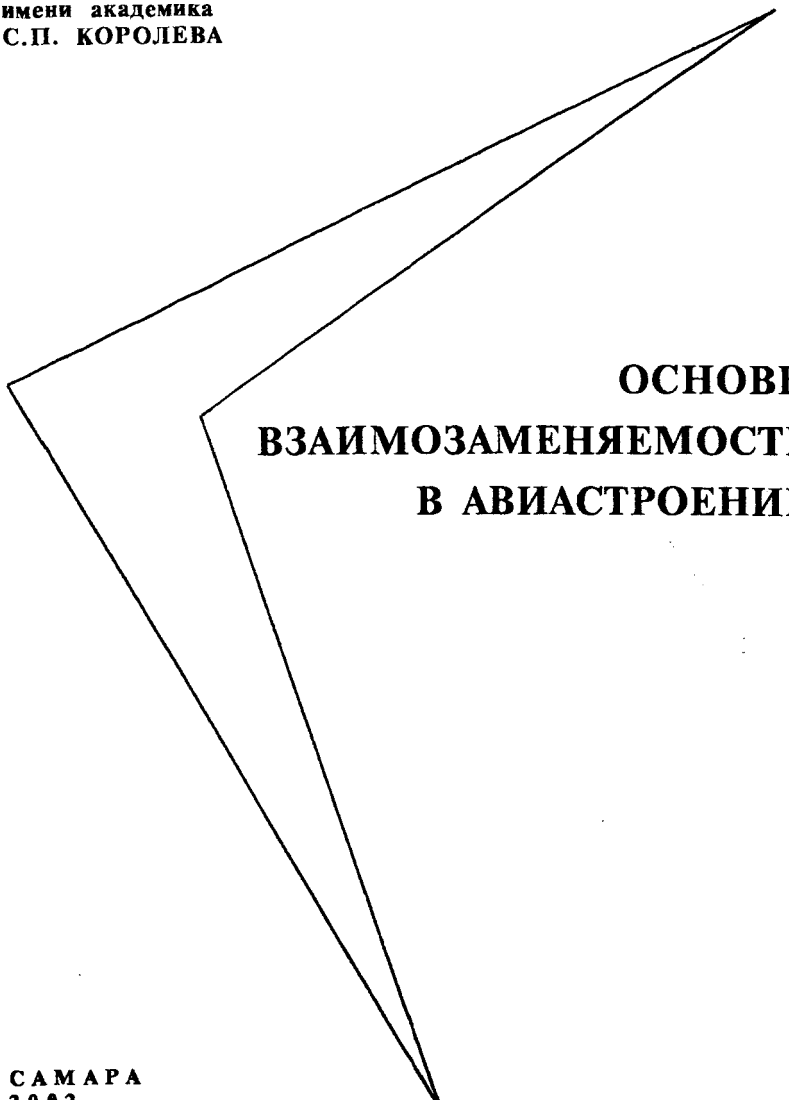
0-753

САМАРСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ
имени академика
С.П. КОРОЛЕВА



ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

САМАРА
2002

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

Учебное пособие

Самарский Государственный
аэрокосмический университет
БИБЛИОТЕКА
Учебный фонд

САМАРА 2002

УДК 621.753

Бурмистров Е.В., Лепилин В.И., Первышин А.Н., Попов И.Г., Скуратов Д.Л., Трусов В.Н. **Основы взаимозаменяемости в авиастроении**: Учеб. пособие / Самар. гос. аэрокосм. ун-т. Самара, 2002. 104 с.

ISBN 5-7883-0190-4

Изложены основные положения взаимозаменяемости, единой системы допусков и посадок для типовых сопряжений деталей машин, контроля деталей с помощью предельных калибров. Приведены примеры назначения посадок. Даны необходимые справочные материалы.

Пособие может быть полезно при изучении курса «Основы взаимозаменяемости и метрологии» студентами авиатехнических специальностей, а также при выполнении курсовых и дипломных проектов по другим дисциплинам. Выполнено на кафедре механической обработки материалов.

Табл. 15. Ил. 38. Библиогр : 4 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета им.академика С.П.Королева.

Рецензенты: А.В.Тарасов, В.Г.Уланов.

ISBN 5-7883-0190-4

© Бурмистров Е.В., Лепилин В.И., Первышин А.Н., Попов И.Г., Скуратов Д.Л., Трусов В.Н., 2002

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2002

ВВЕДЕНИЕ

Качество продукции является самым точным и обобщающим показателем научно-технического прогресса, культуры и дисциплины труда.

Создание высококачественной и конкурентоспособной авиационной техники (самолетов, вертолетов, газотурбинных двигателей) предъявляет исключительно высокие требования к качеству конструкторской разработки, к технологии изготовления, сборки, испытаний и эксплуатации.

Использование при конструировании новых машин стандартизованных и унифицированных составных частей (деталей, агрегатов, узлов), высокое качество которых подтверждено эксплуатацией, способствует повышению надежности разрабатываемых машин, уменьшает сроки и стоимость их создания. При этом упрощаются и удешевляются ремонт и обслуживание благодаря сокращению номенклатуры и типоразмеров составных частей, преемственности в использовании приспособлений и инструмента при обслуживании и ремонте.

Принципы унификации широко применяются в авиастроении. Так, например, в пассажирском самолете Ту-334 использованы системы и агрегаты самолета Ту-204, что позволило сократить сроки его проектирования. При создании Ту-334 воплощен принцип преемственности решений, реализованных в конструкции Ту-204. Двухконтурный двигатель Д-36, применяемый на самолете Як-42, и турбовальный двигатель Д-136, устанавливаемый на вертолете Ми-26, созданы на базе одного и того же газогенератора.

В авиационной технике широкое распространение получил модульный принцип проектирования. Модуль представляет собой унифицированную составную часть конструкций, выполняющую самостоятельные функции. Модульная конструкция обеспечивает возможность эксплуатации ГТД по техническому состоянию. ГТД модульной конструкции состоит из отдельных блоков (модулей), которые при необходимости в условиях эксплуатации можно заменить. При этом обеспечиваются соосность статора, посадки и уровень балансировки в соответствии с нормами, установленными техническими требования-

ми. Модулями могут быть как отдельные узлы ГТД (вентилятор, компрессор, камера сгорания и т.д.), так и основные сборочные единицы этих узлов (ротор компрессора или турбины, статоры этих узлов и т.д.). Замена модулей должна производиться, как правило, без разборки самих модулей и не должна снижать эксплуатационные характеристики ГТД. Подшипники опор роторов двигателя при замене модулей должны сохранять свою комплектность, т.е. элементы подшипников следует включать в состав одного модуля.

Турбовентиляторный ГТД Д-436 (модификация ГТД Д-136) также имеет модульную конструкцию. На рис.1. приведена схема деления на модули ГТД, разработанного совместно английской фирмой "Роллс-Ройс" и французской "СНЕКМА". Двигатель состоит из двенадцати модулей. Разборка может производиться в любой последовательности. Для полной замены двигателя на самолете требуется около двух часов, а для замены отдельных модулей ГТД - несколько часов. Аналогичным образом обеспечивается проектирование планера самолета. Взаимозаменяемость отдельных узлов и агрегатов достигается на этапе конструирования, когда определяется схема членения самолета на узлы и агрегаты. Под агрегатами в самолетостроении понимают отдельные, законченные в конструктивном и технологическом отношении части самолета или устанавливаемые на нем готовые изделия (оборудование и т.д.). Применительно к планеру самолета к агрегатам относятся: крыло, фюзеляж, стабилизатор, руль высоты, киль и т.д. Схема такого членения представлена на рис.2. Взаимозаменяемость должна быть обеспечена в этом случае по узлам разъемов, стыкам и контурам (обводам).

В производстве самолетов и двигателей применяют две системы обеспечения взаимозаменяемости:

взаимозаменяемость при зависимом изготовлении деталей, агрегатов и элементов разъемов и стыков;

взаимозаменяемость при независимом изготовлении деталей, агрегатов и элементов разъемов и стыков, т.е. с использованием системы допусков и посадок.

Первая система обеспечения взаимозаменяемости получила большее распространение при изготовлении планера самолета, так как в его конструкции применено много маложестких деталей, которые под действием собственной массы искажают требуемую форму и расположение отдельных поверхностей.

Вторая система обеспечения взаимозаменяемости получила большее распространение в двигателестроении, поскольку в конструкции

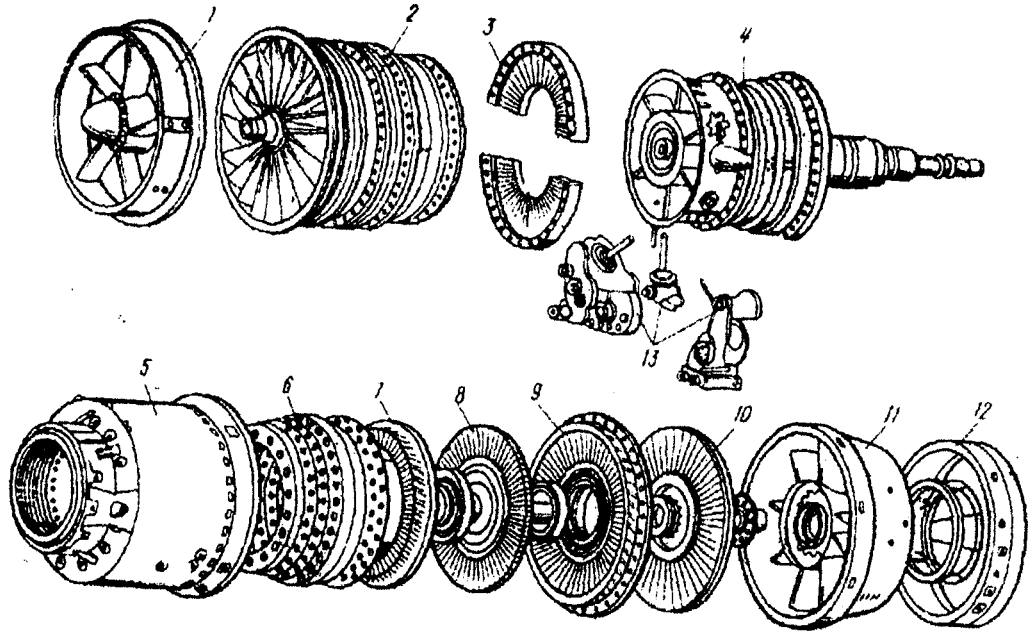


Рис.1. Модульная конструкция ГТД: 1 - входной корпус; 2 -компрессор низкого давления; 3 - выходной направляющий аппарат; 4 - промежуточный корпус и компрессор высокого давления в сборе; 5 - общий корпус камеры сгорания и газовых турбин; 6 - жаровая труба; 7, 8 - сопловой аппарат и рабочее колесо турбины высокого давления; 9, 10 - сопловой аппарат и рабочее колесо турбины низкого давления; 11 - диффузор форсажной камеры; 12 - фронтовое устройство; 13 -- агрегаты

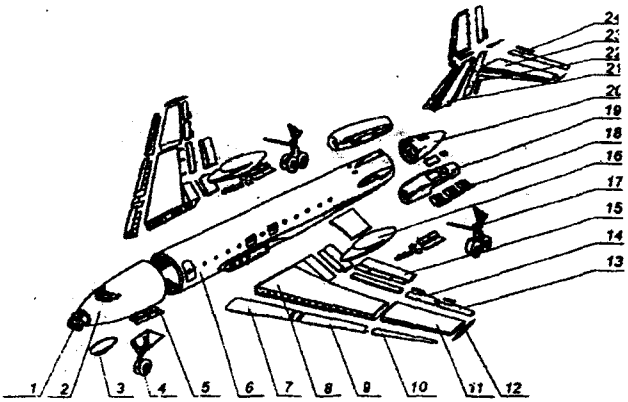


Рис.2. Схема членения самолета: 1 - фонарь штурмана; 2 - кабина экипажа; обтекатель локатора переднего обзора; 4 - носовая опора шасси; 5 - створка передней опоры шасси; 6 - средняя часть корпуса ВС; 7, 9,10 - внутренний, средний и внешний подкрылки; 8 - средняя часть крыла; 11 - отъемная часть крыла (ОЧК); 12 - обтекатель крыла; 13,14 - внешняя и внутренняя части элерона; 15 - закрылок; 16 - обтекатель гондолы основной опоры шасси; 17 - основная опора шасси; 18 - нижняя створка опоры двигателя; 19 - гондола двигателя; 20 - хвостовая часть корпуса; 21 - киль; 22 - руль направления; 23 - стабилизатор; 24 - руль высоты

двигателя большинство деталей не теряет свою форму от действия собственной массы.

