуску *g* в 6-м качестве;
- 60FG11 — отверстие с номинальным размером 60 мм, изготовлено по допуску *FG* в 11-м качестве;
- 100H5 — основное отверстие с номинальным размером 100 мм, изготовлено в 5-м качестве;
- 10h17 — основной вал с номинальным размером 10 мм, изготовлен в 17-м качестве.

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

Пример. 40H7/g6 (или 40H7—g6, или 40(H7/g6)) — соединение с номинальным размером 40 мм, основное отверстие изготовлено в 7-м качестве, вал изготовлен по допуску *g* в 6-м качестве.

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

### *2.8. СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В АВИАСТРОЕНИИ*

Кроме единой системы допусков и посадок ЕСДП, изложенной в ГОСТ 25346—89, ГОСТ 25347—82 и ГОСТ 25348—82, в нашей стране применяется также система допусков и посадок ОСТ, оформленная рядом общесоюзных (ОСТ) и государственных (ГОСТ) стандартов.

На предприятиях авиационной промышленности используются стандарты обеих системы, причем в ряде случаев на базе государственных стандартов разработаны отраслевые стандарты. Так, ОСТ 1 00233—79 устанавливает поля допусков для размеров от 0,1 до 3150 мм в системе отверстия, ОСТ 1 00022—80 определяет предельные отклонения размеров от 0,1 до 10000 мм

и допуски формы и расположения поверхностей, не указанные на чертеже.

Отраслевые стандарты одновременно выполняют функции ограничительных. Например, ограничением ГОСТ 8032—84 является отраслевой стандарт ОСТ 1 76833—85 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел». Ограничением ГОСТ 6636—69 является ОСТ 1 76834—85 «Нормальные линейные размеры», ОСТ 1 76854—85 ограничивает посадки шариковых и роликовых подшипников по ГОСТ 3325—85. Ограничением ГОСТ 8724—81 и ГОСТ 16093—81 являются ОСТ 1 00105—83 «Резьба метрическая для диаметров от 1 до 200 мм. Основные размеры и допуски» и ОСТ 1 76837—85 «Резьба метрическая. Диаметры и шаги. Допуски».

Ряд отраслевых стандартов регламентирует требования к продукции, специфичной для авиации. Например, ОСТ 1 00194—75 устанавливает предельные отклонения пера рабочих лопаток компрессоров и турбин, по ОСТ 1 41793—78 производится назначение допусков на размеры и шероховатость литых необработанных поверхностей лопаток турбин газотурбинных двигателей.

По ОСТ 1 41671—77 и ОСТ 1 41667—77 назначаются допуски на авиационные цилиндрические и конические зубчатые колеса, по ОСТ 1 41197—78 — допуски на размеры и припуски на обработку штампованных заготовок.

### *3. ВЫБОР ПОСАДОК*

#### *3.1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ*

##### *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 посадками с зазором в системе отверстия (рис. 7, а).

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 посадками с зазором в системе вала (рис. 7, б).

Как отверстия, так и валы могут быть выполнены с допусками 5-го—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 посадок

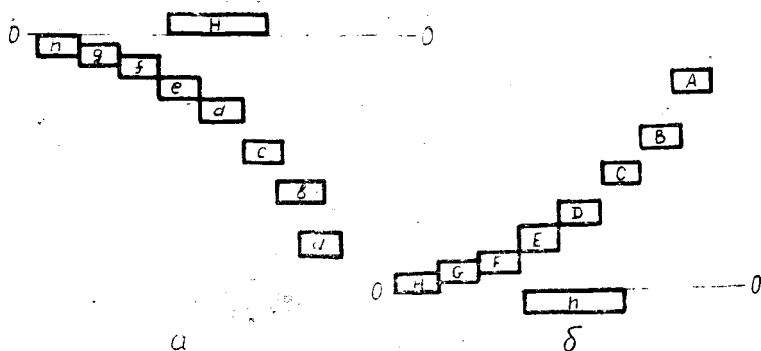


Рис. 7. Схема полей допусков посадок с зазором: а — в системе отверстия; б — в системе вала

с зазором 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 посадок с зазором подбором различных сочетаний полей допусков отверстий и валов можно образовать большое число комбинированных посадок с зазором, т. е. таких посадок, в которых не используется основное отверстие *H* или основной вал *h*.

Практически такого разнообразия посадок с зазором не требуется и поэтому с целью сокращения номенклатуры режущего и измерительного инструмента, применяемого для изготовления деталей, количество полей допусков отверстий и валов ограничивается ГОСТ 25347—82. Для образования посадок с зазором в системе отверстия предусматривается 28 полей допусков валов (из них 10 предпочтительного применения) в 4—12 квалитетах, и для образования посадок с зазором 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. П5 и П6). Как видно из табл. П5 и П6, в системе отверстия рекомендуется 40 посадок с зазором, из них 11 предпочтительного применения, а в системе вала — 39 посадок, из них 6 предпочтительного применения.

Посадки с зазором 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 режимам и т. д.

### 3.1.2. Расчет посадок

Теоретический расчет посадок с зазором сводится к определению оптимального зазора между сопрягаемыми поверхностями. Понятно, что единой методики расчета соединений с зазором не может быть, и для каждого типа таких соединений должна использоваться своя методика. Одним из наиболее характерных примеров посадки с зазором 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.

Расчет сводится к определению наиболее выгодного 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:

$$hS = \frac{\mu n d^2 l}{18,36 \cdot 10^8 p (l+d)}, \quad (1)$$

где  $h$  — толщина масляного слоя, мм;

$S$  — значение зазора между отверстием и валом в состоянии покоя, мм;

$\mu$  — динамическая вязкость масла (Н·с/м);

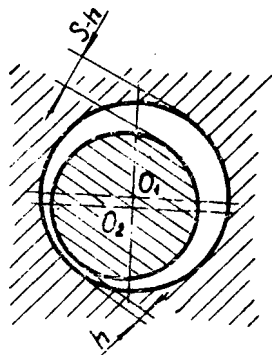


Рис. 8. Расположение вала в подшипнике скольжения при установившемся режиме работы



$n$  — частота вращения вала, об/мин;  
 $d$  — номинальный диаметр соединения, мм;  
 $p$  — удельное давление на проекции опор, Н/мм;  
 $l$  — длина опорной поверхности подшипника, мм.

Удельное давление может быть найдено из формулы

$$p = P/ld,$$

где  $P$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н.

Коэффициент трения получается наименьшим, когда соотношения размеров скорости, давления и условий смазки таковы, что при установившемся движении  $h = 0,25 \cdot S$ . Подставляя эту величину  $h$  в формулу (1), получим наивыгоднейший для данных условий зазор

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

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

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наиб}} - 2(R_{ZD} + R_{Zd}).$$

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

$$S_{\text{ср}} \approx S_{\text{расч}},$$

где

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

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

$$h_{\text{min}} \geq R_{ZD} + R_{Zd}.$$

Наименьшая толщина масляного слоя подсчитывается по формуле

$$h_{\text{min}} = \frac{\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 \cdot p [S_{\text{max}} + 2(R_{ZD} + R_{Zd})]} \frac{l}{l+d}.$$

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

1. Определяем удельное давление на подшипник:

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

2. Определяем наивыгоднейший зазор:

$$S_{\text{наив}} = 0,467 \cdot 10^{-3} \cdot d \sqrt{\frac{\mu n}{p} \frac{l+d}{l}} = 0,467 \cdot 10^{-3} \cdot 65 \times \\ \times \sqrt{\frac{0,027 \cdot 750}{0,769} \frac{100}{65+100}} = 0,121 \text{ мм} = 121 \text{ мкм}.$$

3. Определяем расчетный зазор:

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - 2(R_{ZD} + R_{zd}).$$

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

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

4. Выбираем посадку  $\varnothing 65(H7/e8)$ , у которой  $S_{\text{min}} = 60$  мкм;  $S_{\text{max}} = 136$  мкм;  $S_{\text{cp}} = \frac{136+60}{2} = 98$  мкм.

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

$$h_{\text{min}} = \frac{\mu n d^2}{18,36 \cdot 10^6 \rho [S_{\text{max}} + 2(R_{ZD} + R_{zd})]} \frac{l}{l+d} = \\ = \frac{0,027 \cdot 750 \cdot 652}{18,36 \cdot 10^6 \cdot 0,769 [0,136 + 2(0,0063 + 0,0032)]} \frac{100}{65+100} = \\ = 0,02388 \text{ мм}; \quad h_{\text{min}} = 23,88 \text{ мкм}.$$

Условие  $h_{\text{min}} \geq R_{ZD} + R_{zd}$  для выбранной посадки выполняется.

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

### 3.1.3. Общие рекомендации по выбору посадок

Хотя и имеется ряд способов расчета посадок с зазором 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, настроечным и т. д. Чем боль-

ше 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 оказываются при сборке и эксплуатации машины отклонения от правильной геометрической формы деталей и от взаимного расположения поверхностей (овальность, конусность, бочкообразность, перекося, непараллельность, эксцентricность и др.). Влияние этих отклонений на работу сопряжений ослабляют увеличением зазора.

5. Температурные условия работы деталей. Изменение температуры во время работы деталей машин изменяют 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 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 посадок с зазором особое значение имеют 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. П5, в системе вала — в табл. П6. Посадки с гарантированным зазором 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 пред-

почтительных 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 отличались не более чем на два квалитета.

### 3.1.4. Примеры применения

Приведем ряд примеров использования посадок предпочтительного ряда.

Посадки  $H7/h6$ ;  $H8/h7$ ;  $H8/h8$  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 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  $H7/h6$  применяется при высоких требованиях к точности центрирования, например, для сменных зубчатых колес в станках, корпусах 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 различных станков.

Посадка  $H8/h7$  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  $H8/h8$ . Эта посадка часто используется для

сопряжения проставочных колец, упорных фланцев и крышек в узлах с подшипниками качения, если они сопрягаются непосредственно с поверхностями, центрирующими подшипник.

Посадка  $H11/h11$  применяется в тех же случаях, что и  $H8/h8$ , но для менее ответственных соединений, например в неотчетственных шарнирах, при посадке фиксаторов в гнездах, центрирующих фланцев крышек в корпуса арматуры, болтов в отверстия, а также для соединения деталей под сварку и пайку.

Посадка  $H7/g6$  применяется для точных сопряжений, в которых необходимы свободные перемещения, но не требуется возможности малый зазор для обеспечения плотности соединения или соосности деталей. Например, при установке передвигных шестерен на валах коробки скоростей, в соединениях шатуна коленчатого вала, при посадке клапанных коромысел в механизме распределения двигателя внутреннего сгорания и др.

Посадка  $H7/f7$  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, передвигных шестерен, включаемых муфтами, и др.

Посадка  $H7/e8$  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  $H8/e8$ .

При больших скоростях вращения и относительно малых давлениях в крупных подшипниках, при необходимости в больших эксплуатационных зазорах применяют посадки  $H8/d9$  и  $H9/d9$ .

При низкой точности соединяемых деталей, таких как шарниры, тяги, рычаги сельскохозяйственных машин и железнодорожных вагонов, в соединениях крышек с корпусами через прокладку применяют посадку  $H11/d11$ .

Большое количество примеров применения посадок с зазором приводится в [1].

## 3.2. АНАЛИЗ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

### 3.2.1. Характеристика и область применения

Основные отверстия  $H$  и валы с основными отклонениями  $j$ ,  $k$ ,  $m$ ,  $n$ , а также основные валы  $h$  и отверстия с основными отклонениями  $J$ ,  $K$ ,  $M$  и  $N$  образуют переходные посадки (рис. 9). Единая система допусков и посадок предусматривает в диапазоне размеров от 1 до 500 мм 16 рекомендуемых переходных посадок в системе отверстия и столько же — в системе вала (табл. П5 и П6). Из этого же числа в каждой системе имеется по 3 пере-

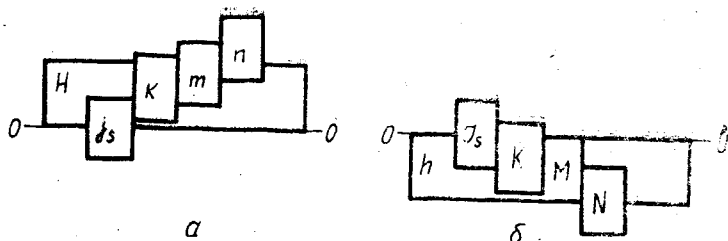


Рис. 9. Схема полей допусков переходных посадок: а — в системе отверстия; б — в системе вала

ходных посадки предпочтительного применения:

в системе отверстия —  $H7/js6$ ,  $H7/k6$ ,  $H7/n6$ ;

в системе вала —  $Js7/h6$ ,  $K7/h6$  и  $N7/h6$ .

Переходные посадки характеризуются возможностью получения соединений как с зазором, так и с натягом. Они применяются в неподвижных разъемных соединениях деталей, когда требуется обеспечить центрирование и возможность сборки и разборки соединения в процессе эксплуатации и ремонта. Неподвижность деталей в соединении обеспечивается дополнительными средствами крепления: шпонками; 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 выборе переходной посадки необходимо учитывать кроме тех факторов, которые перечислены в рекомендациях по выбору посадок с зазором, 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  $H7/n6$  ( $H7/h6$ ) 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 кондукторских втулок в корпусе; неподвижное

соединение муфты с валом; соединение зубчатого колеса с валом, передающее переменную или ударную нагрузку, и другие.