Грамотное назначение, обеспечение и контроль допусков и посадок на геометрические размеры элементов конструкции авиационных ГТД имеют важное значение для их высокоэффективной и надежной работы в условиях эксплуатации.

В состав современного ГТД входит большое число узлов, агрегатов, деталей, подвергающихся значительным силовым и температурным нагрузкам. Поэтому особенно важно, чтобы в условиях эксплуатации были обеспечены установленные технической документацией допуски и посадки.

Некоторые элементы ГТД имеют регламентируемые отклонения формы и расположения поверхностей. Например, лопатки осевого компрессора и газовой турбины имеют сложный пространственный профиль, который должен быть обеспечен при изготовлении, сборке и в эксплуатации, так как от этого зависят характеристики ГТД.

Для надежной работы осевого компрессора или газовой турбины необходимо обеспечить установленные радиальные и осевые зазоры, так как от этого зависит перетекание воздуха или газа между ступенями из областей повышенного в области пониженного давления.

Изготовление деталей, узлов и блоков современных авиационных двигателей требует обеспечения: высокой точности их геометрических размеров для получения нужных посадок (зазоров, натягов); необходимой шероховатости поверхности, что заметно влияет на усталостную прочность деталей; точности формы и расположения поверхностей, существенно влияющих на функциональные характеристики как узлов, так и двигателя в целом.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ, ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ

1.1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ

На современных машиностроительных заводах серийного и массового производства детали изготовляют в одних цехах (их называют производственными), а сборку машин, приборов и других изделий производят в других, сборочных цехах. При сборке используются также нормализованные крепежные детали, детали из резины и пластмасс, подшипники качения, электротехнические и другие покупные изделия, изготовляемые на других, специализированных предприятиях.

Несмотря на это, сборка машин и их частей (узлов) производится без пригонки деталей, а собранные машины и их части удовлетворяют предъявляемым требованиям.

Такая организация производства стала возможной благодаря тому, что конструирование, производство, эксплуатация и ремонт машин, агрегатов и других изделий осуществляется на основе принципа взаимозаменяемости [1].

Взаимозаменяемость - это свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей, составных частей машин, приборов и других изделий обеспечивать возможность беспригонной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в составные части, а составных частей - в изделия при соблюдении технических требований, предъявляемых к изделиям.

Взаимозаменяемость деталей и составных частей возможна только тогда, когда их количественные и качественные характеристики находятся в заданных пределах.

Взаимозаменяемость обеспечивает высокое качество изделий, снижает их стоимость, способствует развитию измерительной техники. Взаимозаменяемость может быть полной и неполной (ограниченной).

Полная взаимозаменяемость обеспечивается при выполнении

геометрических, механических, электрических и других параметров деталей с точностью, позволяющей производить сборку (или замену при ремонте) любых сопрягаемых деталей и составных частей без дополнительной их обработки, пригонки, подбора и регулирования при обеспечении требуемого качества изделий.

При полной взаимозаменяемости упрощается сборка. Она сводится к простому соединению деталей рабочими невысокой квалификации. Сборочный процесс точно нормируется по времени, согласуется с темпом работы конвейера, создаются возможности организации производства поточным методом, появляются условия для автоматизации процесса изготовления и сборки, возможно широкое кооперирование специализированных заводов при изготовлении изделий, узлов и деталей, ремонт изделий сводится к замене износившихся деталей запасными.

Примеры полной взаимозаменяемости: взаимозаменяемость болтов, шпилек, гаек, подшипников качения.

В ряде случаев, например при производстве летательных аппаратов и их двигателей, обеспечить полную взаимозаменяемость не представляется возможным из-за технологических трудностей или экономической целесообразности. В таких случаях применяют *неполную (ограниченную) взаимозаменяемость*, при которой допускается групповой подбор, подгонка или регулировка деталей, узлов, агрегатов. Групповой подбор, например, применяется при изготовлении и сборке подшипников, когда тела качения (шарики или ролики) и кольца подшипников, изготовленные по расширенным допускам, сортируются по размерам на несколько групп для сборки по одноименным группам. При этом точность сборки повышается при увеличении количества групп сортировки деталей. Метод группового подбора деталей применяется для соединений, требующих высокую точность и состоящих из небольшого количества деталей. Недостатком метода подбора является введение дополнительной операции сортировки деталей и увеличение трудоемкости сборки, а также отсутствие полной взаимозаменяемости.

Метод регулирования предполагает сборку с регулированием положения или размеров какой-либо заранее выбранной детали изделия, называемой компенсатором.

Метод пригонки - сборка изделия с пригонкой одной из собираемых деталей.

1.2. ПОГРЕШНОСТИ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ И ИЗМЕРЕНИИ ДЕТАЛЕЙ

При изготовлении деталей любым способом нельзя обеспечить абсолютное совпадение их действительных геометрических параметров с заданными по чертежу. Отклонения от заданного размера (т.е. погрешности изготовления) появляются в результате неточностей станка и приспособлений, размерного износа режущего инструмента, тепловых и силовых деформаций технологической системы, зависят от индивидуальных особенностей оператора и других причин.

При измерении деталей имеют место погрешности измерения, под которыми понимают отклонение результата измерения от истинного значения измеряемой величины. Так как истинное значение измеряемой величины невозможно установить каким-либо способом, то за него принимают среднее арифметическое результатов ряда измерений.

Погрешности измерения имеют в основном одинаковый характер с погрешностями изготовления и подчиняются одним и тем же закономерностям. Погрешности изготовления и измерения подразделяются на систематические, случайные и промахи.

Систематическими называются погрешности, постоянные по величине и знаку или же изменяющиеся по определенному закону. В качестве примера постоянной систематической погрешности можно привести погрешность изготовления отверстий при их обработке сверлом, имеющим размер, отличающийся от требуемого, или погрешность измерения размера детали неточно настроенным микрометром. Примером переменной систематической погрешности может служить погрешность размеров детали из-за размерного износа резца или шлифовального круга. В процессе обработки износ режущего инструмента приводит к увеличению расстояния от оси вращения детали до вершины резца или режущей поверхности круга, следовательно, размер каждой следующей обработанной детали будет увеличиваться по закону размерного износа режущего инструмента.

Систематические погрешности повторяются при повторении опытов. Их можно заранее рассчитать и учесть, а иногда и исключить из результатов измерения.

Случайными называются погрешности, непостоянные по величине и знаку, а принимающие то или иное значение в зависимости от случайных обстоятельств. Значения случайных погрешностей практически невозможно заранее определить, следовательно, их невозможно исключить из результатов изготовления или измерения. Случайные погрешности размеров возникают обычно под влиянием большого

количества определяющих факторов, каждый из которых не имеет доминирующего значения. Чаще всего случайные погрешности размеров деталей подчиняются закону нормального распределения

Промахами называются грубые погрешности изготовления или измерения. Их можно выявить при анализе и исключить из результатов наблюдения.

1.2.1 Экспериментальное определение закона распределения действительных размеров деталей в партии. Основные понятия

Пусть одним и тем же методом, на одном и том же оборудовании изготовлена партия деталей в количестве n штук, а действительный размер i-й детали, определенный измерением требуемой точности, x_i. Многочисленные исследования показали, что в большинстве случаев результаты экспериментов группируются вокруг их среднего арифметического

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i \ , \qquad (1)$$

которое при $n \to \infty$ и отсутствии систематической погрешности стремится к истинному значению размера детали (математическому ожиданию). Если разбить весь диапазон действительных размеров деталей от x_{min} до x_{max} на N равных участков

$$\Delta x = x_{j+1} - x_j = \frac{x_{max} - x_{min}}{N} \ ,$$

то можно найти, какое количество деталей (n_j) попадает в каждый из них (здесь x_j обозначены границы участков, а не результаты измерений x_i).

Величина $\frac{n_j}{n}$, т.е. отношение попавших в заданный интервал деталей к их общему числу, называется частотой события в данном интервале. Связь между частотой события и расположением интервала представлена гистограммой (рис.3,а). В большинстве случаев чем ближе расположен участок к среднему арифметическому, тем больше частота события.

Для различных количеств деталей в партии гистограмма, оставаясь неизменной качественно, количественно будет несколько меняться.

При стремлении числа деталей в партии к бесконечности частота события в каждом интервале стремится к некоторой величине, которая называется вероятностью события (в нашем случае вероятностью нахождения действительного размера деталей из партии в соответствующем интервале):

$$\lim_{n\to\infty}\frac{n_j}{n}=P_j \qquad (2)$$

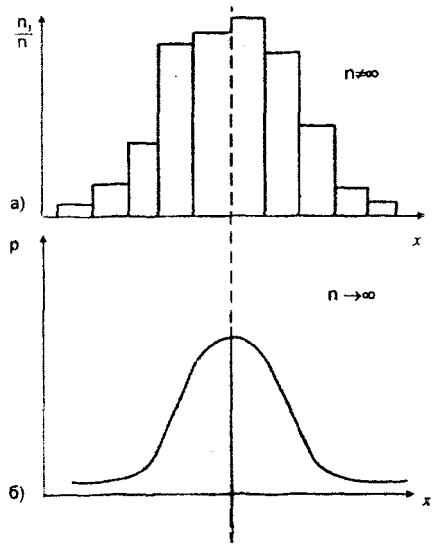


Рис.3. Распределение случайных погрешностей: а - гистограмма; б - кривая нормального распределения

Гистограмма в этом случае является плавной кривой (рис. 3, б). Однако ее неудобство заключается в том, что частота событий, а следовательно и вероятность, зависят от величины произвольно выбранного нами интервала Δx . Действительно, стоит выбрать Δx, например, в два раза больше - и соответственно увеличится вероятность P_j. Для устранения этого недостатка вводят универсальный параметр, относя частоту (или вероятность) события к единичному интервалу. Этот комплекс

$$\varphi_{(x)}=\lim_{\Delta x\to 0}\frac{P_j}{\Delta x}=\frac{dP}{dx} \qquad (3)$$

называют плотностью вероятности. Зависимость плотности вероятности от x называется законом распределения этой величины.

1.2.2 Закон нормального распределения

Один из наиболее распространенных законов распределения теоретически установил Гаусс из вполне естественных предположений:

— погрешности измерений, изготовления деталей или других событий могут принимать непрерывный ряд значений;

— при большом числе событий погрешности одинаковой величины, но разного знака, встречаются одинаково часто;

— чем больше погрешность, тем меньше частота ее появления.

Эти предположения (иногда их называют постулатами Гаусса), проверенные многочисленными экспериментами, приводят к так называемому закону нормального распределения случайной величины или закону Гаусса.