Посадка  $H7/k6$  ( $K7/h6$ ) имеет наиболее широкое применение. Она характеризуется средними зазорами, 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 др.

Посадка  $H7/js6$  ( $I_s7/h6$ ) 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  $H7/k6$  ( $K7/h6$ ), 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 вид

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

где  $y$  — плотность вероятности появления отклонения размера детали;

$x$  — отклонение размера детали от его среднего арифметического значения;

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

$\pi = 3,14159$ ;

$\sigma$  — 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 отно-

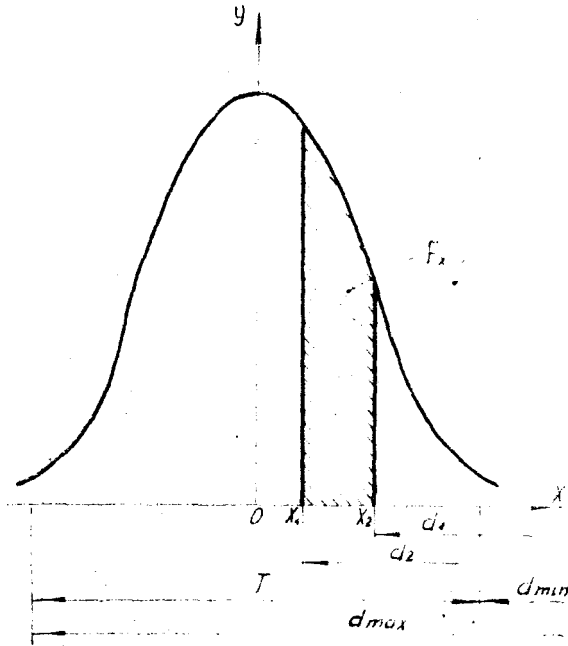


Рис. 10. Кривая нормального распределения размеров деталей

нительно 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  $x \rightarrow \pm \infty$  равна единице:

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

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

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

Отклонение размера детали целесообразно заменить безразмерным отклонением  $z$ :



$$z = x/\sigma.$$

Тогда площадь  $F_x$  определяется так:

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

Значения интеграла  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-z^2/2} dz$  для различных значений даны в табл. П7. 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.

**Пример.** Необходимо определить вероятность получения соединений с зазором и натягом, а также вероятность получения зазора в пределах от 10 до 20 мкм для посадки  $\text{Ø} 35 (H8/m7)$ .

1. По табл. П2—П4 для отверстия  $\text{Ø} 35 H8$  и вала  $\text{Ø} 35 m7$  находим отклонения:

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

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. Рассчитываем предельные размеры сопрягаемых деталей:

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

$$D_{\min} = d + EI = 35 + 0 = 35,0 \text{ мм};$$

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

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

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. Находим допуск посадки;

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

или

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

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

$$\sigma_D \pm T8/6 = 39/6 = 6,5 \text{ мкм};$$

$$\sigma_d \pm T7/6 = 25/6 = 4,17 \text{ мкм}.$$

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  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — средние квадратичные отклонения независимых случайных величин.

В нашем случае

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

8. Строим кривые нормального распределения (рис. 11) сопрягаемых деталей и посадки. Максимум каждой кривой располагается на оси ординат ( $OY$ ). 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  $OY$ . Значения натягов условимся откладывать со знаком минус, т. е. вниз, а зазоров — со знаком плюс. Тогда максимум кривой будет соответствовать значению  $x = -2$ ,  $z = x/\sigma_{\text{п}}$ .

9. Вероятность соединений с натягом определится как

$$P_N = 0,5 + F_1.$$

Площадь  $F_1$  находим по табл. П7 в зависимости от величины  $z$ :

$$z = x/\sigma_{\text{п}} = 2/7,7 = 0,26;$$

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

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

10. Вероятность получения соединения с зазором определяется 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

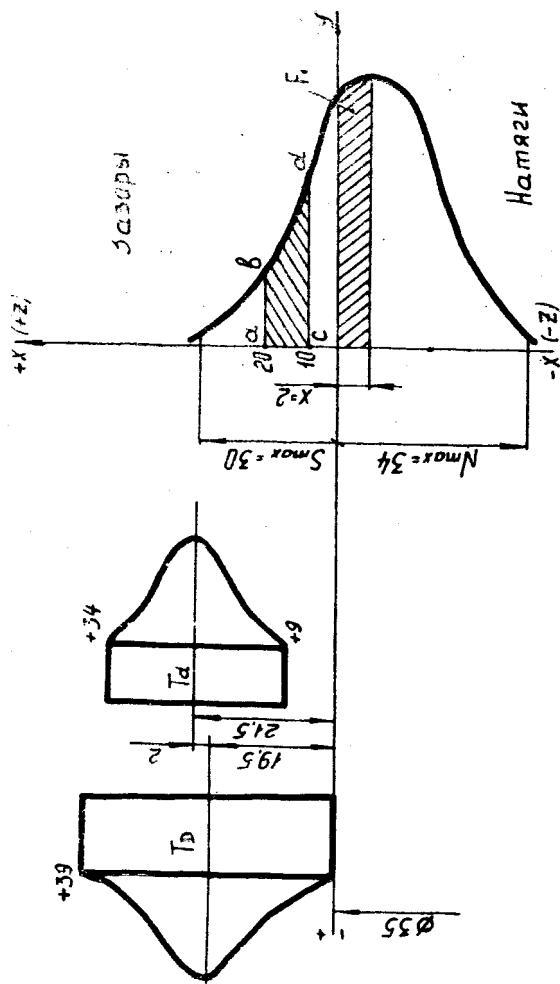


Рис. 11. Кривая нормального распределения для посадки  $\varnothing 35$  (H8 / m7)

от 10 до 20 мкм определится площадью  $abcd$  (см. рис. 11):

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

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

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

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

### 3.3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

#### 3.3.1. Общая характеристика посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для неподвижных неразъемных или разбираемых соединений. Неподвижность соедине-

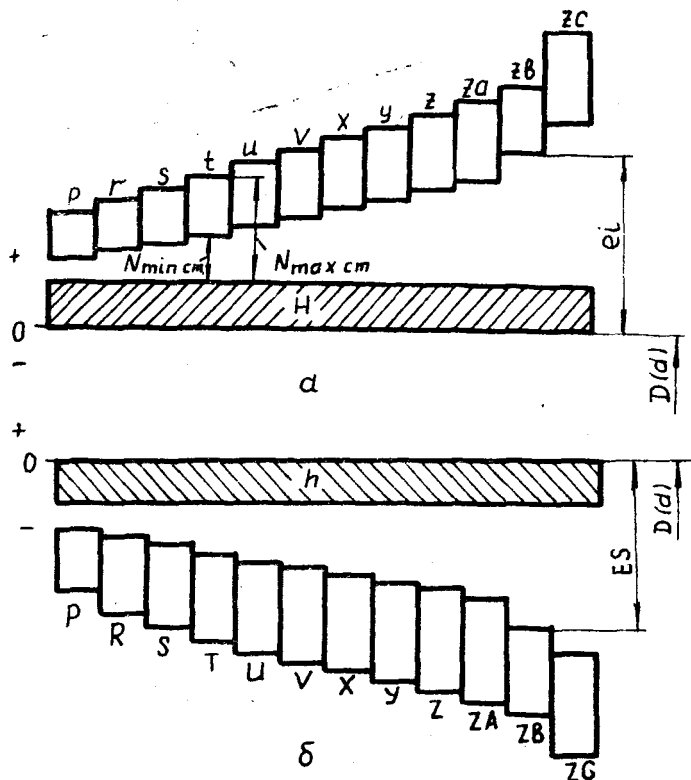


Рис. 12. Схемы полей допусков посадок с натягом: а — в системе отверстия; б — в системе вала

ний при этих посадках достигается, как правило, лишь за счет сил трения, возникающих на сопрягаемых поверхностях деталей вследствие их деформаций при сборке. В ряде случаев при передаче очень больших нагрузок в соединениях с натягом дополнительно могут использоваться 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 охватывающей или охлаждением охватываемой деталей (способ термических деформаций, или поперечная запрессовка).

Посадки с натягом могут быть образованы путем сочетания поля допуска основного отверстия и полей допусков валов с основными отклонениями от  $p$  до  $zc$  (отклонения — нижние,  $ei > 0$ ) — посадки в системе отверстия (рис. 12, а), а также путем сочетания поля допуска основного вала и полей допусков отверстий с основными отклонениями от  $P$  до  $ZC$  (отклонения — верхние,  $ES < 0$ ) — посадки в системе вала (рис. 12, б). Кроме того, посадки с натягом могут быть получены путем сочетания полей допусков неосновных деталей — отверстия в системе вала и вала в системе отверстия (посадки внесистемные или комбинированные).

С целью повышения уровня унификации изделий, сокращения номенклатуры размерных режущих и измерительных инструментов ГОСТ 25347—82 устанавливает рекомендуемые посадки с выделением из их числа предпочтительных — для первоочередного применения (табл. П5 и П6).

### 3.3.2. Расчет посадок

Цель расчета заключается в выборе посадок, обеспечивающих неподвижность соединения при действии внешних нагрузок и прочность сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия (неподвижность соединения) определяют минимальную величину натяга  $N_{\min}$ , необходимую для восприятия и передачи внешних нагрузок. Исходя из второго условия (прочность сопрягаемых деталей) определяют максимальную допустимую величину натяга  $N_{\max}$ , при которой деформации сопрягаемых деталей, как правило, не выходят за пределы упругости. В некоторых случаях прессовые соединения могут надежно работать и при наличии локальных 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  $p_{\min}$ , МПа (рис. 13):

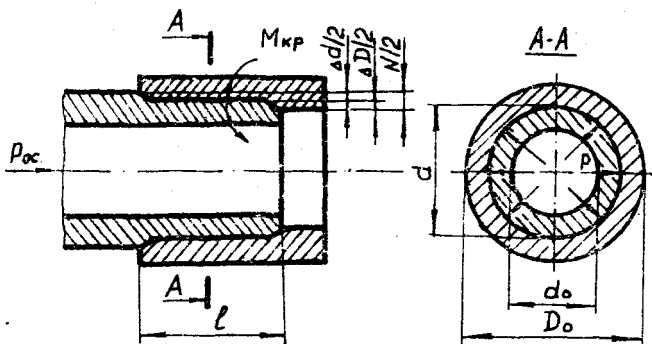


Рис. 13. Схема запрессовки вала во втулку

$$P_{\min} = \frac{2 M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{\pi d^2 l f} \quad \text{— при действии крутящего момента } M_{\text{кр}}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$P_{\min} = \frac{P_{\text{ос}}}{\pi d f l} \quad \text{— при действии осевой системы силы } P_{\text{ос}}, \text{ Н};$$

$$P_{\min} = \frac{R}{\pi d l f} \quad \text{— при совместном действии крутящего момента и осевой силы,}$$

где  $R = \sqrt{\left(\frac{2 M_{\text{кр}} \cdot 10^3}{d}\right)^2 + P_{\text{ос}}^2}$  — 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 охватываемой детали). В случае, когда материал охватываемой детали — бронза или латунь,  $f = 0,05$ .

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

$$N_{\min \text{ расч}} = p_{\min} (C_D/E_D + C_d/E_d) d \cdot 10^3, \quad (3)$$

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

$C_D$  и  $C_d$  — коэффициенты Ляме, определяемые по формулам

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

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

$\mu_D$  и  $\mu_d$  — коэффициенты Пуассона соответственно для охватывающей и охватываемой деталей.

Значения модуля упругости и коэффициента Пуассона для различных материалов приведены в табл. П8. В тех случаях, когда рассчитывается посадка с натягом для соединения венца со ступицей зубчатого колеса, в качестве диаметра  $D_0$  следует принимать диаметр по впадинам зубьев колеса, а в качестве диаметра  $d_0$  — диаметр отверстия в ступице, по которому зубчатое колесо сопрягается с валом.

2. На основе теорий 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:

$$p_{D \max} = 0,58 \sigma_{TD} [1 - (d/D_0)^2] \text{ — для охватывающей детали;}$$

$$p_{d \max} = 0,58 \sigma_{Td} [1 - (d_0/d)^2] \text{ — для охватываемой детали,}$$

где  $p_{D \max}$  и  $p_{d \max}$  — наибольшие значения контактных давлений, найденные соответственно по прочности охватывающей и охватываемой деталей, МПа;

$\sigma_{TD}$  и  $\sigma_{Td}$  — пределы текучести материалов охватывающей и охватываемой деталей, МПа (табл. П8).

Чаще всего лимитирующим фактором является прочность охватывающей детали. Поэтому в дальнейшем при расчете наибольшего расчетного натяга используется значение  $p_{D \max}$ . При этом вводится коэффициент  $\kappa$ , учитывающий неравномерность распределения давления по поверхности сопряжения.

Коэффициент  $\kappa$  зависит, главным образом, от отношения длины сопряжения к номинальному диаметру и может быть найдено по графикам, приведенным на рис. 14.

С учетом сказанного в соответствии с формулой (3) определяется величина наибольшего расчетного натяга  $N_{\max \text{ расч}}$ , МКМ:

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

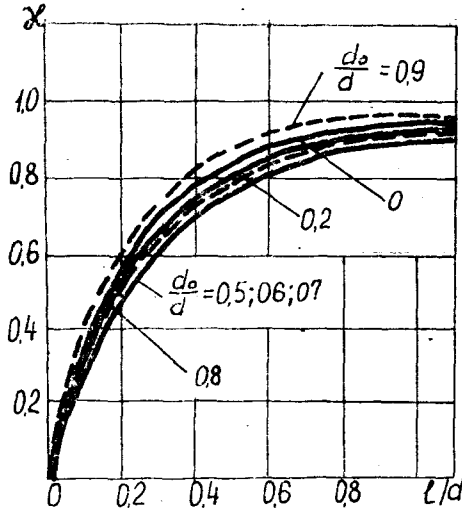


Рис. 14. Зависимость коэффициента, учитывающего неравномерность распределения давления, от отношения длины к диаметру соединения

3. Прежде чем осуществить выбор посадки на основе найденных величин  $m_{\text{мин расч}}$  и  $N_{\text{так расч}}$ , 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  $d_{\text{нзм}}$  и  $D_{\text{нзм}}$  (рис. 15). Для нахождения поправки, учитывающей смятие неровностей, рекомендуется пользоваться формулой

$$\Delta_{\text{ш}} = 1,2(R_{ZD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{ad}),$$

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

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 выбрать величину  $R_a$  из следующего стандартного ряда значений: 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2 мкм (большие значения — для более грубых качеств и больших размеров).



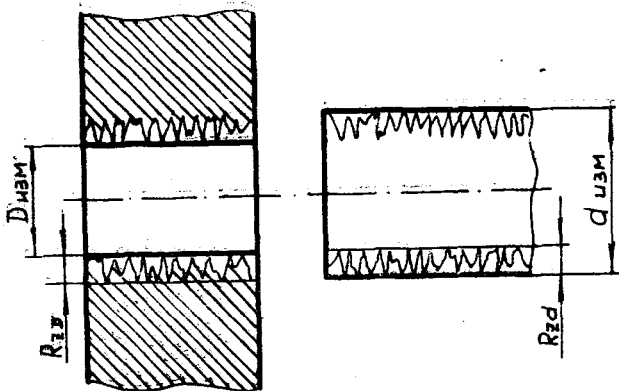


Рис. 15. Схема сглаживания неровностей при запрессовке

С учетом поправки  $\Delta_{ш}$  определяют минимальную и максимальную величины функциональных натягов

$$N_{\min \text{ функ}} = N_{\min \text{ расч}} + \Delta_{ш},$$

$$N_{\max \text{ функ}} = N_{\max \text{ расч}} + \Delta_{ш}$$

и по стандартам (ГОСТ 25364—88 и ГОСТ 25347—82) выбирают посадку, удовлетворяющую условиям

$$N_{\min \text{ ст}} \geq N_{\min \text{ функ}},$$

$$N_{\max \text{ ст}} \leq N_{\max \text{ функ}},$$

где  $N_{\min \text{ ст}}$  и  $N_{\max \text{ ст}}$  — минимальное и максимальное значения натяга, обеспечиваемые какой-либо стандартной посадкой (рис. 12).

Величины  $N_{\min \text{ ст}}$  и  $N_{\max \text{ ст}}$  для некоторых стандартных посадок приведены в табл. П9. Пользование этой таблицей поясним на следующем примере. Предположим, что для соединения с номинальным диаметром 130 мм расчетом установлено, что  $N_{\min \text{ функ}} = 40$  мкм и  $N_{\max \text{ функ}} = 135$  мкм. Тогда в соответствии с табл. П9 в интервале размеров свыше 120 до 140 мм находим сначала посадку, удовлетворяющую условию неподвижности соединения  $N_{\min \text{ ст}} \geq N_{\min \text{ функ}}$ . Такими посадками будут являться: H7/s6, H7/s7, H7/z6 и др. Проанализируем эти посадки исходя из условия прочности соединяемых деталей  $N_{\max \text{ ст}} \leq N_{\max \text{ функ}}$ . Нетрудно видеть, что условию прочности будут удовлетворять только посадки H7/s6 и H7/s7. Одну

из них можно выбрать для данного соединения. При этом посадка  $H7/s7$  будет более экономичной, а посадка  $H7/s6$  будет обеспечивать больший запас по прочности соединяемых деталей.

### 3.3.3. Использование ЭВМ для расчета посадок с натягом

Расчет посадок с натягом может быть произведен с помощью ЭВМ. Ниже приведены обозначения исходных данных и программа расчета применительно к ЭВМ «Электроника ДЗ-28».

Исходные данные и их идентификаторы:

$M_{кр} = MK1$ ,  $P_{ос} = P1$ ,  $d = D$ ,  $D_0 = D1$ ,  $d_0 = D2$ ,  $l = E$ ,  $f = F$ ,  
 $\mu_D = M1$ ,  $\mu_d = M2$ ,  $E_D = E1$ ,  $E_d = E2$ ,  $\sigma_{TD} = SI1$ ,  $\sigma_{Td} = SI2$ ,  
 $\chi = \text{ETA}$ ,  $R_{zD} = RZ1$ ,  $R_{zd} = RZ2$ .

#### 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 PO = 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 = PO*(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 применение посадок с натягом.

#### Примеры

Посадки с натягом, как уже указывалось выше, используются 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 пресовые посадки.

Посадки легкопресовые ( $H/p$ ,  $P/h$ ) 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 тяжелонагруженных 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 пресованные посадки ( $H/r$ ,  $H/s$ ,  $H/t$  и  $R/h$ ,  $S/h$ ,  $T/h$ ) характеризуются умеренными гарантированными натягами в пределах от 0,0002 до 0,0006 от номинального диаметра соединения. Они обеспечивают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления. Предпочтительными посадками для этой группы являются посадки  $H7/p6$  и  $P7/h6$ . Примеры применения: втулки подшипников скольжения в гнездах, постоянные кондукторные втулки, фиксаторы и упоры в приспособлениях, венцы червячных и зубчатых колес на ступицах.

Тяжелые пресованные посадки ( $H/u$ ,  $H/x$ ,  $H/z$  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 эксцентриков кривошипно-шатунных механизмов и др.

## 4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

### 4.1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются основными комплектующими изделиями, изготавливаемыми на специализированных (подшипниковых) заводах, и в процессе сборки не подлежат дополнительной доработке. 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 под-

шипник 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 подшипники делятся на следующие классы: 0; 6; 5; 4 и 2 в порядке повышения точности.

Точность размеров подшипника определяется, прежде всего, допускаемыми отклонениями диаметра отверстия внутреннего кольца и наружного диаметра наружного кольца. При этом стандартом установлены 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:

$$d_m = \frac{d_{\text{наиб}} + d_{\text{наим}}}{2}, \quad D_m = \frac{D_{\text{наиб}} + D_{\text{наим}}}{2}.$$

В качестве основной характеристики, 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. П10. Как видно из этих таблиц и схем, введенных на рис. 16, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца располагается не «в тело кольца», вверх от нулевой линии, как принято для основного отверстия, а вниз от нулевой линии, т. е. основным отклонением диаметра внутреннего кольца (его принято обозначать  $L$ ) является верхнее отклонение  $ES = 0$ .

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

Соединение подшипника с корпусом при этих же условиях, как будет показано дальше, должно быть с небольшими зазорами, поэтому поле допуска на диаметр наружного кольца располагается в «тело детали» или вниз от нулевой линии, как принято для основного вала. Основным отклонением диаметра наружного кольца, обозначаемым  $l$ , является верхнее отклонение  $es = 0$ . Поля допусков внутреннего и наружного колец под-

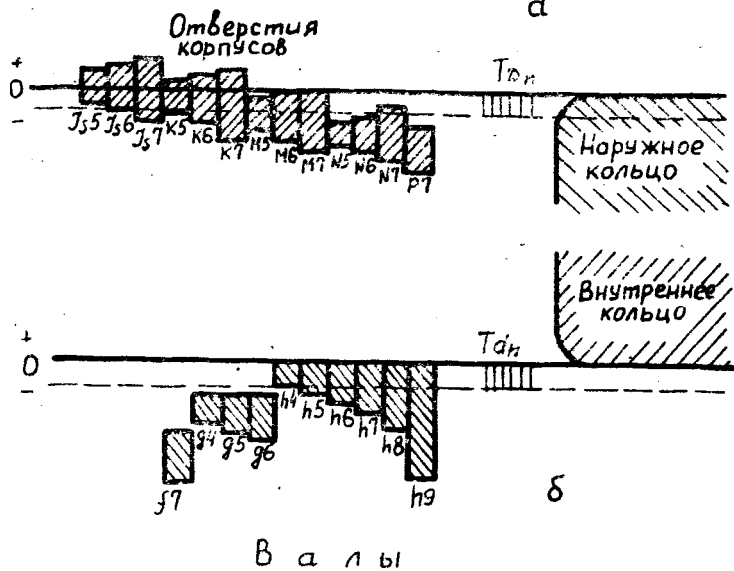
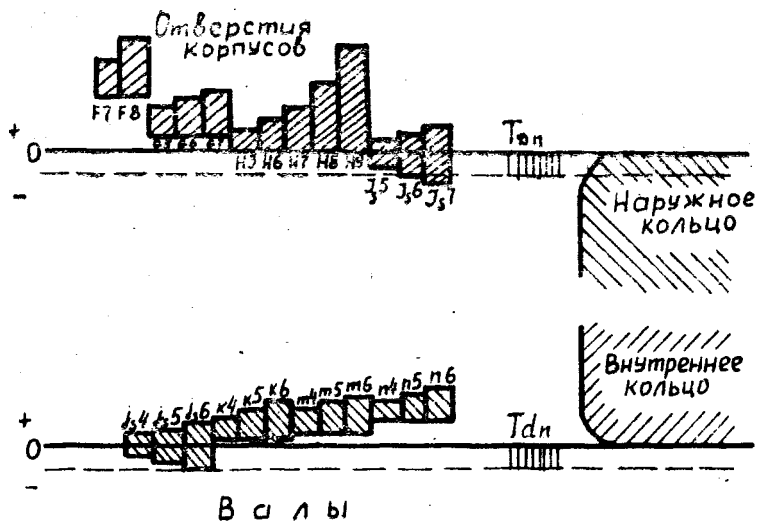


Рис. 16. Схемы полей допусков посадок колец подшипника на вал и в корпус: а — при вращении вала с внутренним кольцом; б — при вращении корпуса с наружным кольцом

шпинника принято обозначать соответственно буквами  $L$  и  $l$  с указанием класса точности подшпинника, например,  $L6$  и  $l6$ .

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

Наибольшее применение в машиностроении находят подшпинники классов точности 0 и 6. Подшпинники 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 гироскопов и других прецизионных приборов используются подшпинники 2-го класса точности.

Выбор посадок колец подшпинников на вал и в корпус осуществляется согласно ГОСТ 3325—85, исходя из схемы работы подшпинника (учитывается, вращается внутреннее кольцо с валом, или наружное кольцо с корпусом, или оба кольца с валом и корпусом), вида нагружения кольца и режима работы.

Как уже отмечалось, чаще всего подшпинниковые 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 подшпинника с валом. Это достигается за счет использования полей допусков валов под переходные посадки (основные отклонения  $j_s$ ,  $k$ ,  $m$ ,  $n$ ), что, благодаря специфическому расположению поля допуска внутреннего кольца вниз от нулевой линии, позволяет получить в соединении небольшой, чаще всего гарантированный натяг. Исключение представляет случай, когда предельные отклонения вала расположены симметрично относительно нулевой линии. Однако и в этом случае вероятность получения натяга в соединении достаточно велика (96...98%).

Применять для рассматриваемого соединения валы с полями допусков под посадки с натягом нецелесообразно, так как получаемые при этом натяги сильно осложняют условия монтажа и демонтажа подшпинниковых узлов, а в процессе их эксплуатации могут вызвать поломки и заклинивание тел качения.

Поля допусков валов, как видно из рис. 16, выбирают в системе отверстия. Для подшпинников с полями допусков внутренних колец

L0 и l6:  $j_s6, k6, m6, n6$ ;  
L5 и L4:  $j_s5, k5, m5, n5$ ;  
L2:  $j_s4, k4, m4, n4$ .

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы узла должно устанавливаться свободно. Поля допусков отверстий корпусов выбирают в системе вала, для подшипников с полями допусков наружных колец:

l0 и l6:  $J_s7, H7, H8, H9, G7, F7, F8$ ;

l5 и l4:  $J_s6, H6, G6$ ;

l2:  $J_s5, H5, G5$ .