Имеются и другие законы распределения случайных величин, однако в большинстве случаев, когда погрешности не слишком велики, закон Гаусса находится в отличном согласовании с экспериментом. Это связано с тем, что часто суммарная погрешность является результатом совместного действия ряда причин, каждая из которых вносит малую долю в общую погрешность. В этом случае, по какому бы закону не были распределены погрешности, вызываемые каждой из причин, результат их суммарного действия приведет к гауссовому распределению погрешностей. Это положение строго доказывается в математике и является следствием центральной предельной теоремы Ляпунова. При достаточно большом количестве изготовленных деталей закон рассеивания их размеров оказывается близким к закону нормального распределения:

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} = \frac{dp}{dx}, \qquad (4)$$

где x - действительный размер детали,

$\varphi(x)$ - плотность вероятности (P), например, появления детали с размером x в партии,

$\bar{x} = \sum_{i=1}^{n} x_i / n$ - среднее арифметическое, или наиболее вероятный размер деталей в партии;

$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}$ - среднее квадратичное отклонение, имеет размерность x и характеризует точность изготовления деталей.

При $x = \bar{x}$ плотность вероятности нормального распределения, как следует из (4), достигает максимума:

$$\varphi_{(x=\bar{x})} = \varphi_{max} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}. \qquad (5)$$

Вероятность появления размеров детали в диапазоне размеров

(x_1, x_2) представляет собой площадь под кривой нормального распределения на этом отрезке (рис.4).

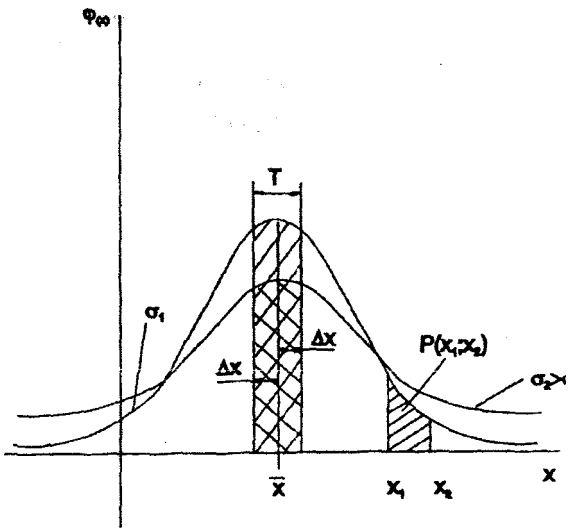


Рис.4. Кривая нормального распределения размеров детали.

Ее находят интегрированием (4):

$$p_{(x_1,x_2)} = \int_{x_1}^{x_2} \varphi_{(x)} dx \,. \qquad (6)$$

Если $x_1=+\infty$; $x_2=-\infty$, то в этот диапазон, очевидно, попадает любой размер детали, то есть вероятность этого события равна 1 для любой кривой нормального распределения:

$$p(-\infty;+\infty) = \int_{-x}^{+x} \varphi(x) dx = 1.$$

Следовательно, чем больше σ, т.е. меньше φ_{max} (5), тем положе проходит кривая нормального распределения (см. рис.4). Это значит, что в симметричный относительно $\bar{x}$ интервал $(\bar{x} - \Delta x; \bar{x} + \Delta x)$, он называется доверительным, попадет тем меньше деталей, чем больше σ. С другой стороны, чем меньше доверительный интервал, тем точнее изготовлены детали. И если вероятность их появления в

зоне $\bar{x}$ уменьшается с ростом σ, то и точность изготовления деталей уменьшается.

Вероятность появления размера детали в заданном доверительном интервале называется доверительной. Используя (6), получим

$$P_{(\bar{x}-\Delta x;\bar{x}+\Delta x)} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{\bar{x}-\Delta x}^{\bar{x}+\Delta x} e^{-\frac{(x-\bar{x})}{2\sigma^2}} dx.$$

Этот интеграл обычно преобразуется с помощью подстановки

$Z = \frac{x-\bar{x}}{\sigma}$ или $dZ = \frac{dx}{\sigma}$, где Z называют квантилем нормального распределения. Тогда, используя симметричность интеграла относительно $\bar{x}$ и учитывая, что при достижении верхнего предела интегрирования $(\bar{x}+\Delta x)$ квантиль нормального распределения определяется выражением

$$Z = \frac{\bar{x}+\Delta x - \bar{x}}{\sigma} = \frac{\Delta x}{\sigma}, \qquad (7)$$

можно записать:

$$p(\bar{x}-\Delta x;\bar{x}+\Delta x) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{Z_p} e^{-\frac{Z^2}{2}} dZ = 2\Phi(Z). \qquad (8)$$

Этот интеграл называют интегралом вероятности или функцией Лапласа. Он зависит только от квантиля нормального распределения Z (см. табл. П1).

Приведем несколько распространенных значений интеграла вероятности (доверительная вероятность) для доверительного интервала, выраженного в долях среднего квадратичного отклонения, которые полезно запомнить:

$$\begin{aligned} &\Delta x = \sigma; \quad Z = 1; \quad 2\Phi(1) = 0{,}68. \\ &\Delta x = 2\sigma; \quad Z = 2; \quad 2\Phi(2) = 0{,}95. \\ &\Delta x = 3\sigma; \quad Z = 3; \quad 2\Phi(3) = 0{,}997. \end{aligned} \qquad (9)$$

Способ обработки деталей определяет рассеивание их размеров (т.е. величину σ) вокруг наиболее вероятного размера, который при отсутствии систематических погрешностей имеет для различных способов одну и ту же величину.

Если допускаемое поле рассеивания размеров в партии деталей

принять равным $6\sigma_1$, то из 1000 изготовленных деталей 997 будут иметь размер, укладывающийся в диапазон $\left[\bar{x}-3\sigma_1;\bar{x}+3\sigma_1\right]$, т.е. будут годными, и лишь в трех случаях можно ожидать больших отклонений от $\bar{x}$, т.е. появления бракованных деталей (рис. 5, а), здесь p - вероятность изготовления годных деталей. Такая точность изготовления в большинстве случаев считается достаточной. Это позволяет связать величину допуска со средним квадратичным отклонением соотношением

$$T_1 = 6\sigma_1 . \qquad (10)$$

Действительно, если выбрать более грубый способ обработки $(\sigma_2 > \sigma_1)$, то при том же допуске T_1 вероятность получения годных деталей p<0,997, т.е. больше деталей окажутся бракованными (рис. 5, б). Для более точного способа обработки $(\sigma_3 < \sigma_1$ количество бракованных деталей окажется меньше (рис.5,в), но и стоимость изготовления значительно возрастет. Поэтому экономически более оправданным является способ обработки, при котором допускаемое поле рассеивания принимается равным 6σ, т.е. выполняется соотношение (10).

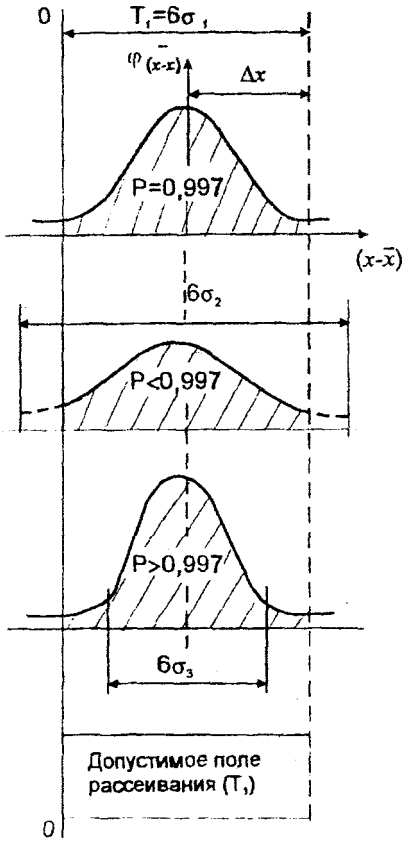


Рис.5. Связь величины допуска с полем рассеивания

1.3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Для того чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, необходимо выдерживать каждый размер деталей между двумя допустимыми размерами. Для удобства на рабочем чертеже указывают номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по их отклонениям от этого номинального размера.

Номинальный размер - основной размер, определяемый расчетным путем или исходя из функционального назначения детали или узла. Он проставляется на чертеже и служит началом отсчета отклонений. Принятые обозначения:

D - номинальный размер отверстия;

d - номинальный размер вала.

Для сопрягаемых деталей номинальный размер является общим, обозначается буквами D или d.

Величины номинальных размеров должны округляться, как правило, в большую сторону и соответствовать значениям по ГОСТ 6636-69 "Нормальные линейные размеры" (табл. П2).

Действительный размер ($D_д$ -для отверстий, $d_д$-для вала) - размер детали, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Так как изготовить деталь точно с номинальными размерами практически невозможно из-за многочисленных погрешностей, влияющих на процесс обработки, то действительные размеры детали отличаются от заданных номинальных размеров. Появляется необходимость ограничить величину зоны рассеивания действительных размеров, что достигается за счет нормирования предельных размеров.

Предельные размеры (рис. 6, а) - два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали.

Наибольший предельный размер (D_{max} - для отверстий, d_{max} - для вала) - больший из двух предельных размеров.

Наименьший предельный размер (D_{min} - для отверстий, d_{min} - для вала) - меньший из двух предельных размеров.

С учетом принятых обозначений *условие годности*:

$D_{min} \le D_д \le D_{max}$ - для отверстий;

$d_{min} \le d_д \le d_{max}$ - для валов.

На чертежах вместо предельных размеров указывают предельные отклонения от номинального размера.

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: $EJ=D_{min}-D$; для вала $ei=d_{min}-d$.

Отклонения могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.

Допуском (от латинского *tolerance* - допуск) называют разность

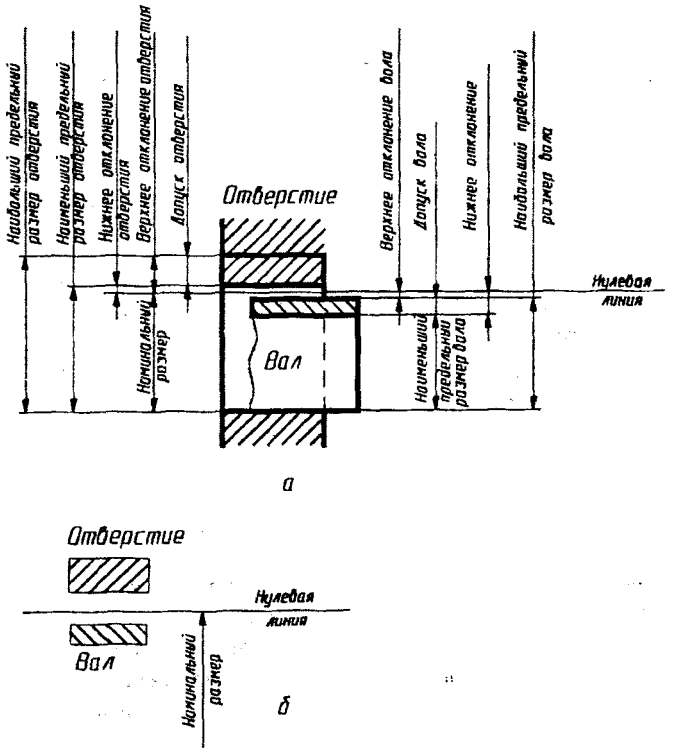


Рис.6. Предельные размеры, предельные отклонения и допуски отверстия и вала: а - чертеж соединения; б - схема полей допусков

между наибольшим и наименьшим допускаемыми значениями того или иного параметра.

Допуск T размера - разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Для отверстия $T_D=D_{max}-D_{min}=ES-EJ>0$; для вала $T_d=d_{max}-d_{min}=es-ei>0$.

Допуск всегда величина положительная.

Допуск ограничивает допускаемое поле рассеивания действительных размеров годных деталей в партии, т.е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска надежность и качество изделий, как правило, ухудшается; уменьшение допуска приводит к возрастанию стоимости изготовления, так как повышаются требования к точности станка, инструмента, приспособлений, квалификации рабочего.

Для наглядности допуски изображают графически в виде полей

допусков (рис.6,б), при этом ось детали (на схеме не показана) располагается под схемой. В основу построения таких схем принимается *нулевая линия*, соответствующая номинальному размеру. Эта линия служит базой для отсчета предельных отклонений размеров. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее, отрицательные - вниз.

Поле допуска - поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Оно изображается в виде прямоугольника и определяется величиной допуска и его положением относительно нулевой линии.

Основное отклонение - одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В единой системе допусков и посадок (ЕСДП) основным является отклонение, ближайшее к нулевой линии.

В различных изделиях: двигателях, станках, автомобилях и др., - отдельные детали функционируют не обособленно, а в соединениях друг с другом.

В соединении деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую деталь (или охватывающий элемент), условно называемую *отверстием*, и охватываемую деталь (охватываемый элемент), условно называемую *валом*. При этом поверхности, по которым детали соединяются (контактируют) друг с другом, называются *сопрягаемыми поверхностями*, остальные поверхности называются *свободными*. В соответствии с этим различают размеры сопрягаемых поверхностей и свободные. Требования к точности размеров сопрягаемых поверхностей значительно выше, чем к точности свободных размеров.

Различные соединения деталей классифицируют по двум признакам. В зависимости от формы сопрягаемых поверхностей и назначения различают:

- гладкие цилиндрические соединения;
- гладкие конические;
- плоские, в частности шпоночные соединения;
- шлицевые соединения, служащие для передачи крутящих моментов;
- резьбовые и винтовые соединения;
- зубчатые, червячные и реечные передачи;
- сферические соединения.

В зависимости от степени подвижности или степени сопротивления относительному перемещению деталей соединения могут быть:

- *подвижные*, когда при работе изделия детали свободно переме-

щаются относительно друг друга (например, различные подшипники скольжения, соединение поршня с цилиндром двигателя внутреннего сгорания или компрессора, плунжерные и золотниковые пары и др.);

- *неподвижные неразъемные*, когда детали остаются неподвижными относительно друг друга в течение всего времени эксплуатации изделия. Разборка таких соединений не производится вообще либо производится в исключительных случаях при капитальном ремонте изделия (наиболее характерным примером таких соединений являются соединения венцов зубчатых или червячных колес со ступицами);

- *неподвижные разъемные* - это соединения, в которых детали при работе изделия сохраняют неподвижность относительно друг друга, а в процессе ремонта или регулировки могут сравнительно легко разбираться и собираться (например, соединения зубчатых и червячных колес с валами с использованием шпонок, соединения крышек подшипников качения с корпусами редукторов и коробок скоростей и др.).

Получение указанных видов соединений будет зависеть от того, как соотносятся между собой размеры отверстия и вала, т.е. от действительного значения параметра соединения:

$$П_д = D_д - d_д.$$

Характер соединения двух деталей, определяемый разностью размеров отверстия и вала, принято называть *посадкой*.

Для получения различных по характеру соединений предусмотрено три группы посадок:

- посадки с зазором;
- посадки с натягом;
- переходные посадки.

Для получения подвижных соединений используются посадки с зазором. При этом под *зазором* понимается положительная разность диаметров отверстия и вала.

Посадка с зазором - посадка, при которой в соединении двух деталей между их сопрягаемыми поверхностями всегда обеспечивается зазор. Параметр соединения посадки с зазором

$$П_д = D_д - d_д > 0.$$

На схеме расположения полей допусков посадок с зазором поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала (рис.7,а).

Так как действительные размеры отверстий и валов, поступающих на сборку, могут изменяться в пределах заданных полей допусков, то и величины получающихся в сопряжениях зазоров также будут различными. Наибольшая величина зазора S_{max} будет в случае, если

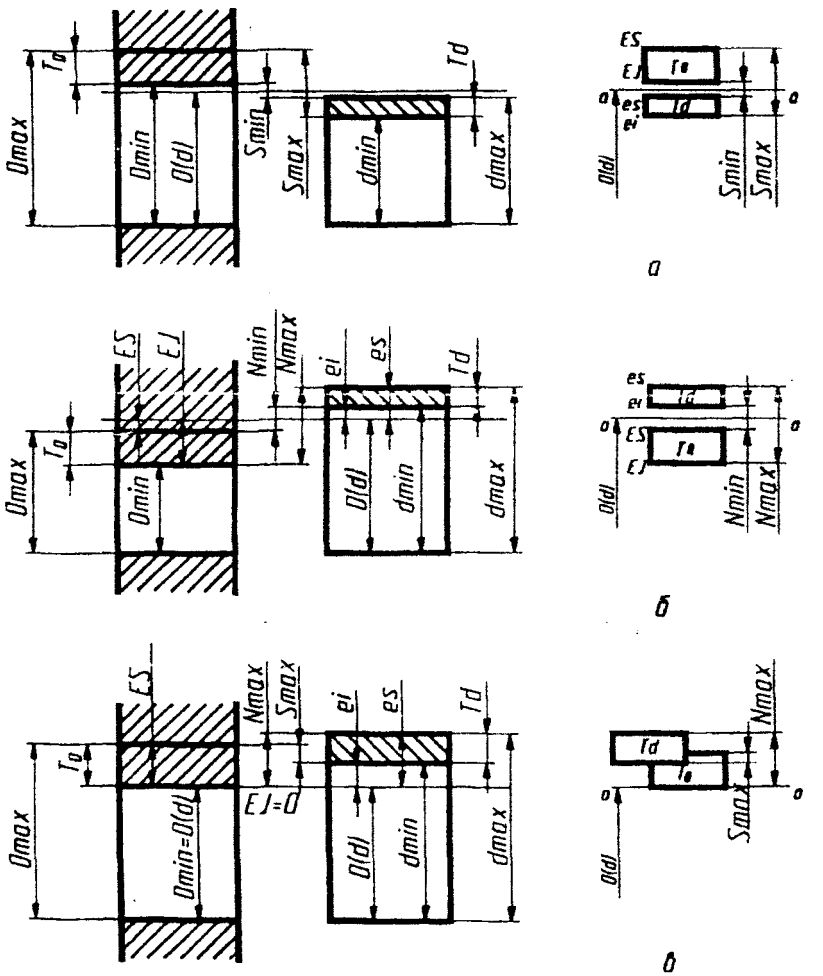


Рис.7. Схемы полей допусков различных посадок: а - посадка с зазором; б - посадка с натягом; в - переходная посадка

на сборку поступит отверстие с наибольшим предельным размером, а вал с наименьшим:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei > 0.$$

Если на сборку поступит отверстие с наименьшим предельным размером, а вал с наибольшим, то и в этом случае в соединении будет зазор, но величина его окажется минимально возможной:

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EJ - es \geq 0.$$

Очевидно, что параметр соединения посадки с зазором в зависимости от действительных размеров отверстия и вала будет изменяться в пределах

$$S_{min} \leq П_д \leq S_{max}.$$

Средний зазор определяется формулой $S_{ср} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$

Предельные значения получаемых зазоров определяют допуск зазора или *допуск посадки с зазором*:

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

Допуск посадки равен сумме допусков соединяемых деталей. Это общее правило справедливо также и для посадок с натягом, и для переходных посадок.

Для получения неподвижных неразъемных соединений используют посадки с натягом. При этом *натягом* называют положительную разность диаметров вала и отверстия до сборки, т.е. $d_д \geq D_д$.

Посадка с натягом - посадка, при которой в соединении двух деталей между их сопрягаемыми поверхностями всегда обеспечивается натяг. В этом случае параметр соединения будет отрицательным: $П_д = D_д - d_д < 0$.

На схеме расположения полей допусков сопрягаемых деталей в посадках с натягом поле допуска отверстия располагается ниже поля допуска вала (рис.7, в).

При сборке таких соединений необходимо приложить определенное усилие, например, с помощью пресса. При запрессовке происходят упругие деформации соединяемых деталей (диаметр отверстия увеличивается, а диаметр вала уменьшается), за счет чего и обеспечивается неподвижность соединения.

Величины натягов, получаемых для конкретных пар соединяемых деталей, будут изменяться в пределах от

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EJ > 0 \quad \text{до} \quad N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES \geq 0.$$

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

Параметр соединения посадки с натягом в зависимости от действительных размеров вала и отверстия будет изменяться в пределах: $-N_{max} \le П_д \le -N_{min}$.

Допуск посадки будет представлять собой допуск натяга и составит: $T_{пос}=T_N=N_{max}-N_{min}=T_D+T_d$.

Если соединение отверстия и вала должно быть неподвижным разъемным и при этом должна быть обеспечена высокая точность центрирования деталей, необходимо использовать переходные посадки, в которых между сопрягаемыми поверхностями деталей в зависимости от действительных размеров отверстия и вала может быть либо небольшой зазор, либо небольшой натяг.

Появление небольшого зазора не вызовет существенного снижения точности центрирования, небольшой натяг не создаст особых трудностей при сборке-разборке соединения.

В соединениях конкретных пар деталей, изготовленных по переходной посадке, может оказаться, что диаметр отверстия больше диаметра вала ($D_д>d_д$), тогда параметр соединения положительный ($П_д=D_д—d_д>0$), или диаметр отверстия меньше диаметра вала ($D_д>d_д$) и параметр соединения отрицательный ($П_д=D_д— d_д<0$). В первом случае в соединении будет зазор, наибольшее возможное значение которого составит

$$S_{max}=D_{max}— d_{min}=ES-ei >0,$$

Во втором случае - натяг, с наибольшей возможной величиной

$$N_{max}=d_{max} — D_{min}=es-EJ>0.$$

Кроме указанных возможен также вариант, когда в конкретных соединениях окажутся отверстия и валы с одинаковыми действительными размерами ($D_д=d_д$). Очевидно, что в этом случае $S_{min}=N_{min}=0$, параметр соединения также будет равен нулю ($П_д=0$). Таким образом, для переходных посадок параметр соединения $П_д$ в зависимости от действительных размеров отверстия и вала может быть положительным, отрицательным или равным нулю.

На схеме расположения полей допусков переходных посадок поля допусков отверстия и вала частично или полностью перекрывают друг друга (рис.7,б).

Допуск переходной посадки будет складываться из двух частей: допуска зазора и допуска натяга:

$T_{пос}=T_{пер}=T_s+T_N=S_{max}+N_{max}=T_D+T_d$.

Таким образом, допуск любой посадки (с зазором, с натягом или переходной) равен сумме допусков соединяемых деталей.

2. ЕДИНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН (НА ПРИМЕРЕ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ)

Системой допусков и посадок называют совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе практического опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов.

В большинстве стран мира используют международные системы допусков и посадок ИСО. Эти системы создают благоприятные условия для унификации национальных систем допусков и посадок с целью облегчения международных технических связей.

Системы допусков и посадок, применяемые в нашей стране, регламентируются государственными стандартами, входящими в две системы: ЕСДП - "Единая система допусков и посадок" и ОНВ - "Основные нормы взаимозаменяемости". ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и посадки, образуемые при их соединении, к ним, в частности, относятся гладкие цилиндрические соединения. ОНВ регламентируют допуски и посадки конических, шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений, а также зубчатых передач и колес.

Системы допусков и посадок ИСО, ЕСДП и ОНВ построены по единым принципам. Рассмотрим эти принципы на примере ЕСДП, основу которой составляют следующие государственные стандарты:

ГОСТ 25346-82. Общие положения. ряды допусков и основных отклонений;

ГОСТ 25347-82. Поля допусков и рекомендуемые посадки для размеров до 3150мм.

ГОСТ 25348-82. Ряды допусков, основных отклонений и поля допусков для размеров свыше 3150мм.