В результате обеспечивается легкость монтажа, устраняется заклинивание тел качения и создаются условия для периодического проворачивания наружного кольца в корпусе, что способствует более равномерному износу его беговой дорожки. Посадки подшипников качения должны выбираться с таким расчетом, чтобы радиальные зазоры между телами качения и кольцами при всех условиях эксплуатации сохранялись. Повышенный нагрев может свести радиальный зазор до нуля, при этом возрастает сопротивление вращению, что вызовет еще больший нагрев и разрушение подшипника.

Для подшипников роторов ГТД можно рекомендовать следующие посадки: внутреннего кольца на вал —  $L5/j_s5$ , наружного кольца в корпус  $H6/l5$ .

Если вращается наружное кольцо с корпусом (рис. 16,5,6), а внутреннее кольцо и вал неподвижны (такая схема работы имеет место, когда подшипник устанавливается, например, в какое-либо зубчатое колесо или шкив), то в этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения наружного кольца с корпусом. Это достигается путем использования следующих полей допусков отверстий корпусов для подшипников с полями допусков наружных колец:

l0 и l6:  $P7, N7, M7, K7, J_s7$ ;

l5 и l4:  $N6, M6, K6, J_s6$ ;

l2:  $N5, M5, K5, J_s5$ .

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

L0 и L6:  $h6, h7, h8, h9, g6, f7$ ;

L5 и L4:  $h5, g5$ ;

L2:  $h4, g4$ .

L0 и l6:  $j_s6, k6, m6, n6$ ;

L5 и L4:  $j_s5, k5, m5, n5$ ;

L2:  $j_s4, k4, m4, n4$ .

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы узла должно устанавливаться свободно. Поля допусков отверстий корпусов выбирают в системе вала, для подшипников с полями допусков наружных колец:

l0 и l6:  $J_s7, H7, H8, H9, G7, F7, F8$ ;

l5 и l4:  $J_s6, H6, G6$ ;

l2:  $J_s5, H5, G5$ .

В результате обеспечивается легкость монтажа, устраняется заклинивание тел качения и создаются условия для периодического проворачивания наружного кольца в корпусе, что способствует более равномерному износу его беговой дорожки. Посадки подшипников качения должны выбираться с таким расчетом, чтобы радиальные зазоры между телами качения и кольцами при всех условиях эксплуатации сохранились. Повышенный нагрев может свести радиальный зазор до нуля, при этом возрастает сопротивление вращению, что вызовет еще больший нагрев и разрушение подшипника.

Для подшипников роторов ГТД можно рекомендовать следующие посадки: внутреннего кольца на вал —  $L5/j_s5$ , наружного кольца в корпус  $H6/l5$ .

Если вращается наружное кольцо с корпусом (рис. 16,5,6), а внутреннее кольцо и вал неподвижны (такая схема работы имеет место, когда подшипник устанавливается, например, в какое-либо зубчатое колесо или шкив), то в этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения наружного кольца с корпусом. Это достигается путем использования следующих полей допусков отверстий корпусов для подшипников с полями допусков наружных колец:

l0 и l6:  $P7, N7, M7, K7, J_s7$ ;

l5 и l4:  $N6, M6, K6, J_s6$ ;

l2:  $N5, M5, K5, J_s5$ .

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

L0 и L6:  $h6, h7, h8, h9, g6, f7$ ;

L5 и L4:  $h5, g5$ ;

L2:  $h4, g4$ .



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 для валов в соответствии с первой схемой, а для отверстий в корпусе — в соответствии со второй.

Посадки подшипников качения на сборочных чертежах, в соответствии с общими правилами, обозначаются в виде дроби с учетом принятых условных обозначений полей допусков колец подшипника (рис. 17). Допускается при обозначении посадок подшипника на вал и в корпус указывать только поля допусков вала и отверстия в корпусе (рис. 17).

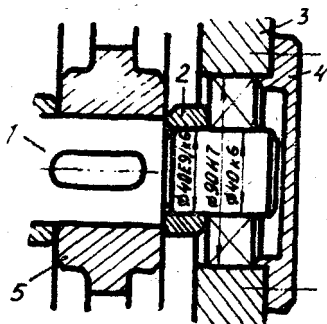


Рис. 17. Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах

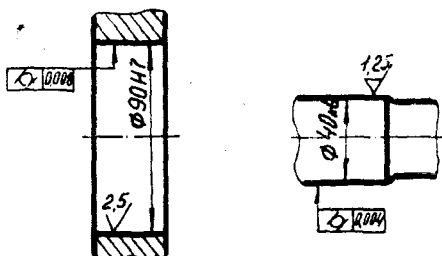


Рис. 18. Обозначение полей допусков на чертежах деталей, сопрягаемых с кольцами подшипников

На чертежах вала и корпуса (рис. 18) указывают предельные отклонения посадочных размеров, а также допустимые отклонения формы и шероховатость поверхности.

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

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

При выборе посадок для сопряжений крышки подшипника с корпусом, для сопряжений мазеудерживающего или распорного кольца с валом (см. рис. 17) 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 разборка 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 —  $\varnothing 40(E9/k6)$ , а для сопряжения крышки с корпусом —  $\varnothing 90(H7/d10)$ . При этом точность посадочных размеров крышки и кольца может быть принята более низкой, чем для корпуса и вала (по 9—11-му квалитетам).

Таблица 2

Посадочные поверхности	Классы точности подшильников	$R_a$ , мкм	
		$d < 80$	$500 > d > 80$
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
	0	2,5	2,5
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6; 5 и 4	1,25	2,5

Если привертная крышка имеет отверстие для прохода вала и гнездо 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.

#### 4.2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИИ

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 используются призматические шпонки.

Основные размеры призматических шпонок и сечений пазов для них регламентируются стандартом ГОСТ 23360—78. 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. 19 и табл. 3 размерам.

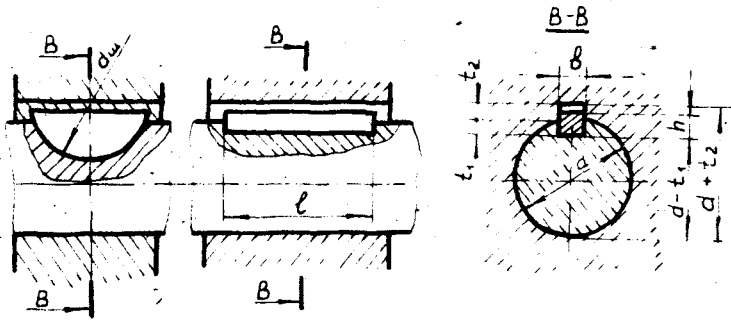


Рис. 19. Шпоночные соединения

Таблица 3

Размеры призматических шпонок, мм

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
Св. 10 до 12	4	4	2,5	1,8
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св. 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 неревверсивных равномерных нагрузок, для получения подвижных

соединений при легких режимах работы и при затрудненных условиях сборки;

2) нормальное соединение — неподвижное, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

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

Предельные отклонения размеров шпоночных соединений нормируются ГОСТ 23360—78. На рис. 20 приведены поля допусков по ширине  $b$  для всех трех видов соединений. Предельные отклонения других размеров шпоночного соединения указаны в табл. 4.

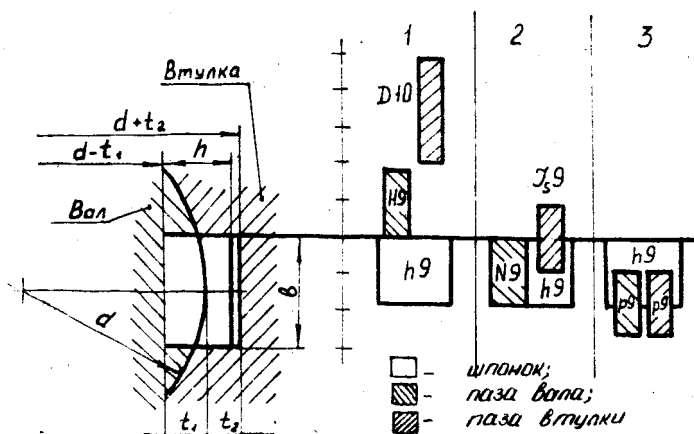


Рис. 20. Поля допусков на ширину. Соединения: 1 — свободное; 2 — нормальное; 3 — плотное

Таблица 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		
Свыше 6 до 18	$h 11$	-0,2	+0,2	$h 14$	$H 15$
Св. 18 до 50		-0,3	+0,3		

Система допусков и посадок для соединений с сегментными шпонками по ГОСТ 24071—80 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. 20). 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. 21.

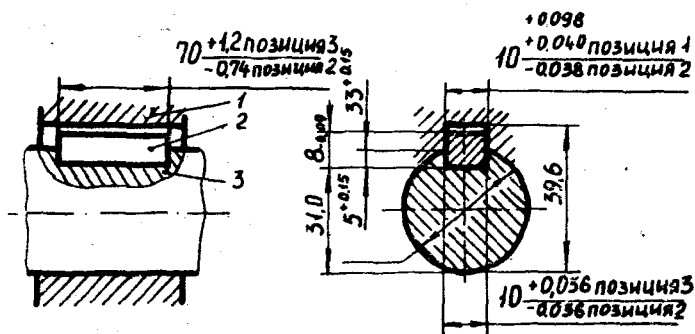


Рис. 21. Сборочный чертеж шпоночного соединения

#### 4.3. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИИ

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 — прямобоочные (прямоугольные), эвольвентные, треугольные и трапециевидные;
- по условиям эксплуатации — подвижные и неподвижные;
- по условиям нагружения — тяжелые, средние и легкие.

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

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

Наибольшее применение находят шлицевые соединения с прямобочным 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.

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  $b$ ,  $S$ . Выбор шлицевых соединений по условиям нагружения (тяжелые, средние, легкие) производится на основе прочностных расчетов.

#### 4.3.1. Соединения шлицевые прямобочные

Число зубьев и номинальные размеры (рис. 22) шлицевых соединений общего назначения с прямобочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения, регламентированы ГОСТ 1139—80.

Нормальные размеры  $d$ ,  $D$ ,  $b$ , указанные на рис. 22, а также числа зубьев приведены в табл. 5. Как видно из рис. 22, шлицевые валы могут быть изготовлены в одном из трех исполнений.

При центрировании по внутреннему диаметру шлицевые валы изготавливаются в исполнениях А или С. Исполнение А,

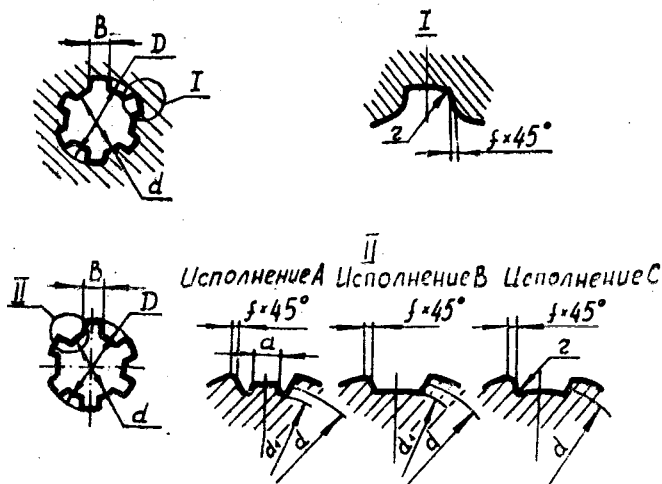


Рис. 22. Нормируемые параметры шлицевого соединения с прямоугольными зубьями

как правило, применяется для валов легкой и средней серий при изготовлении их методом обкатки. Валы тяжелой серии изготавливаются в исполнении С.

При центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев шлицевые валы изготавливаются в исполнении В.

Общие положения, допуски и основные отклонения размеров  $d$ ,  $D$  и  $b$  шлицевого соединения приняты по ГОСТ 25346—82.

Величина допуска на размеры  $d$ ,  $D$  и  $b$  вала и отверстия определяется качеством от 5 до 12, расположение допуска определяется основным отклонением, обозначаемым буквами. Однако по сравнению с ГОСТ 25346-89 количество полей допусков валов и отверстий для шлицевых соединений значительно сокращено.

По ГОСТ 1139-80 во всех случаях нецентрирующий диаметр  $d$  у валов выполняется не менее  $d_1$ , 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-го квалитетов. Эти поля допусков позволяют образовать большое количество разнообразных сопряжений  $d$ ,  $D$  и  $b$ . Однако с целью унификации шлицевых соединений и сокращения дорогостояще-

Размеры шпандель-прямоугольных соединений

Таблица 5

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



го режущего и измерительного инструмента рекомендуется применять поля допусков предпочтительного применения:

для валов —  $q6, js6, j7, h7, js7, e8, f8$ ;

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 —  $H7/j7$  и  $H7/g6$  и пять предпочтительных посадок для  $b$ :  $D9/h9, D9/js7, D9/k7, F10/f9, F10/js7$ .