2.1. СИСТЕМЫ ПОСАДОК

Для получения различных по характеру соединений в ЕСДП предусмотрены две равноправные системы посадок: система отверстия и система вала. Согласно ГОСТ 25346-82 *система отверстия* определяется как система, в которой различные зазоры и натяги получаются путем соединения различных валов с основным отверстием. При этом основным отверстием считается отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Система вала - это система, в которой различные зазоры и натя-

ги получаются путем соединения различных отверстий с основным валом - валом, верхнее отклонение которого равно нулю.

К сожалению, эти определения недостаточно полно отражают физическую сущность рассматриваемых понятий. В частности, не ясно, за счет чего же можно изменить характер соединения, если посадки выбраны в системе отверстия и в системе вала. Более полное представление о сущности понятий "система отверстия" и "система вала" дают следующие определения.

Система отверстия - это система, в которой для всех посадок предельные размеры отверстия (при одном и том же номинальном размере и одной и той же степени точности) остаются постоянными, не зависящими от характера посадки. Различные же посадки получаются за счет соответствующего изменения предельных размеров вала.

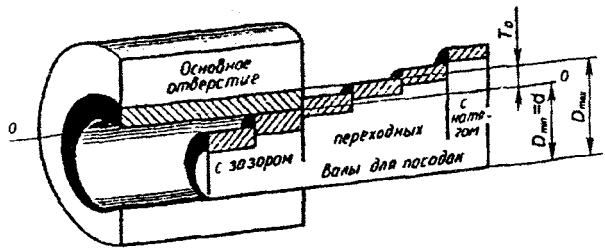
Основной деталью в этой системе является отверстие, а в качестве номинального размера соединения принимается его наименьший предельный размер $D=D_{min}$, в результате чего нижнее предельное отклонение отверстия $EI=0$.

Как видно из схемы полей допусков, приведенной на рис.8, поле допуска отверстия в системе отверстия примыкает к нулевой линии (так как $EI=0$) и располагается выше нее. При этом предельные размеры отверстия D_{min} и D_{max} при неизменном номинальном размере и одной и той же степени точности (т.е. при неизменной величине допуска T_D) остаются постоянными для всех посадок.

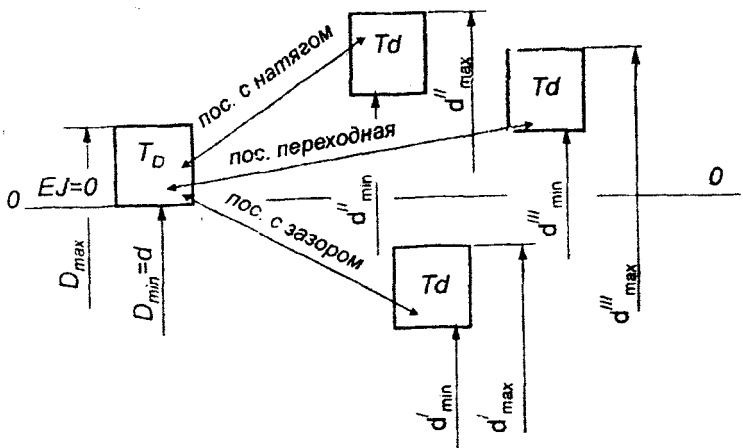
Различные посадки получаются за счет изменения предельных размеров вала. Так, для получения посадки с зазором необходимо выбрать предельные размеры вала d'_{max} и d'_{min} таким образом, чтобы поле допуска вала оказалось расположенным ниже поля допуска отверстия. В этом случае действительный размер отверстия всегда окажется больше действительного размера вала, т.е. в соединении таких деталей всегда будет иметь место зазор.

Для того чтобы получить посадку с натягом, необходимо увеличить предельные размеры вала, например, до d''_{max} и d''_{min}. В этом случае поле допуска вала окажется расположенным выше поля допуска отверстия и в соединении таких деталей всегда получится натяг.

Для получения переходной посадки необходимо выбрать такие предельные размеры вала d'''_{max} и d'''_{min}, чтобы поле допуска вала



а



б

Рис.8. Расположение полей допусков отверстий и валов в системе отверстия: а - общий вид соединений; б - схема полей допусков для посадок с зазором, с натягом и переходных

полностью или частично перекрывалось полем допуска основного отверстия. В этом случае в зависимости от действительных размеров деталей, поступивших на сборку, в соединении может быть получен либо небольшой зазор, либо небольшой натяг.

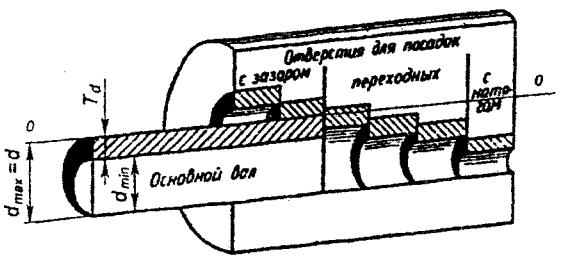
Система вала - это система, в которой для всех посадок предельные размеры вала (при одном и том же номинальном размере и одной и той же степени точности) остаются постоянными, не зависящими от характера посадки. Различные же посадки получаются за счет соответствующего изменения предельных размеров отверстия.

Основной деталью в этой системе является вал, а в качестве номинального размера соединения принимается его наибольший предельный размер $d_{max}=d$, в результате чего верхнее предельное отклонение вала $es = 0$.

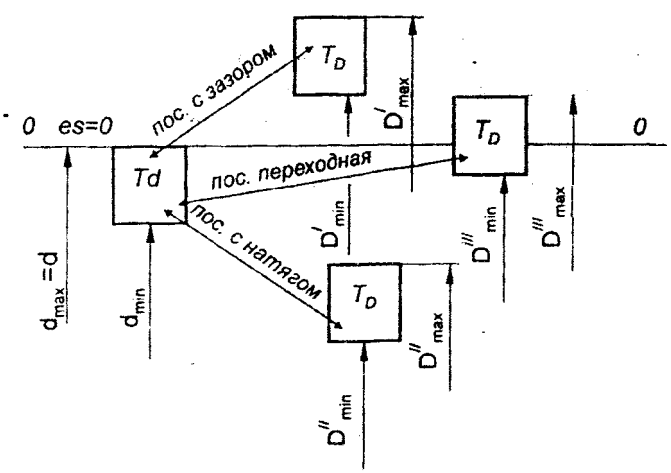
Суть этого определения поясняется схемой полей допусков, представленной на рис.9.

Хотя обе системы и являются равноправными, наибольшее применение в машиностроении получила система отверстия. Это связано с ее преимуществами в части сокращения потребности производства в размерных режущих и измерительных инструментах, используемых для обработки и контроля отверстий. Например, обработка отверстий чаще всего производится размерными режущими инструментами: сверлами (черновая обработка), зенкерами (получистовая обработка) и развертками (окончательная, чистовая обработка). При этом каждый из этих инструментов может быть использован для обработки отверстий только одного размера с определенным допуском. Валы же, независимо от их размеров, могут быть обработаны одним и тем же резцом или шлифовальным кругом.

Из сопоставления схем полей допусков, представленных на рис.8 и 9, видно, что для обработки отверстий под различные посадки (при одном и том же номинальном размере и одной и той же степени точности) достаточно иметь один комплект размерных режущих инструментов. В случае использования системы вала для обработки отверстий потребуется столько комплектов размерных режущих инструментов, сколько различных посадок предусмотрено стандартом. Это приводит к значительному увеличению номенклатуры размерных инструментов и усложняет производство. Тем не менее в ряде случаев более целесообразной оказывается система вала. Некоторые из этих случаев рассмотрены ниже, в разд. 3.



а



б

Рис.9. Расположение полей допусков отверстий и валов в системе вала: а - общий вид соединений; б - схема полей допусков для посадок с зазором, с натягом и переходных

2.2. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Как видно из схем полей допусков, представленных на рис.8 и 9, поле допуска любой детали определяется двумя факторами:

- расположением относительно нулевой линии (характеристика расположения);
- размерами, зависящими от величины допуска (характеристика допуска).

2.2.1. Характеристика расположения. Основные отклонения

Расположение полей допусков деталей относительно нулевой линии определяется величиной и знаком основного отклонения.

Основное отклонение - это одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии. Предусмотрено 28 вариантов основных отклонений для валов (их принято обозначать строчными латинскими буквами) и 28 вариантов основных отклонений для отверстий (их обозначают прописными латинскими буквами).

На рис.10 представлена схема расположения полей допусков валов. Как видно из этой схемы, основное отклонение, обозначаемое буквой *h*, соответствует основному валу (валу в системе вала). Это отклонение верхнее, равное нулю (*es=0*). Остальные основные отклонения относятся к неосновным валам (валам в системе отверстия). При этом основные отклонения от *a* до *g* - это отклонения верхние *es*, отрицательные, а основные отклонения от *k* до *zc* - отклонения нижние, положительные или равные нулю. Варианты основных отклонений, обозначаемые *j* и j_s, характеризуются тем, что поля допусков пересекаются нулевой линией, причем в случае варианта j_s поле допуска вала располагается симметрично относительно нулевой линии. В этом случае понятие об основном отклонении, строго говоря, теряет свой смысл, поскольку оба предельных отклонения: и верхнее $es = +\frac{Td}{2}$, и нижнее $ei = -\frac{Td}{2}$, где Td - величина допуска, равноудалены от нулевой линии.

Если на схему расположения полей допусков валов нанести поле допуска основного отверстия (обозначено пунктиром), то нетрудно видеть, что основные отклонения валов от *a* до *h* предназначены для образования посадок с зазором, от *j* (j_s) до *n* - переходных посадок и от *p* до *zc* - посадок с натягом. Значения основных отклонений валов приведены в табл. П3 приложения.

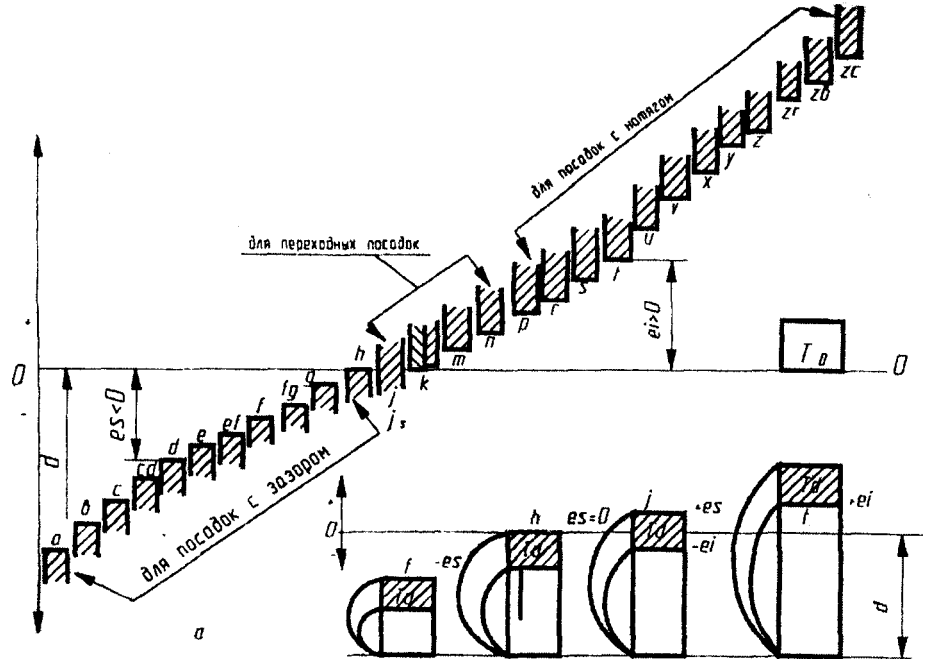


Рис.10. Расположение полей допусков и основные отклонения валов:
а - общая схема; б - для основного вала (основное отклонение - *h*) и неосновных валов (основные отклонения - *f*, J_s, *t*)

Схема расположения полей допусков отверстий (рис.11), за некоторым исключением, представляет собой зеркальное отображение рассмотренной.