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 ( $b$ ) и погрешности их взаимного расположения. Поэтому следует прежде всего ориентироваться на посадку  $H7/j7$ . Если требования к центрированию высоки, то можно использовать и посадку  $H7/g6$ , а по ширине в этом случае следует выбирать посадку с возможно большим зазором, например  $F10/f9$ . Если при центрировании по внутреннему диаметру  $d$  втулка не должна перемещаться, при высоких требованиях к центрированию целесообразно использовать посадку  $H7/q6$  по  $d$ , а по ширине зуба  $b$  выбрать посадку более плотную, например  $D9/k7$ . 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  $H7/f7$  и  $H7/js6$  и три предпочтительные посадки по ширине зубьев  $b$  —  $F8/j7, F8/f8, F8/js7$ . Первая из посадок для  $D$  обеспечивает гарантированный зазор, вторая может иметь и небольшой натяг. 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  $b$ :  $F8/js7, D9/f8, D9/e8, F10/f8$  и  $F10/d9$ . 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, укладываемыми в предельные, но смещенными относительно друг друга. В таком

случае при поэлементном контроле отверстия и вала оба 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  $b$  осуществляется непроходными калибрами или измерительными приборами. Поля допусков комплексных калибров выбираются 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-пробка 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.

Пример. Шлицевое соединение с  $z = 8$ ,  $d = 36$  мм,  $D = 40$  мм,  $b = 7$  мм с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования  $H7/e8$  и по размеру  $b$   $D9/f8$  обозначается так:

$$d - 8 \cdot 36 \ H7/e8 \ 40 \ H12/a11 \ 7 \ D9/f8;$$

то же при центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования  $H8/h7$  и по размеру  $b$   $F10/h9$ :

$$D - 8 \cdot 36 \cdot 40 \ H8/h7 \ 7 \ F10/h9;$$

то же при центрировании по боковым сторонам:

$$b - 8 \cdot 36 \cdot 40 \ H12/a11 \ 7 \ D9/f8.$$

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

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

Пример условного обозначения вала того же соединения:

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

#### 4.3.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30

Основные параметры, размеры и нормы взаимозаменяемости шлицевых эвольвентных соединений нормированы ГОСТ 6033-

80. 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.

Таблица 6  
*Размерный ряд шлицевых эвольвентных соединений  
 предпочтительного применения первого ряда\**

$D \times z \times m$	$D \times z \times m$	$D \times z \times m$	$D \times z \times m$
12 × 22 × 0,5	25 × 30 × 0,8	45 × 34 × 1,25	65 × 31 × 2
12 × 13 × 0,8	25 × 18 × 1,25	45 × 21 × 2	65 × 20 × 3
15 × 28 × 0,5	30 × 36 × 0,8	50 × 38 × 1,25	70 × 34 × 2
15 × 17 × 0,8	30 × 22 × 1,25	50 × 24 × 2	70 × 22 × 3
17 × 20 × 0,8	35 × 26 × 1,25	55 × 26 × 2	75 × 36 × 2
17 × 12 × 1,25	35 × 16 × 2	55 × 17 × 3	75 × 24 × 3
20 × 23 × 0,8	40 × 30 × 1,25	60 × 28 × 2	80 × 38 × 2
20 × 14 × 1,25	40 × 18 × 2	60 × 18 × 3	80 × 25 × 3

\* Для  $D < 12$  и  $D > 80$  смотри ГОСТ 6033-80.

Система допусков и посадок шлицевых эвольвентных соединений построена с учетом способов центрирования втулки относительно вала. Предусматривается центрирование по боковым поверхностям зубьев (рис. 23, а) или по наружному диаметру (рис. 23, 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 стандартов.

Для центрирующих и нецентрирующих диаметров используются поля допусков из числа предусмотренных системой допусков и посадок для гладких цилиндрических соединений (ГОСТ 25346-89), 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.

Допуски и посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Ширину впадины

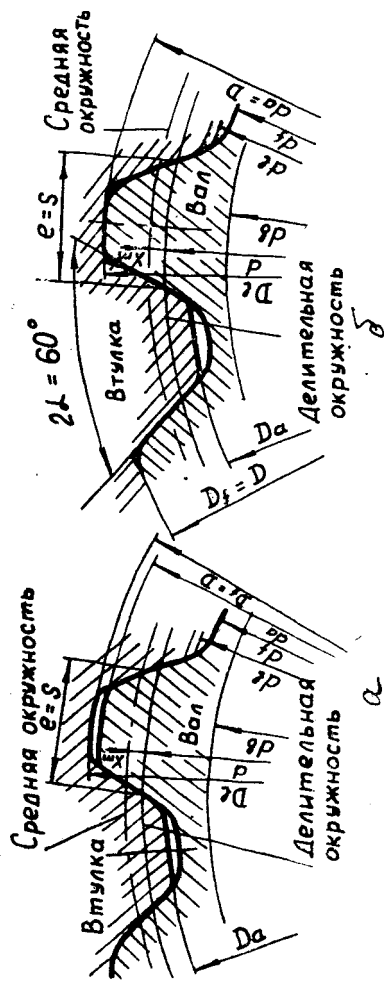


Рис. 23. Профиль зубьев эвольвентных соединений. Центрирование по боковым поверхностям зубьев (а), по наружному диаметру. (б)

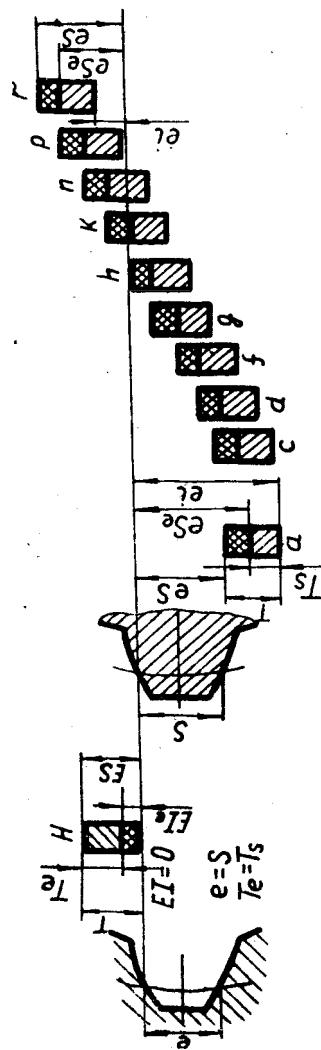


Рис. 24. Схема расположения полей допусков эвольвентных шлицевых соединений

втулки  $e$  и толщину зуба вала  $S$  измеряют по дуге делительной окружности  $d$ , причем  $e = S$  (рис. 24). Особенность построения системы допусков на боковые поверхности зубьев заключается в том, что на ширину впадины втулки и толщину зуба устанавливаются 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 отклонения формы и расположения элементов впадины (зуба) от теоретически точного прототипа.

Суммарный допуск  $T$  контролируют комплексными калибрами (для втулки — калибром-пробкой, для вала — калибром-кольцом). Допуски  $T_e$  и  $T_s$  контролируют, когда не применяют 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 11, а для толщины зуба вала — допуски 7, 8, 9, 10 и 11-й степени точности (табл. 7).

Таблица 7

Допуски ширины впадины втулки  $e$  и толщины зуба вала  $S^*$

Степень точности	Модуль $m$ , мм	Обозначение допуска	Диаметр делительной окружности $d$ , мм						
			до 12	свыше 12 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100			
						Допуски			
7	От 0,5 до 1,5	$T_e$	25	28	32	36			
			16	18	20	22			
	От 2 до 4	$T_s, T_s$	—	32	36	40			
—			20	22	25				
8	От 0,5 до 1,5	$T_e$	36	40	45	50			
			22	25	28	32			
	От 2 до 4	$T_s, T_s$	—	45	50	56			
—			28	32	36				
9	От 0,5 до 1,5	$T_e$	50	56	63	71			
			32	36	40	45			
	От 2 до 4	$T_s, T_s$	—	63	71	80			
—			40	45	50				
10	От 0,5 до 1,5	$T_e$	71	80	90	100			
			45	50	56	63			
	От 2 до 4	$T_s, T_s$	—	90	100	112			
—			56	63	71				
11	От 0,5 до 1,5	$T_e$	100	112	125	140			
			63	71	80	90			
	От 2 до 4	$T_s, T_s$	—	125	140	160			
—			80	90	100				

\* Допуски для размера  $d > 100$  мм даны в ГОСТ 6033-80.

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 зуба  $S$  вала установлено десять основных отклонений:  $a, c, d, f, g, h$  — для посадок с зазором и  $k, n, p, r$  — для посадок переходных и с натягом (табл. 8). Основные отклонения толщины зуба всегда являются наибольшими предельными ( $es$ ).

Таблица 8

Основные отклонения толщины зуба вала, мкм

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	$r$	+ 64	+ 72	+ 80	+ 88
	$p$	+ 48	+ 54	+ 60	+ 66
	$n$	+ 32	+ 36	+ 40	+ 44
	$k$	+ 16	+ 18	+ 20	+ 22
	$h$	0	0	0	0
	$g$	- 8	- 9	- 10	- 11
От 2 до 4	$f$	- 16	- 18	- 20	- 22
	$d$	- 32	- 36	- 40	- 44
	$c$	- 48	- 54	- 60	- 66
	$a$	- 80	- 90	- 100	- 110
	$r$	—	+ 80	+ 88	+ 100
	$p$	—	+ 60	+ 66	+ 75
От 2 до 4	$n$	—	+ 40	+ 44	+ 50
	$k$	—	+ 20	+ 22	+ 25
	$h$	—	0	0	0
	$q$	—	- 10	- 11	- 12
	$f$	—	- 20	- 22	- 25
	$d$	—	- 40	- 44	- 50
От 2 до 4	$c$	—	- 60	- 66	- 75
	$a$	—	- 100	- 110	- 125

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 —  $9g$ .

Установлено 11 посадок по боковым поверхностям зубьев:  $7H/9g$ ;  $7H/8p$ ;  $7H/7n$ ;  $7H/8k$ ;  $7H/7h$ ;  $9H/8k$ ;  $9H/9h$ ;  $9H/9g$ ;  $9H/8f$ ;  $9H/7f$ ;  $11H/10d$ .

Посадки с зазором  $9H/9h$ ,  $9H/9g$  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 H16; при закругленной форме дна  $D < D_f < (D + 0,44 m)$ .

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

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

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 ГОСТ 25346-82.

Сопряжения по центрирующим диаметрам должны соответствовать: ряду 1 H7/h6; H7/js6; H7/h6; H7/g6; H7/f7; ряду 2 H8/h6; H8/h6; H8/g6; H8/f7.

При выборе посадок ряд первый следует предпочесть 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 EJ = 0. Поля допусков толщины зуба вала  $S$  должны соответствовать 9h, 9g, 9d, 11c, 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.

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 — ГОСТ 6033-80.

**Примеры.**

1.  $50 \times 2 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033-80 — обозначение соединения

$D = 50$  мм,  $t = 2$  мм с центрированием по боковым сторонам зубьев;  $50 \times 2 \times 9H$  ГОСТ 6033-80 — обозначение втулки того же соединения;  $50 \times 2 \times 9g$  ГОСТ 6033-80 — то же вала.

2.  $50 \times H7/g6 \times 2$  ГОСТ 6033-80 — обозначение соединения  $D = 50$  мм,  $t = 2$  мм с центрированием по наружному диаметру;  $50 \times H7 \times 2$  ГОСТ 6033-80 — обозначение втулки того же соединения;  $50 \times g6 \times 2$  ГОСТ 6033-80 — то же вала.

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

##### 4.4.1. Профиль и основные элементы метрической резьбы

Профиль и основные элементы метрической резьбы регламентирует ГОСТ 9150-81. Номинальный профиль, общий для наружной и внутренней резьб (для болта и гайки), изображен на рис. 25.

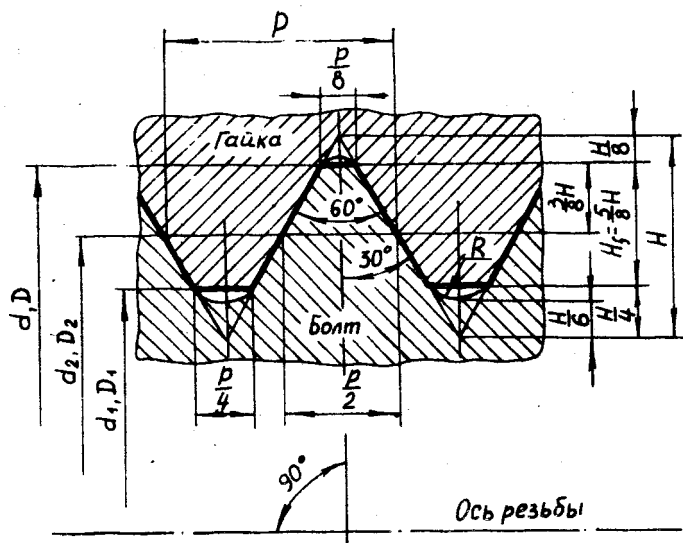


Рис. 25. Профиль метрической резьбы по ГОСТ 9150-81

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

Как видно из рис. 25, номинальный профиль метрической резьбы (показан утолщенными линиями) представляет собой равно-



сторонний треугольник с плоскими срезами, выполненными по наружному и внутреннему диаметрам соответственно на расстояниях  $H/8$  и  $H/4$  от вершин исходного треугольника. Теоретическая высота профиля  $H = 0,86602540 P$ , а рабочая высота  $H = 0,541265877 P$ .