Как видно из этой схемы, основное отклонение, обозначаемое буквой H, соответствует основному отверстию (отверстию в системе отверстия). Это отклонение нижнее, равное нулю (EI=0). Остальные основные отклонения относятся к неосновным отверстиям (отверстиям в системе вала). При этом основные отклонения от A до G - это отклонения нижние EI, положительные, а основные отклонения от K до ZC - отклонения верхние, отрицательные или равные нулю. Варианты основных отклонений, обозначаемые буквами J и J_s, характеризуются тем, что поля допусков отверстий пересекаются нулевой линией, причем в случае варианта J_s поле допуска отверстия располагается симметрично относительно нулевой линии. В этом случае оба предельных отклонения: и верхнее $ES = +\frac{T_D}{2}$, и нижнее $ES = -\frac{T_D}{2}$, где T_D - величина допуска отверстия, равноудалены от нулевой линии.

Как видно из схемы, основные отклонения от A до H предназначены для образования с основным валом (поле допуска обозначено пунктиром) посадок с зазором, от $J(J_s)$ до N - переходных посадок и от P до ZC - посадок с натягом. Значения основных отклонений отверстий приведены в табл. П4 приложения.

Поскольку схемы расположения полей допусков валов и отверстий представляют собой, за некоторыми исключениями, зеркальное отображение друг друга, то справедливо следующее правило: основные отклонения отверстий и валов, обозначенные одинаковыми буквами, равны по величине, но противоположны по знаку. Так, для отверстий с основными отклонениями от A до G и соответствующих валов $+EJ = -es$, для отверстий с основными отклонениями от P до ZC и соответствующих валов — $ES = +ei$. Для основных отклонений, предназначенных для образования переходных посадок, и в ряде других случаев в указанные равенства вводятся поправки Δ, величины которых приводятся в таблицах стандарта.

2.2.2. Характеристика допуска. Квалитеты, интервалы размеров

Характеристика допуска определяется величиной допуска, которая зависит от двух факторов: от степени точности (в ЕСДП степени точности принято называть квалитетами) и номинального размера.

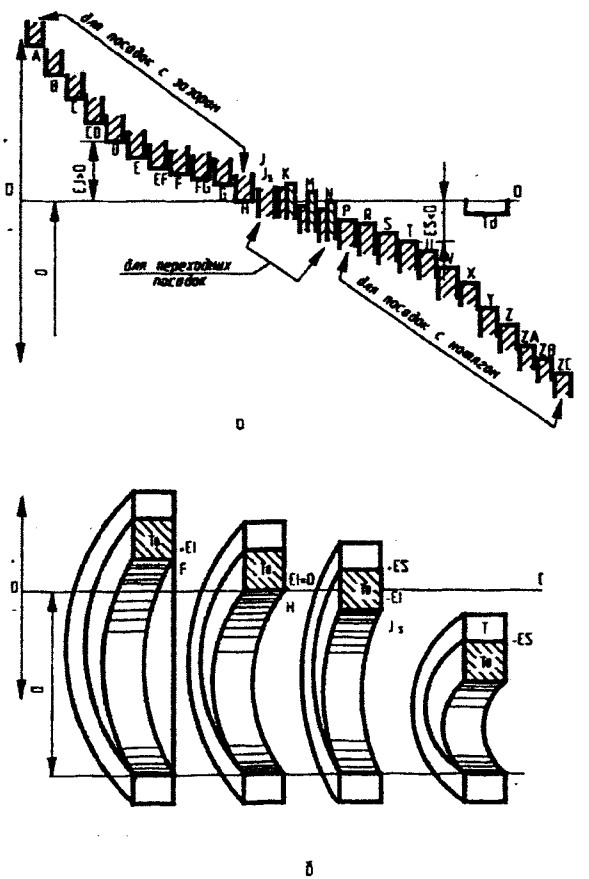


Рис.11. Расположение полей допусков и основные отклонения отверстий:
а - общая схема; б - для основного отверстия (основное отклонение - *H*) и неосновных отверстий (основные отклонения - *F*, J_s, *T*)

Установлено 20 квалитетов: 01,0,1,2,...18. Наивысшей точности соответствует квалитет 01, наинизшей - 18-й квалитет. Допуск принято обозначать прописными латинскими буквами *JT* с указанием номера квалитета. Например, $T_D = JT7$ - допуск отверстия по 7-му квалитету, $T_d = JT6$ - допуск вала по 6-му квалитету.

Квалитеты 01,0 и 1 предусмотрены для оценки точности плоскопараллельных концевых мер длины, со 2-го по 4-й - для оценки точности калибров, предназначенных для контроля отверстий и валов.

Квалитеты с 4-го по 12-й предназначены для размеров сопрягаемых поверхностей. Примеры их использования приведены ниже, в разд. 3.

Квалитеты с 12-го по 18-й применяются для неответственных размеров несопрягаемых поверхностей деталей, т.е. для свободных размеров.

Влияние номинального размера на величину допуска в квалитетах с 5-го по 18-й учитывается с помощью условной единицы допуска *i*, которая определяется по следующим эмпирическим формулам: $i = 0{,}45\sqrt[3]{d} + 0{,}001d$ (для размеров от 1 до 500 мм), $i = 0{,}004d + 2$, (для размеров свыше 500 до 10000 мм). В этих формулах: *d* - номинальный размер, в мм; *i* -единица допуска, в мкм.

Величину допуска в указанных квалитетах определяют по формуле

$$IT_q = a \cdot i, \qquad (11)$$

где *q* - номер квалитета; *a* - безразмерный коэффициент, установленный для каждого квалитета; *i* - единица допуска.

Значения коэффициента *a* для различных квалитетов образуют геометрический ряд со знаменателем $\sqrt[5]{10} \approx 1{,}6$ и изменяются в широких пределах: от 7 для 5-го квалитета до 2500 для 18-го квалитета.

Подставив в формулу (11) единицу допуска, для размеров 1-500мм получим

$$ITq = a(0{,}45 \cdot \sqrt[3]{d} + 0{,}001d). \qquad (12)$$

Из этой формулы видно, что величина допуска представляет собой некоторую непрерывную функцию от номинального размера. График этой функции приведен на рис. 12.

Пользуясь формулой (12) или по графику функции (рис.12), можно определить величину допуска для любого номинального размера. Однако для практики более удобной является табличная форма представления зависимости допуска от номинального размера. При этом, чтобы таблицы допусков были более компактными и удобными для

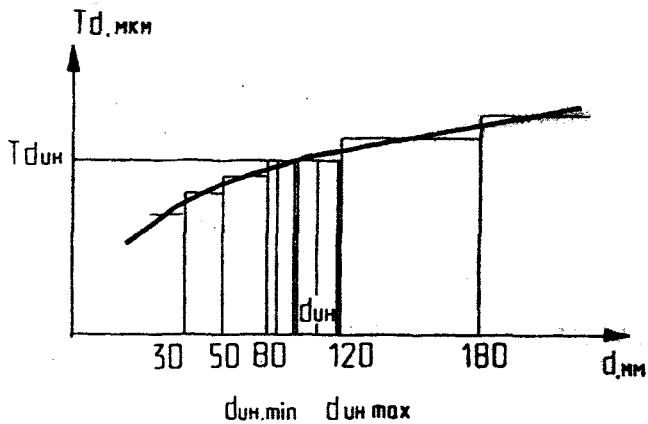


Рис.12. Зависимость величины допуска от номинального размера

использования, все номинальные размеры разбивают на ряд интервалов, внутри которых величина допуска сохраняется постоянной.

Величина допуска для каждого интервала рассчитывается по формуле

$$IT = a(0{,}45 \cdot \sqrt[3]{d_{ин}} + 0{,}001 d_{ин}) , \qquad (13)$$

где $d_{ин}$ - среднее геометрическое граничных значений данного интервала, которое находится по формуле

$$d_{ин} = \sqrt{d_{ин\,min} \cdot d_{ин\,max}} .$$

При этом границы интервалов выбирают с таким расчетом, чтобы разница в величинах допусков, найденных исходя из размера $d_{ин}$ и граничных значений $d_{ин\,min}$ и $d_{ин\,max}$, не превышала 5-8%.

Величины допусков для различных интервалов размеров и квалитетов приведены в табл. П5 приложения.

2.3. ОБРАЗОВАНИЕ И ОБОЗНАЧЕНИЕ ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

В соответствии с изложенным выше, в разд. 2.2, поля допусков деталей образуются путем сочетания основных отклонений (характеристика расположения) и квалитетов (характеристика допуска). В связи с этим поля допусков обозначают буквой основного отклонения и номером квалитета, указываемыми после номинального размера.

Например, ∅80H7 - поле допуска основного отверстия с номиналь-

ным размером 80мм; Ø80g6 -поле допуска вала в системе отверстия; Ø120h6 -поле допуска основного вала; Ø120P7 - поле допуска отверстия в системе вала.

Как показано на рис.13,а, изменение буквенного обозначения при неизменном номере квалитета приводит к изменению основного отклонения (ближайшего к нулевой линии), в результате чего поле допуска изменит свое положение относительно нулевой линии. При этом размеры самого поля допуска не изменяются. Если же изменится номер квалитета, то изменятся размеры поля допуска, а его расположение относительно нулевой линии останется прежним (рис.13,б). При одновременном изменении и буквенного обозначения, и номера квалитета будут изменяться и расположение поля допуска, и его размеры (рис.13,в).

Определив основное отклонение и величину допуска по табл. П3, П4 и П5, можно найти и вторые (неосновные) предельные отклонения деталей. При этом, если основные отклонения отверстия или вала - нижние, то неосновными отклонениями (более удаленными от нулевой линии) будут являться верхние отклонения. Их величины могут быть найдены по формулам

$ES = EI + T_D$ (для отверстия) и $es = ei + T_d$ (для вала).

Если основные отклонения отверстия или вала - верхние, то неосновными отклонениями окажутся нижние предельные отклонения. Их величины будут равны:

$EJ = ES - T_D$ (для отверстия) и $ei = es - T_d$ (для вала).

Сказанное подтверждается схемами полей допусков, приведенными на рис.14.

Посадки образуются путем сочетания полей допусков отверстия и вала и обозначаются в виде дроби, в числителе которой указывается поле допуска отверстия, а в знаменателе поле допуска вала. Например, $Ø80\frac{H7}{g6}$ - посадка в системе отверстия, с зазором; $Ø120\frac{P7}{h6}$ - посадка в системе вала, с натягом. Схемы полей допусков для указанных посадок представлены соответственно на рис.14,а и 14,б.

В некоторых случаях соединения могут образовываться двумя основными деталями: основным отверстием и основным валом, например $Ø60\frac{H8}{h8}$. Такие посадки получили название скользящих. Их характерной особенностью является то, что наименьшая величина за-

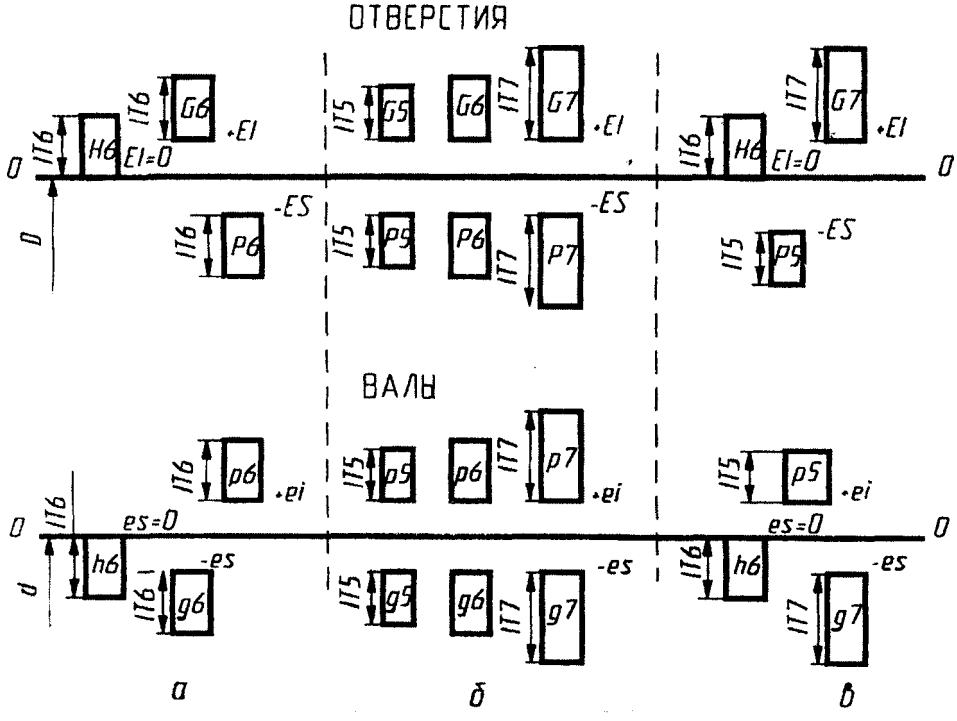


Рис.13. Примеры образования и обозначения полей допусков отверстий и валов: а - при изменении основного отклонения и неизменном номере квалитета; б - при изменении номера квалитета и неизменном основном отклонении; в - при одновременном изменении основного отклонения и номера квалитета

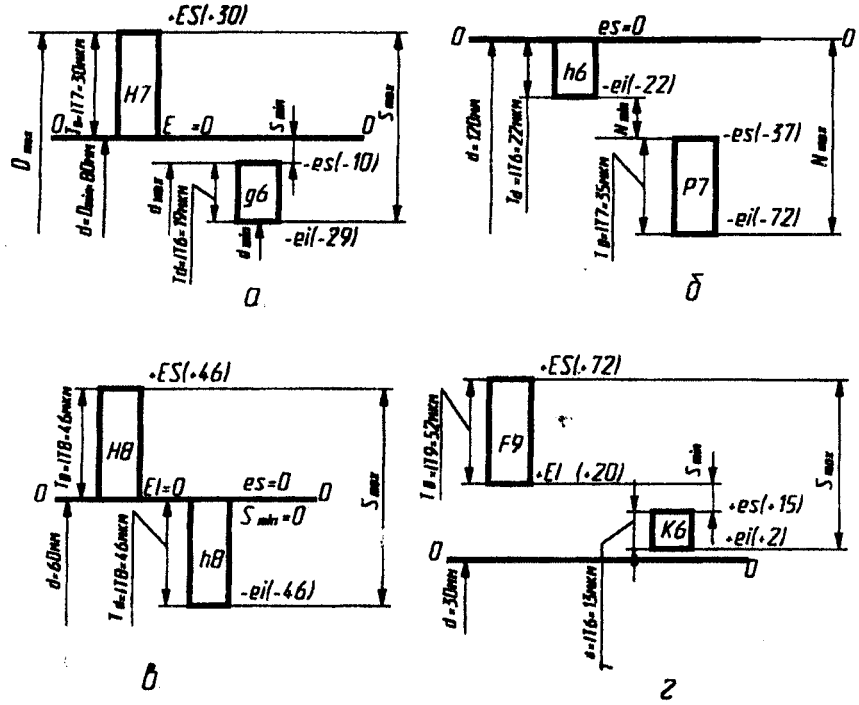


Рис.14. Примеры образования посадок: а - посадка ∅80H7/g6; б - посадка ∅120P7/h6; в - посадка ∅60H8/h8; г – посадка ∅30 F9/k6

зора равна нулю, $S_{min} = 0$ (рис.14,в). Возможны также посадки, когда соединения образуют неосновные детали: отверстие в системе вала и вал в системе отверстия, например, $\varnothing 30\frac{F9}{k6}$. Такие посадки называются внесистемными или комбинированными. Схема полей допусков для этой посадки приведена на рис.14,г.

Из общего многообразия возможных сочетаний стандартами (ГОСТ 25347-82 и ГОСТ 25348-82) установлены рекомендуемые поля допусков и посадки. Кроме того, из их числа отобраны предпочтительные поля допусков и посадки. Это позволяет повысить уровень унификации изделий, сократить номенклатуру режущих инструментов и калибров, облегчить процесс конструирования и производства изделий.

Таблицы рекомендуемых посадок и посадок для предпочтительного применения приведены в приложении (табл. П6 и П7).

Условные обозначения полей допусков и посадок, указываемые в чертежах, например, как это показано на рис.15, позволяют найти числовые значения предельных отклонений деталей, рассчитать их предельные размеры и произвести анализ посадки.

В качестве примера рассмотрим посадку $\varnothing 80\frac{H7}{g6}$. Прежде всего по буквенным обозначениям в соответствии с таблицами стандарта (приложение, табл.П3 и П4) определяем величину и знак основных (ближайших к нулевой линии) отклонений отверстия и вала:

Отв. ∅80H7	Вал ∅80g6
осн. откл. "H"	осн. откл. "g"
$EI = 0$	$es = -10 мкм$

На схеме полей допусков (рис.14,а) нижняя граница поля допуска отверстия будет совпадать с нулевой линией (т.к. $EI = 0$), а верхняя граница поля допуска вала будет располагаться ниже нулевой линии, т.к. $es = -10 мкм$.

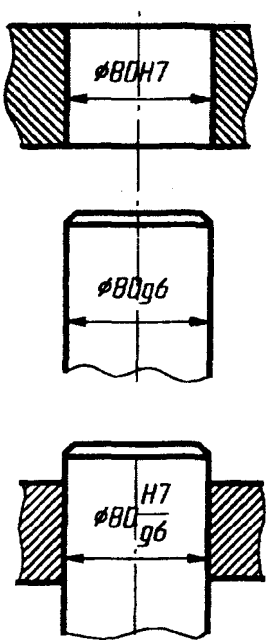


Рис.15. Обозначения предельных отклонений деталей и посадок на чертежах с помощью условных обозначений полей допусков

По таблице допусков (приложение, табл.П5) с учетом номинального размера и номера квалитета находим допуски отверстия и вала и определяем вторые (неосновные) предельные отклонения: верхнее *ES* для отверстия и нижнее *ei* для вала:

$$T_D = IT7 = 30 мкм \qquad T_d = IT6 = 19 мкм$$

$$ES = EI + T_D = +30 мкм \qquad ei = es - T_d = -29 мкм$$

После того как найдены и проставлены на схеме предельные отклонения отверстия и вала, легко рассчитать их предельные размеры:

$D_{min} = d = 80$ мм $\qquad d_{max} = 79{,}990$ мм

$D_{max} = 80{,}03$ мм $\qquad d_{min} = 79{,}971$ мм

После определения предельных размеров деталей можно приступать к анализу посадки.

Рассматриваемая посадка $\varnothing 80\frac{H7}{g6}$, как видно из построенной схемы полей допусков (рис.14,а), - это посадка в системе отверстия с зазором, так как поле допуска вала располагается ниже поля допуска отверстия:

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 10 \text{ мкм},$$

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 59 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки, в данном случае допуск зазора, составит

$$T_{пос} = T_s = S_{max} - S_{min} = 59 - 10 = 49 \text{ мкм}$$

Кроме того, для любой посадки, как было отмечено в разд. 1.3,

$T_{пос} = TD + Td = 30 + 19 = 49$ мкм

3. НАЗНАЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

При назначении и расчете допусков и посадок решают следующие три задачи:

- выбор системы посадок;
- выбор квалитетов и определение величин допусков;
- назначение и расчет посадок.

Рассмотрим, как решаются эти задачи.

3.1. Выбор системы посадок

Как уже отмечалось в разд. 2.1, более экономичной, а следовательно, более предпочтительной является система отверстия. Рекомендуемые посадки в этой системе приведены в табл. П6 приложения. Однако в некоторых случаях более целесообразной оказывается система вала.

Пример 1. Система вала используется в тех случаях, когда сборка узла, если он выполнен в системе отверстия, оказывается невозможной или затруднительной. Примером может служить соединение поршня с головкой шатуна посредством поршневого пальца (рис.16,а). По условиям эксплуатации соединение поршневого пальца с поршнем должно быть неподвижным (необходимо выбрать посадку с натягом), а с головкой шатуна - подвижным (необходимо выбрать посадку с зазором).

Как видно из схемы полей допусков (рис.16,б), в случае системы отверстия поршневой палец пришлось бы изготавливать ступенчатым: по концам предельные размеры пришлось бы принять большими (d'_{min}, d'_{max}), чтобы получить в соединении с отверстиями в бобышках поршня небольшой гарантированный натяг (посадка $\frac{H6}{p5}$), а в средней части пальца его предельные размеры пришлось бы уменьшить (d''_{min}, d''_{max}), чтобы в соединении пальца с отверстием в головке шатуна получить гарантированный зазор (посадка $\frac{H6}{g5}$). Изготовление такого пальца оказалось бы более трудоемким: пришлось бы вводить дополнительную операцию врезного шлифования. Кроме того, сборка данного узла оказывается невозможной: прежде чем поршневой палец займет свое положение в бобышках поршня, его утолщенную ступень необходимо "протолкнуть" через отверстие в головке шатуна, что приведет к повреждению поверхности отверстия в головке шатуна, в результате чего не будут обеспечены необходимые условия работы подшипника скольжения.

Отмеченные недостатки легко могут быть устранены, если рассмотренные посадки будут выбраны в системе вала. Это подтверждается схемой полей допусков, приведенной на рис. 16,в. Как видно из этой схемы, поршневой палец будет иметь одинаковые предельные размеры (d_{min}, d_{max}) в любом поперечном сечении (т.е. может быть гладким).

Различный же характер его соединений с поршнем и головкой шатуна будет обеспечен за счет изменения предельных размеров отверстий. Предельные размеры отверстий в бобышках поршня будут назначены меньшими: D'_{max}, D'_{min}, в результате чего в этом соединении

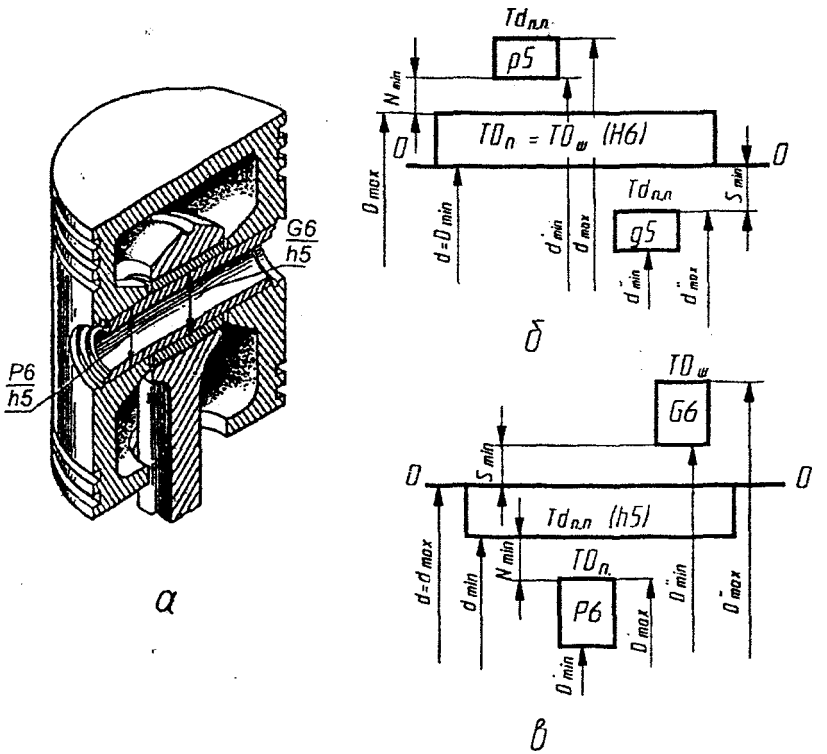


Рис.16. Соединение поршня с головкой шатуна посредством поршневого пальца: а - общий вид узла; б - схема полей допусков посадок в системе отверстия; в - схема полей допусков посадок в системе вала

будет обеспечен гарантированный натяг (посадка $\frac{P6}{h5}$), а в головке шатуна - большими: D''_{max}, D''_{min}, что обеспечит получение в этом соединении гарантированного зазора (посадка $\frac{G6}{h5}$).