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

Метрические резьбы с диаметрами от 0,25 до 600 мм согласно ГОСТ 8724-81 подразделяют на резьбы с крупным и мелким шагами.

У резьб с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует определенный шаг согласно зависимости  $D = d \approx \approx 6 P^{1,3}$ . 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 М20 × 2, М20 × 1,5, М20 × 0,75 и М20 × 0,5. 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, приведены в табл. П11.

#### 4.4.2. 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. При этом наибольшее применение в машиностроении получили посадки с зазором, для которых ГОСТ 16093-81 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. 26 и 27, из которых видно, что отклонения диаметров резьбы отсчитываются от номинального профиля, показанного утолщенными линиями, в направлении, перпендикулярном к оси резьбы.

Расположение полей допусков относительно номинального профиля резьбы определяется величиной основных отклонений:

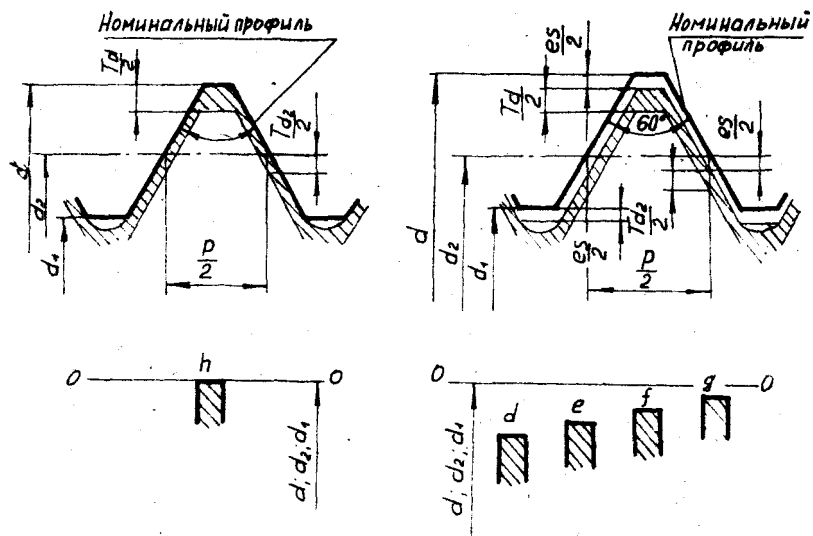


Рис. 26. Положения полей допусков внутренней резьбы

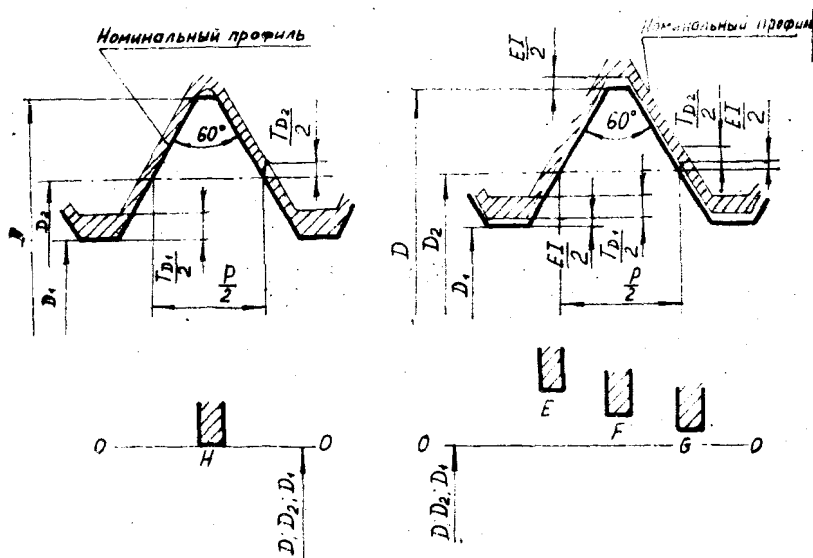


Рис. 27. Положения полей допусков наружной резьбы

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  $d_1$ ) зависят от величин допусков  $T_{D_2}$ ,  $T_{D_1}$ ,  $T_{d_2}$  и  $T_d$  (рис. 26 и 27), определяемых в соответствии с принятой степенью точности. Установленные стандартом степени точности резьбы приведены в табл. 9.

Таблица 9

Степени 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 длины свинчивания резьбы и требований, предъявляемых к точности резьбового соединения. Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяют на три группы: короткие  $S$ , нормальные  $N$  и длинные  $L$ . К нормальным относятся длины свинчивания св. 2,24  $P$  до 6,7  $P$ .

Верхнее отклонение наружного диаметра гайки и нижнее отклонение внутреннего диаметра болта, как видно из схем, приведенных на рис. 26 и 27, не устанавливаются.

Поля допусков резьбы, предусмотренные ГОСТ 16093-81, образуются путем сочетания основных отклонений и степеней точности и 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 нарезании резьб на горячекатаных

Таблица 10

## Поля допусков метрической резьбы

Классы точности	Поля допусков при длине свинчивания		
	S	N	L
	Наружная резьба		
Точный	(3h 4h)	(4h 4g)	(5h 4h)
Средний	(5h 6h), 5g 6g	6h, $\overline{6g}$ , 6f, 6e, 6d	—
Грубый	—	(8h), 8g	—
	Внутренняя резьба		
Точный	4H	4H, 5H, 5H	6H
Средний	5H, (5G)	$\overline{6H}$ , 6G	7H, (7G)
Грубый	—	7H, 7G	8H, (8G)

заготовках, в длинных глухих отверстиях и т. п. При одинаковых требованиях к точности резьбы в случае, когда длина свинчивания относится к группе L или S, степень точности выбирается соответственно на одну степень грубее или на одну степень точнее, чем для нормальных длин свинчивания.

Предельные отклонения диаметров резьбы для некоторых рекомендуемых полей допусков гаек и болтов приведены в табл. П12.

Как видно из таблицы, 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.

Допуск среднего диаметра резьбы для посадок с зазором является суммарным: он учитывает не только допустимую погрешность собственно среднего диаметра, но также диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля:  $T_{D_2}(d_2) = \Delta D_2(d_2) + f_p + f_a$ .

Дифференцированные допуски на шаг резьбы и угол профиля в этом случае не нормируются.

Посадки резьбовых соединений с зазором могут быть получены в принципе любым сочетанием полей допусков резьбы гайки и болта из числа 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).

На чертежах посадки обозначают дробью, в числителе ко-

## Поля допусков метрической резьбы

Классы точности	Поля допусков при длине свинчивания		
	S	N	L
	Наружная резьба		
Точный	(3h 4h)	(4h 4g)	(5h 4h)
Средний	(5h 6h), 5g 6g	6h, 6g, 6f, 6e, 6d	—
Грубый	—	(8h), 8g	—
	Внутренняя резьба		
Точный	4H	4H, 5H, 5H	6H
Средний	5H, 5G	6H, 6G	7H, 7G
Грубый	—	7H, 7G	8H, 8G

заготовках, в длинных глухих отверстиях и т. п. При одинаковых требованиях к точности резьбы в случае, когда длина свинчивания относится к группе L или S, степень точности выбирается соответственно на одну степень грубее или на одну степень точнее, чем для нормальных длин свинчивания.

Предельные отклонения диаметров резьбы для некоторых рекомендуемых полей допусков гаек и болтов приведены в табл. П12.

Как видно из таблицы, 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.

Допуск среднего диаметра резьбы для посадок с зазором является суммарным: он учитывает не только допустимую погрешность собственно среднего диаметра, но также диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля:  $T_{D_2}(d_2) = \Delta D_2(d_2) + f_p + f_a$ .

Дифференцированные допуски на шаг резьбы и угол профиля в этом случае не нормируются.

Посадки резьбовых соединений с зазором могут быть получены в принципе любым сочетанием полей допусков резьбы гайки и болта из числа 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).

На чертежах посадки обозначают дробью, в числителе ко-

торой указывают поле допуска гайки, а в знаменателе — поле допуска болта, например,  $M12-5H56H/7g\ 6g$ .

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,  $M12-6H/6g$ .

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

Длину свинчивания указывают 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,  $M12-7g6g-30$ .

В конструкциях авиационных двигателей и летательных аппаратов широкое применение находят посадки резьбовых соединений с натягом по среднему диаметру. Например, посадки резьбовых шпилек в корпусные детали двигателя, сопряжения резьбовых шпилек с фланцем вала турбины и др. Во всех этих случаях шпилька должна быть ввинчена настолько туго, чтобы исключить ее проворачивание в процессе сборки или разборки двигателя, а также самоотвинчивание шпилек под действием вибраций, переменных нагрузок и изменений рабочей температуры.

Посадки с натягом регламентированы ГОСТ 4608-81, который распространяется на метрические резьбы с профилем по ГОСТ 9150-81 диаметром 5—45 мм и шагом от 0,8 до 3 мм.

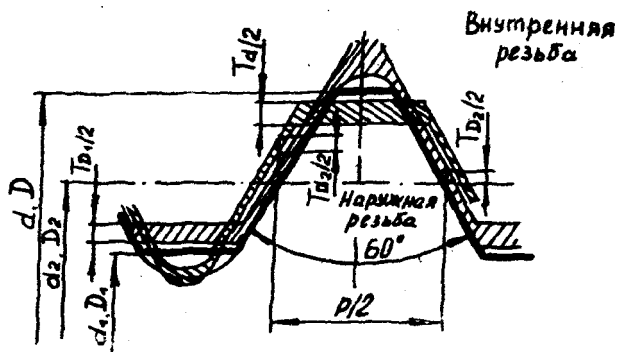


Рис. 28. Расположение полей допусков шпильки и резьбового гнезда

Расположение полей допусков наружной и внутренней резьбы (шпильки и резьбового гнезда) показано на рис. 28. Рекомендуемые поля допусков и посадки приведены в табл. 11, а предельные отклонения для некоторых из резьб в табл. 11.

Таблица 11

Поля допусков и посадки для резьб с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Поля допусков резьбы			Посадки при R, мм		Условия сборки
	наружной	внутренней при R, мм		до 1,25	свыше 1,25	
		до 1,25	св. 1,25			
Чугун и алюминиевые сплавы	2r	2H5D	2H5C	$\frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5C}{2r}$	Сборка без сортировки
Чугун, алюминий и магнелиевые сплавы	3p (2)	2H5D (2)	2H5C (2)	$\frac{2H5D (2)}{3p (2)}$	$\frac{2H5C (2)}{3p (2)}$	Сортировка на две группы
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	3p (3)	2H4D (3)	2H4C (3)	$\frac{2H4D (3)}{3p (3)}$	$\frac{2H4C (3)}{3p (3)}$	Сортировка на три группы

Примечание. В скобках указано число групп сортировки.

Как видно из приведенных данных, посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

Для посадок с натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру резьбы шпильки и гнезда. При больших допусках увеличивается допуск натяга и может оказаться, что наименьший натяг не будет гарантировать неподвижность соединения шпильки с корпусом, а при наибольшем натяге возможно разрушение шпильки или резьбового гнезда.

В связи с этим для резьб с натягом допуск на средний диаметр резьбы установлен: для гнезд по степени точности 2 (поле допуска — 2H), для шпилек по степеням точности 3 и 2 (поле допусков — 3p, 3p и 2r). Допуск по степени точности 2 по отношению к допуску по степени точности 6, являющейся предпочтительной для посадки с зазором, составляет 40% для шпилек и 53% для гнезд. Следовательно, допуск на резьбу гнезда назначают больше допуска шпильки. Благодаря этому учитываются

большие технологические трудности, возникающие при изготовлении внутренних резьб.

Для обеспечения более однородного натяга и повышения прочности резьбовых соединений используют метод селективной сборки, предусматривающий сортировку деталей на группы.

Как видно из схемы полей допусков, представленной на рис. 29, сочетание полей допусков на средние диаметры резьбового гнезда и шпильки  $2H-3$ , характерное для переходных посадок, за счет сортировки деталей на три группы дает возможность получить посадку с натягом при высокой степени его однородности. Для устранения заклинивания при свинчивании тугих резьб по наружному и внутреннему диаметрам

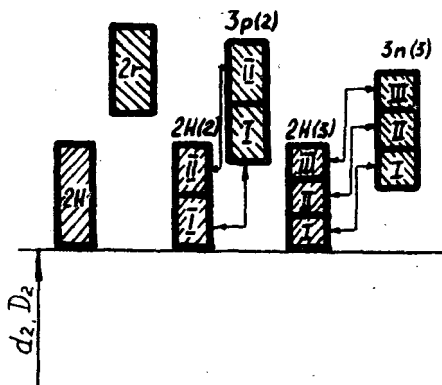


Рис. 29. Сортировка шпилек и резьбовых гнезд на группы при селективной сборке

предусматривают гарантированные зазоры. Для этого наружный диаметр шпилек выполняется с полями допусков  $6e$  или  $6c$ , а внутренний диаметр резьбового гнезда — с полями допусков:  $4D$ ,  $4C$ ,  $5D$ , и  $5C$ . Допуски наружного диаметра гнезда и внутреннего диаметра шпильки не нормируются.

В отличие от посадок с зазором, для резьб с натягом установлены дифференцированные предельные отклонения на половину угла профиля и шаг резьбы. На чертежах посадки резьбовых соединений с натягом обозначаются следующим образом:  $M12-2H4C(3)/3n(3)$ . В числителе дроби указываются поля допусков по среднему и внутреннему диаметрам резьбового гнезда, в знаменателе — поле допуска на средний диаметр шпильки. Поля допусков наружного диаметра шпильки  $6e$  или  $6c$  в обозначении не указывают. В скобках указано число групп сортировки.

#### 4.4.3. Выбор и анализ посадок резьбовых соединений

При выборе посадок резьбовых соединений необходимо исходить из их функционального назначения и руководствоваться данными табл. 10 и 11, в которых приведены рекомендуемые поля допусков и посадки для резьб с зазором и натягом. При этом



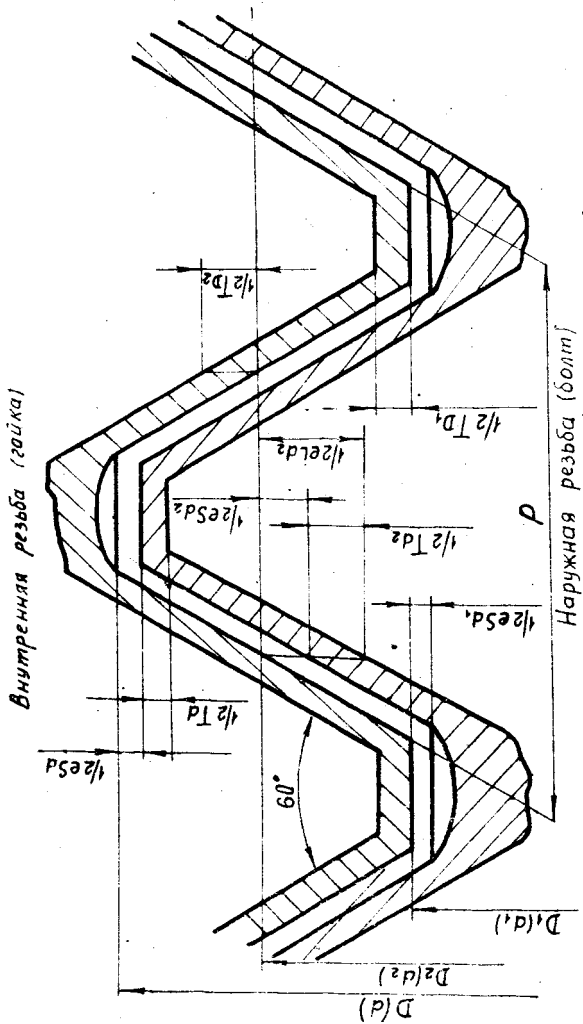


Рис. 30. Схема полей допусков для резьбового соединения М14 × 1,5 — 6Н/6g

для резьбы с зазором общего применения целесообразно, как правило, выбирать средний класс точности и нормальную длину свинчивания.

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. 26, 27. Номинальные размеры резьбы (табл. П 11) и предельные отклонения (табл. П 12) заносят в сводную таблицу. В ней же указываются предельные размеры диаметров наружной и внутренней резьбы, предельные зазоры (натяги) по среднему диаметру и предельные зазоры по наружному и внутреннему диаметру резьбы.

В качестве примера на рис. 30 дана схема полей допусков, а в табл. 12 приведены все данные для резьбового соединения М14 × 1,5 — 6Н/6g.

Таблица 12  
Сводная таблица параметров резьбового соединения

Номинальные диаметры резьбового соединения М14 × 1,5 — 6Н/6g					
$D = d = 14,000$		$D_2 = d_2 = 13,026$		$D_1 = d_1 = 12,376$	
Внутренняя резьба (гайка) — М14 × 1,5 — 6Н					
$es_d$ , МКМ	$ei_d$ , МКМ	$es_{d_2}$ , МКМ	$ei_{d_2}$ , МКМ	$es_{d_1}$ , МКМ	$ei_{d_1}$ , МКМ
0	не огранич.	0	+ 190	0	+ 300
$D_{\min}$ , ММ	$D_{\max}$ , ММ	$D_{2\min}$ , ММ	$D_{2\max}$ , ММ	$D_{1\min}$ , ММ	$D_{1\max}$ , ММ
14,000	не огранич.	13,026	13,216	12,376	12,676
Наружная резьба (болт) — М14 × 1,5 — 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.
$d_{\max}$ , ММ	$d_{\min}$ , ММ	$d_{2\max}$ , ММ	$d_{2\min}$ , ММ	$d_{1\max}$ , ММ	$d_{1\min}$ , ММ
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.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Якушев А. И., Воронцов Л. Н., Федотов Н. М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.
2. Зябрева Н. Н., Перельман Е. И., Шегал 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, 1982.

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	
			4,2					67	
			4,5					71	
		5,0	5,0					4,8	75
								5,0	80
								5,3	85
5,6	5,6	5,6	90						
		6,0	95						
6,3	6,3	6,3	6,3		100	100	100	100	
			6,7					105	
			7,1					110	
		8,0	8,0					7,1	120
								8,0	125
								8,5	130
9,0	9,0	9,0	140						
		9,5	150						
10	10	10	10		160	160	160	160	
			10,5					170	
			11					180	
		12	12					11,5	190
								12	200
								13	210
14	14	14	220						
		15	240						
16	16	16	16		250	250	250	250	
			17					260	
			18					280	
		20	20					19	300
								20	320
								21	340
22	22	22	360						
		24	380						
25	25	25	25		400	400	400	400	
			26					420	
			28					450	
		32	32					30	480
								32	500
								34	530
36	36	36	560						
		38	600						
40	40	40	40		630	630	630	630	
			42					670	
			45					710	
		50	50					48	750
								50	800
								53	850
56	56	56	900						
		60	950						

ЕСДП. Значения допусков, мкм

Таблица П 4

Интервалы размеров, мм	К в а л и т е т ы																
	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			
Св. 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	1500	2500	4000	6300			

Таблица П5

Рекомендуемые посадки в системе отверстий

Основное отверстие	Основные攻ねこみ																			
	а	в	с	д	е	ф	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	x	y	z
H7			h7/c7	H7/d7	H7/e7	H7/f7	H7/g7	H7/h7	H7/js7	H7/k7	H7/m7	H7/n7	H7/p7	H7/r7	H7/s7	H7/t7	H7/u7			
H8			H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f8	H8/g8	H8/h8	H8/js8	H8/k8	H8/m8	H8/n8	H8/p8		H8/s8		H8/u8	H8/x8		
H9				H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9												
H10				H10/d10				H10/h10												
H11	H11/d11																			
	H11/s11																			
H12	H12/d12																			
	H12/s12																			

Примечание:  - предпочтительные посадки

Таблица П6.

Рекомендуемые посадки в системе вала

Основ- ной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U
h4							$\frac{G5}{A4}$	$\frac{H5}{A4}$	$\frac{JS5}{A4}$	$\frac{K5}{A4}$	$\frac{M5}{A4}$						
h5						$\frac{F7}{A5}$	$\frac{G6}{A5}$	$\frac{H6}{A5}$	$\frac{JS6}{A5}$	$\frac{K6}{A5}$	$\frac{M6}{A5}$	$\frac{N6}{A5}$	$\frac{D6}{A5}$				
h6				$\frac{D8}{A6}$	$\frac{E8}{A6}$	$\frac{F8}{A6}$	$\frac{G7}{A6}$	$\frac{H7}{A6}$	$\frac{JS7}{A6}$	$\frac{K8}{A6}$	$\frac{M7}{A6}$	$\frac{N7}{A6}$	$\frac{D7}{A6}$	$\frac{R7}{A6}$	$\frac{S7}{A6}$	$\frac{T7}{A6}$	
h7			$\frac{D8}{A7}$	$\frac{E8}{A7}$	$\frac{F8}{A7}$	$\frac{G8}{A7}$		$\frac{H8}{A7}$	$\frac{JS8}{A7}$	$\frac{K8}{A7}$	$\frac{M8}{A7}$	$\frac{N8}{A7}$					$\frac{U8}{A7}$
h8			$\frac{D8}{A8}$ $\frac{D8}{A8}$ $\frac{D8}{A8}$	$\frac{E8}{A8}$ $\frac{E8}{A8}$ $\frac{E8}{A8}$	$\frac{F8}{A8}$	$\frac{G8}{A8}$		$\frac{H8}{A8}$									
h9			$\frac{D8}{A9}$ $\frac{D8}{A9}$ $\frac{D8}{A9}$	$\frac{E9}{A9}$ $\frac{E9}{A9}$ $\frac{E9}{A9}$	$\frac{F9}{A9}$	$\frac{G9}{A9}$		$\frac{H9}{A9}$									
h10			$\frac{D10}{A10}$ $\frac{D10}{A10}$					$\frac{H10}{A10}$									
h11	$\frac{H11}{A11}$ $\frac{H11}{A11}$	$\frac{B11}{A11}$ $\frac{B11}{A11}$	$\frac{C11}{A11}$ $\frac{C11}{A11}$					$\frac{H11}{A11}$ $\frac{H11}{A11}$									
h12		$\frac{B12}{A12}$ $\frac{B12}{A12}$						$\frac{H12}{A12}$ $\frac{H12}{A12}$									

ПРИМЕЧАНИЕ:  - предпочтительные посадки

Таблица П7

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

$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$
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	5,00	0,499997
0,90	0,3159		



Таблица П8

## Механические показатели материалов сопрягаемых деталей

Марка материала	$\sigma_T$ , МПа (Н/мм <sup>2</sup> )	$E$ , МПа (Н/мм <sup>2</sup> )	$\mu$
Ст. 30 (Н)	280	2,1 · 10 <sup>5</sup>	0,3
Ст. 40 (Н)	320		
Ст. 45 (Н)	340		
Ст. 45 (З.О)	650	2,1 · 10 <sup>5</sup>	0,3
Ст. 40Х, 40ХН (З.О)	750		
Ст. 12ХНЗА, 18ХГТ, 20ХНМ (З.О)	800		
Чугун 28-48	274	1,0 · 10 <sup>5</sup>	0,25
Бронза оловянная	140—200 90	1,0 · 10 <sup>5</sup>	0,33
Бр. ОФ 10-1			
Бр. ОЦС 6-6-3			
Бронза безоловянная	200 392	1,1 · 10 <sup>5</sup>	0,35
Бр. АЖ 9-4			
Бр. АЖН 11-6-6			

Примечание. Н — нормализация; З — закалка; О — отпуск.

Таблица П9

Предельные значения натягов  $N_{\max}$   
 $N_{\min}$

Номи- нальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия										
	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{f6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	—	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
	Посадки в системе вала										
	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	—	$\frac{T7}{h6}$	—	—	$\frac{U8}{h7}$	—	—	—
Св. 50	51	60	72	83	85	117	83	133	133	168	218
до 65	2	11	23	23	36	57	7	57	41	76	126
Св. 65	51	62	78	89	94	132	89	148	148	192	256
до 80	2	13	29	29	45	72	13	72	56	100	164
Св. 80	59	73	93	106	113	159	106	178	178	232	312
до 100	2	16	36	36	56	89	17	89	70	124	204
Св. 100	59	76	101	114	126	179	114	198	198	204	364
до 120	2	19	44	44	69	109	25	109	90	156	256
Св. 120	68	88	117	132	147	210	132	233	233	311	428
до 140	3	23	52	52	82	130	29	130	107	185	302
Св. 140	68	90	125	140	159	230	140	253	253	343	478
до 160	3	25	60	60	94	150	37	150	127	217	352
Св. 160	68	93	133	148	171	250	148	273	273	373	528
до 180	3	28	68	68	106	170	45	170	147	247	402
Св. 180	79	106	151	168	195	282	168	308	308	422	592
до 200	4	31	76	76	120	190	50	190	164	278	448
Св. 200	79	109	159	176	209	304	176	330	330	457	647
до 225	4	34	84	84	134	212	58	212	186	313	503
Св. 225	79	113	169	186	225	330	186	356	356	497	712
до 250	4	38	94	94	150	238	68	238	68	353	568
Св. 250	88	126	190	210	250	367	210	396	396	556	791
до 280	4	42	106	106	166	263	77	263	234	394	629
Св. 280	88	130	202	222	272	402	222	431	431	606	871
до 315	4	46	118	118	118	298	89	298	269	444	709

Таблица П10

Предельные отклонения размеров внутренних и наружных колец подшипников качения, мкм (по ГОСТ 520—71)

Интервалы номинальных диаметров, мм	$d_m$				$D_m$			
	Классы точности				Классы точности			
	0		6		0		6	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
От 10 до 18	0	-8	0	-7	-	-	-	-
Свыше 18 до 30	0	-10	0	-8	0	-9	0	-8
Св. 30 до 50	0	-12	0	-10	0	-11	0	-9
Св. 50 до 80	0	-15	0	-12	0	-13	0	-11
Св. 80 до 120	0	-20	0	-15	0	-15	0	-13
Св. 120 до 150	0	-25	0	-18	0	-18	0	-15
Св. 150 до 180								
Св. 180 до 250	0	-30	0	-22	0	-30	0	-20
Св. 250 до 315	0	-35	0	-25	0	-35	0	-25



Предельные отклонения диаметров резьбы.

Шаг <i>P</i> , мм	Номинальный диаметр <i>D</i> , мм	Поля допусков внутр. резьбы (гаек)					
		6H			7H		
		<i>EJ</i>	<i>ES</i>		<i>EJ</i>	<i>ES</i>	
		$D_1, D_2$ <i>D</i>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>1</sub>	$D_1, D_2$ <i>D</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>1</sub>
0,7	Св. 2,8 до 5,6	0	+118	+180	0	+150	+224
0,75	Св. 2,8 до 5,6	0	+118	+190	0	+150	+236
	Св. 5,6 до 11,2	0	+132	+190	0	+170	+236
0,8	Св. 2,8 до 5,6	0	+125	+200	0	+160	+250
1,0	Св. 5,6 до 11,2	0	+150		0	+190	
	Св. 11,2 до 22,4	0	+160	+236	0	+200	+300
	Св. 22,4 до 45,0	0	+170		0	+212	
1,25	Св. 5,6 до 11,2	0	+160	+265	0	+200	+335
	Св. 11,2 до 22,4	0	+180		0	+224	
1,5	Св. 5,6 до 11,2	0	+180		0	+224	
	Св. 11,2 до 22,4	0	+190	+300	0	+236	+375
	Св. 22,4 до 45,0	0	+200		0	+250	
1,75	Св. 11,2 до 22,4	0	+200	+335	0	+250	+425
2,0	Св. 11,2 до 22,4	0	+212	+375	0	+265	+475
	Св. 22,4 до 45,0	0	+224		0	+280	
2,5	Св. 11,2 до 22,4	0	+224	+450	0	+280	+560
3,0	Св. 22,4 до 45,0	0	+265	+500	0	+335	+630

Поля допусков наружн. резьбы (болтов)								
6h			6g			6f		
es	ei		es	ei		es	ei	
$d, d_2$ $d_1$	d	$d_2$	$d, d_2$ $d_1$	d	$d_2$	$d, d_2$ $d_1$	d	$d_2$
0	-140	-90	-22	-162	-112	-38	-178	-128
0	-140	-90	-22	-162	-112	-38	-178	-128
0	-140	-100	-22	-162	-122	-38	-178	-128
0	-150	-95	-24	-174	-119	-28	-188	-133
0		-112		-206	-138			-152
0	-180	-118	-26		-144	-40	-220	-158
0		-125			-151			-165
0	-212	-118	-28	-240	-146	-42	-254	-160
0		-132			-160			-174
0		-132			-164			-177
0	-236	-140	-32	-268	-172	-45	-281	-185
0		-150			-182	-45		-195
0	-265	-150	-34	-299	-184	-48	-313	-198
0	-280	-160	-38	-318	-198	-52	-332	-212
0		-170			-208			-222
0	-335	-170	-42	-377	-212	-58	-393	-228
0	-375	-200	-48	-423	-248	-63	-438	-263

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные понятия и определения допусков и посадок	3
2. Единая система допусков и посадок	7
2.1. Система отверстия и система вала	7
2.2. Единица допуска	8
2.3. Качества	9
2.4. Интервалы номинальных размеров	9
2.5. Поля допусков отверстий и валов	10
2.6. Посадки	11
2.7. Обозначение допусков и посадок на чертежах	12
2.8. Системы допусков и посадок, используемые в авиационной промышленности	12
3. Выбор посадок	13
3.1. Расчет и выбор посадок с зазором	13
3.2. Анализ и выбор переходных посадок	20
3.3. Расчет и выбор посадок с натягом	27
4. Допуски и посадки типовых соединений деталей машин	34
4.1. Допуски и посадки подшипников качения	34
4.2. Допуски и посадки шпоночных соединений	40
4.3. Допуски и посадки шлицевых соединений	43
4.4. Основные положения стандартов на метрические резьбы, их допуски и посадки	54
Библиографический список	64
Приложение	65

Лепилин Василий Иванович  
Попов Иван Григорьевич  
Бурмистров Евгений Васильевич

## ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

Редактор Т. К. Кретьнина  
Техн. редактор Н. М. Каленюк  
Корректор Н. С. Куприянова

Свод. тем. пл. № 28

Сдано в набор 3.04.91 г. Подписано в печать 23.08.91 г.  
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.  
Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Усл. печ. л. 4,65+0,47 вкл. Усл. кр.-отт. 5,36.  
Уч.-изд. л. 5,12+0,32 вкл.  
Тираж 1500 экз. Заказ 395. Цена 80 к.

Самарский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт им. акад. С. П. Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

---

Типография ЭОЗ Самарского авиационного института,  
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18



Интервалы размеров, мм	Нижнее отклонение E												От P до ZC								P		
	A*	B*	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	JS**	J			K		M		N		От P до ZC	
	Все качества												6	7	8	До 8	Св. 8	До 8	Св. 8	До 8		Св. 8	До 7
До 3	+ 270	+140	+ 60	+34	+ 20	+ 14	+10	+ 6	+ 4	+ 2	0	+ 2	+ 4	+ 6	0	0	- 2	- 2	- 4	- 4	Отклонение, как для качества св. 7, увеличенное на	- 6	
Свыше 3 до 6	+ 270	+140	+ 70	+46	+ 30	+ 20	+14	+10	+ 6	+ 4	0	+ 5	+ 6	+10	±1	—	± 4	- 4	± 8	0		-12	
Св. 6 до 10	+ 280	+150	+ 80	+56	+ 40	+ 25	+18	+13	+ 8	+ 5	0	+ 5	+ 8	+12	±1	—	± 6	- 6	±10	0		-15	
Св. 10 до 14																							
Св. 14 до 18	+ 290	+150	+ 95	—	+ 50	+ 32	—	+16	—	+ 6	0	+ 6	+10	+15	±1	—	± 7	- 7	±12	0		-18	
Св. 18 до 24																							
Св. 24 до 30	+ 300	+160	+110	—	+ 65	+ 40	—	+20	—	+ 7	0	+ 8	+12	+20	±2	—	± 8	- 8	±15	0		-22	
Св. 30 до 40	+ 310	+170	+120	—	+ 80	+ 50	—	+25	—	+ 9	0	+10	+14	+24	±2	—	± 9	- 9	±17	0		-26	
Св. 40 до 50	+ 320	+180	+130	—	+ 80	+ 50	—	+25	—	+ 9	0	+10	+14	+24	±2	—	± 9	- 9	±17	0		-26	
Св. 50 до 65	+ 340	+190	+140	—	+100	+ 60	—	+30	—	+10	0	+13	+18	+28	±2	—	±11	-11	±20	0		-32	
Св. 65 до 80	+ 360	+200	+150	—	+100	+ 60	—	+30	—	+10	0	+13	+18	+28	±2	—	±11	-11	±20	0		-32	
Св. 80 до 100	+ 380	+220	+170	—	+120	+ 72	—	+36	—	+12	0	+16	+22	+34	±3	—	±13	-13	±23	0		-37	
Св. 100 до 120	+ 410	+240	+180	—	+120	+ 72	—	+36	—	+12	0	+16	+22	+34	±3	—	±13	-13	±23	0		-37	
Св. 120 до 140	+ 460	+260	+200	—	+145	+ 85	—	+43	—	+14	0	+18	+26	+41	±3	—	±15	-15	±27	0		-43	
Св. 140 до 160	+ 520	+280	+210	—	+145	+ 85	—	+43	—	+14	0	+18	+26	+41	±3	—	±15	-15	±27	0		-43	
Св. 160 до 180	+ 580	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	±4	—	±17	-17	±31	0		-50	
Св. 180 до 200	+ 660	+340	+240	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0	+22	+30	+47	±4	—	±17	-17	±31	0		-50	
Св. 200 до 225	+ 740	+380	+260	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0	+25	+36	+55	±4	—	±20***	-20	±34	0		-56	
Св. 225 до 250	+ 820	+420	+280	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0	+29	+39	+60	±4	—	±21	-21	±37	0		-62	
Св. 250 до 280	+ 920	+480	+300	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0	+29	+39	+60	±4	—	±21	-21	±37	0		-62	
Св. 280 до 315	+1050	+540	+330	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0	-68		
Св. 315 до 355	+1200	+600	+360	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0	-68		
Св. 355 до 400	+1350	+680	+400	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0	-68		
Св. 400 до 450	+1500	+760	+440	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0	-68		
Св. 450 до 500	+1650	+840	+480	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	±5	—	±23	-23	±40	0	-68		

\* Отклонения A и B во всех качествах и N в качествах более 8 не предусмотрены для размеров до 1 мм.

\*\* Симметричные отклонения ±IT/2 для качества от 7 до 11 могут округляться, если значение IT нечетное.

Замена производится ближайшим меньшим числом.

\*\*\* Частный случай для M6, ES = -9 (а не -11) для размеров от 250 до 315 мм.

\*\*\*\* 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 ES = -14.

их отклонений отверстий, мкм

Верхнее отклонение E														Δ****, мкм								
в. 8	N		От P до ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	3	4	5	6	7	8	
	До 8	Св. 8	До 7	Свыше 7																		
± 4	4	4		-6	-10	-14		-18		-20		-26	-32	-40	-60							= 0
± 8	0	0		-12	-15	-19		-23		-28		-35	-42	-50	-80	1	1,5	1	3	4	6	
± 10	0	0		-15	-19	-23		-28		-34		-42	-52	-67	-97	1	1,5	2	3	6	7	
± 12	0	0		-18	-23	-28		-33		-40		-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9	
± 15	0	0		-22	-28	-35		-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2	3	4	8	12	
					-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218									
± 17	0	0		-26	-34	-43		-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	1,5	3	4	5	9	14	
					-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325									
± 20	0	0		-32	-41	-53		-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	2	3	5	6	11	16	
					-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480							
± 23	0	0		-37	-51	-71		-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	2	4	5	7	13	19	
					-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690							
± 27	0	0		-43	-63	-92		-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	3	4	6	7	15	23	
					-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900							
± 31	0	0		-48	-68	-108		-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-700	3	4	6	9	17	26	
					-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150							
± 34	0	0		-50	-80	-130		-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	3	4	6	9	17	26	
					-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350							
± 37	0	0		-56	-94	-158		-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	4	4	7	9	20	29	
					-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700							
± 40	0	0		-62	-108	-190		-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	4	5	7	11	21	32	
					-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100							
± 40	0	0		-68	-126	-232		-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	5	5	7	13	23	34	
					-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600							

Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на

Интервалы размеров, мм	Верхнее отклонение																					
	a*	b*	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js**	j	κ	m	n	p	r				
	Все качества												5 и 6	7	8	От 4 до 7	До 3 св 7					
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0		2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+1	
Свыше 3 до 6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+1	
Св. 6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+1	
Св. 10 до 14																						
Св. 14 до 18	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0		-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+1	
Св. 18 до 24																						
Св. 24 до 30	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0		-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+	
Св. 30 до 40	-310	-170	-120	-	-	-80	-50	-	-25	-	0		-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+	
Св. 40 до 50	-320	-180	-130	-	-	-80	-50	-	-25	-	0											
Св. 50 до 65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0		-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+4	
Св. 65 до 80	-360	-200	-150	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	37	+5	
Св. 80 до 100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0											
Св. 100 до 120	-410	-240	-180	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	37	+	
Св. 120 до 140	-460	-260	-200	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0											
Св. 140 до 160	-520	-280	-210	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0		-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+	
Св. 160 до 180	-580	-310	-230	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0											
Св. 180 до 200	-660	-340	-240	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0											
Св. 200 до 225	-740	-380	-260	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+	
Св. 225 до 250	-820	-420	-280	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0											
Св. 250 до 280	-920	-480	-300	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0		-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+	
Св. 280 до 315	-1050	-510	-330	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0											
Св. 315 до 355	-1200	-600	-360	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0		-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+1	
Св. 355 до 400	-1350	-680	-400	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0											
Св. 400 до 450	-1500	-760	-440	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0		-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+68	+1	
Св. 450 до 500	-1650	-840	-480	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0											

Предельные отклонения ± IT/2

\* Отклонения a и b не предусмотрены для размеров до 1 мм.

\*\* Симметричные отклонения ± IT/2 для js классов от 7 до 11 могут округляться, если значение IT нечетное.

Замена производится ближайшим меньшим четным числом.

ЕСДП. Значения основных отклонений валов, мкм

h	js**	Нижнее отклонение																			
		j			к		m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	z <sub>a</sub>	z <sub>b</sub>	z <sub>c</sub>	
		5 и 6	7	8	От 4 до 7	До 3 св 7	Все качества														
2	0	2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60	
4	0	-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80	
5	0	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97	
3	0	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130	
																					+39
7	0	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188	
																					+41
9	0	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
10	0	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+43	+53	+	+66	+87	+102	+122	+114	+172	+226	+300	+405
20	0	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	37	+51	+71	+	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
30	0	-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65	+100	+	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
40	0	-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+80	+130	+	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
50	0	-16	-26	-	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
60	0	-18	-28	-	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
70	0	-20	-32	-	+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400

Предельные отклонения ± JT/2

значение JT нечетное.