Пример 2. Система вала находит также предпочтительное применение в изделиях сельскохозяйственного, текстильного и ряда других отраслей машиностроения, где в связи с пониженными требованиями к точности широко используются валы из холоднотянутого калиброванного материала без их дополнительной механической обработки. На рис.17 представлена схема соединения такого вала с двумя охватывающими деталями при различных посадках в системе вала и в системе отверстия. Предположим, что соединение 1 по условиям работы должно быть неподвижным (необходима посадка с натягом), а соединение 2 - подвижным (необходима посадка с зазором).

Как видно из рис.17,а, при выборе системы вала в качестве вала действительно можно использовать калиброванный пруток. При выборе же системы отверстия (рис.17,б) вал пришлось бы подвергнуть механической обработке, что привело бы к повышению стоимости его изготовления.

Пример 3. Система вала выбирается для соединений наружных колец подшипников качения с отверстиями в корпусных деталях. В противном случае под каждую посадку пришлось бы изготавливать отдельный подшипник, что привело бы к чрезмерному увеличению их номенклатуры. Более подробно этот вопрос рассмотрен в разд. 4.

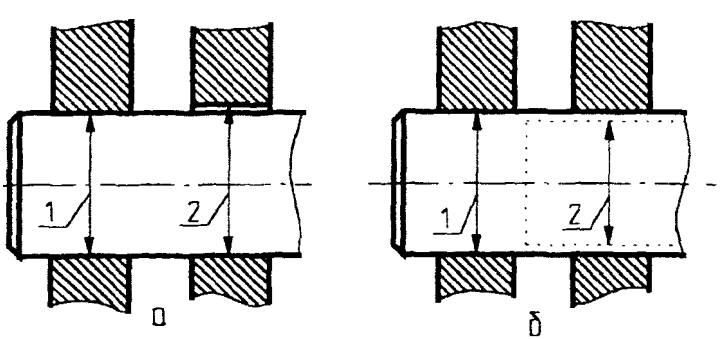


Рис.17. Схема соединения вала с отверстиями по разным посадкам
а - в системе вала; б - в системе отверстия

3.2. Выбор квалитетов и определение величины допусков

Выбор квалитетов осуществляется исходя из эксплуатационных требований, технологии изготовления, условий контроля и экономических соображений.

Чем выше точность (меньше номер квалитета), тем выше качество соединений деталей, выше степень однородности получаемых зазоров или натягов (меньше допуск посадки). Однако с повышением точности возрастает трудоемкость и стоимость изготовления деталей. При этом зависимость между стоимостью и величиной допуска близка к гиперболической.

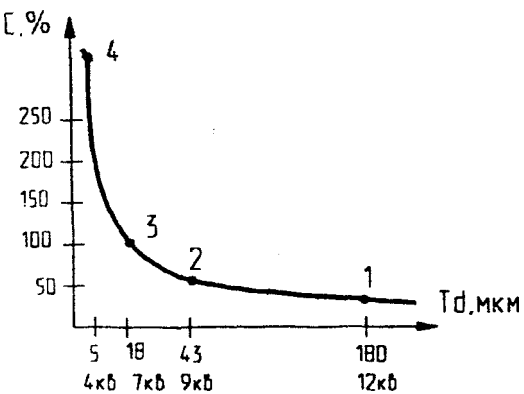


Рис.18. Зависимость себестоимости изготовления от величины допуска.

В качестве примера на рис.18 приведена такая зависимость применительно к изготовлению гладких стальных валиков с диаметром 15мм и длиной 100 мм. Рассмотрены различные варианты механической обработки таких валов: черновое точение (точка 1 на графике), чистовое точение (точка 2), точение и шлифование (точка 3) и точение, шлифование и суперфиниширование (точка 4). Как видно из графика, введение операции суперфиниширования позволяет повысить точность с 7-го до 4-го квалитета. Однако стоимость изготовления при этом резко возрастает.

Поэтому, строго говоря, выбор квалитетов должен осуществляться на основе технико-экономических расчетов, исходя, в первую очередь, из эксплуатационных требований.

В ряде случаев выбор квалитетов определяется характером требующейся посадки. Так, при необходимости использования переходных посадок или посадок с натягом для отверстий выбирают квалитеты с 5-го по 8-й, а для валов - с 4-го по 7-й.

Иногда к выбору квалитетов можно подойти расчетным путем. Предположим, что при расчете посадки с натягом для неподвижного неразъемного соединения с номинальным размером d=95мм установлено: N_{min}=10 мкм (по условию неподвижности соединения), а

N_{max}=70 мкм (по условию прочности деталей). Покажем, как, используя эти расчетные данные, можно подойти к выбору квалитетов. Прежде всего найдем допуск посадки:

$$T_{пос} = T_N = N_{max} - N_{min} = 60 \text{ мкм}.$$

Кроме того, известно, что допуск посадки равен сумме допусков соединяемых деталей:

$$T_{пос} = T_D + T_d = 60 \text{ мкм}.$$

Принимая в первом приближении допуски отверстия и вала одинаковыми, получим

$$T_D = T_d = 30 \text{ мкм}$$

Найденная величина допуска, как видно из табл. П5 приложения, занимает промежуточное положение между допусками, соответствующими 7-му и 6-му квалитетам. Поскольку при изготовлении отверстий сложнее обеспечить высокую точность обработки и измерения, чем при изготовлении валов, окончательно выбираем для отверстия 7-й квалитет ($T_D = IT7 = 35$ мкм), а для вала - 6-й квалитет ($T_d = IT6 = 22$ мкм).

В заключение проводится проверка по условию $T_D + T_d \le T_N$, в нашем примере 35+22 < 60.

В тех случаях, когда выбрать квалитеты на основе расчетов не представляется возможным, конструктор назначает их интуитивно, по аналогии с деталями и соединениями, работа которых ему хорошо знакома. При этом могут использоваться также рекомендации, приводимые в различных справочниках по допускам и посадкам. Некоторые из этих рекомендаций приведены ниже.

Как отмечалось в разд. 2.2.2, для размеров сопрягаемых поверхностей предназначены квалитеты с 4-го по 12-й. При этом 4-й и 5-й квалитеты используются сравнительно редко, для высокоточных ответственных деталей и соединений, например, посадочных поверхностей под подшипники качения высоких классов точности (валов турбины и компрессора ГТД, шпинделей прецизионных и точных металлорежущих станков, измерительных приборов), шеек коленчатых валов, соединений поршневого пальца с поршнем и головкой шатуна в двигателях внутреннего сгорания, соединений пиноли с корпусом задней бабки токарного станка.

Квалитеты с 6-го по 8-й являются наиболее распространенными, используемыми для ответственных соединений в общем и авиационном машиностроении, а также в приборостроении, например, в кон-

струкциях двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных, автомобилей, самолетов, металлорежущих станков, измерительных приборов. По этим квалитетам выполняются посадочные поверхности под подшипники качения классов точности 0 и 6; соединения зубчатых и червячных колес с валами, а также соединения венцов этих колес со ступицами, подшипники скольжения и др.

Размеры ответственных деталей тепловозов, паровых машин, подъемно-транспортных механизмов, полиграфических, текстильных и сельскохозяйственных машин преимущественно выполняют по 8-9-му квалитетам.

Квалитеты 9-й и 10-й предназначены для неответственных неподвижных и подвижных соединений деталей в изделиях авиационного и общего машиностроения, например, неответственные подшипники скольжения, соединения мазеудерживающих колец, распорных втулок и колец с валами в различных редукторах, шарнирные соединения и др.

Квалитеты 11-й и 12-й используются для неответственных соединений, в которых допустимы большие зазоры и значительные величины их колебания. Например, по этим квалитетам выполняют размеры привертных крышек подшипников качения, фланцев, деталей, получаемых литьем или штамповкой.

3.3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

3.3.1. Характеристика и общие сведения

Основные отверстия (с полем допуска H) и валы с основными отклонениями *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.19, а).

Основные валы (с полем допуска h) и отверстия с основными отклонениями *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.19,б).

Как отверстия, так и валы могут быть выполнены с допусками 5-12-го квалитетов.

Посадка может быть образована сопряжением отверстий и валов как одного, так и разных квалитетов. Понятно поэтому, что сочетанием из указанных полей допусков и квалитетов можно образовать очень большое количество основных посадок с зазором как в системе отверстия, так и в системе вала, в которых величина гарантиро-

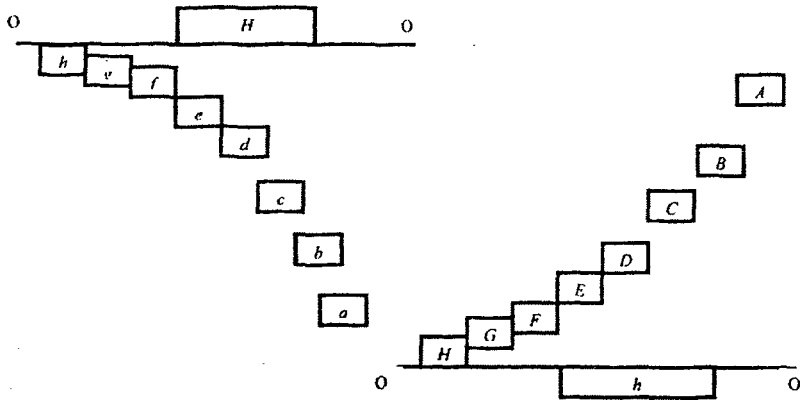


Рис.19. Схема полей допусков посадок с зазором:
а – в системе отверстия; б - в системе вала

ванных зазоров, например для диаметров 50 мм, будет изменяться от нуля 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 11 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. В системе отверстия рекомендуется 40 посадок с зазором, из них 11 предпочтительного применения (табл.П6), а в системе вала - 39 посадок, из них 6 предпочтительного применения (табл.П7).

3.3.2. Расчет посадок

Посадки с зазором предназначены для подвижных и неподвижных соединений.

В неподвижных соединениях посадка с зазором применяется для того, чтобы обеспечить легкую, беспрепятственную сборку, а в некоторых случаях и иметь возможность регулировки взаимного положения деталей в процессе эксплуатации. Относительная неподвижность соединения в процессе работы обеспечивается дополнительным креплением шпонками, винтами, болтами, штифтами и т.п. Выбор посадки для неподвижного соединения производится таким образом, чтобы наименьший зазор обеспечивал компенсацию отклонений формы (напр., см.рис.20) и расположения сопрягаемых поверхностей, если они не ограничиваются полями допусков размеров этих поверхностей. Кроме того, наименьший зазор должен включать, если это необходимо, запас на регулирование взаимного расположения деталей в сборе, их центрирование и т.п., а также запас на свободное вхождение одной детали в другую, что особенно важно в условиях автоматической сборки.

Наибольший зазор в посадках неподвижных соединений может определяться, например, из допустимого эксцентриситета e (напр. см.рис.21) или смещения осей (плоскостей симметрии) сопрягаемых деталей, который может быть ограничен либо требованиями к точ-

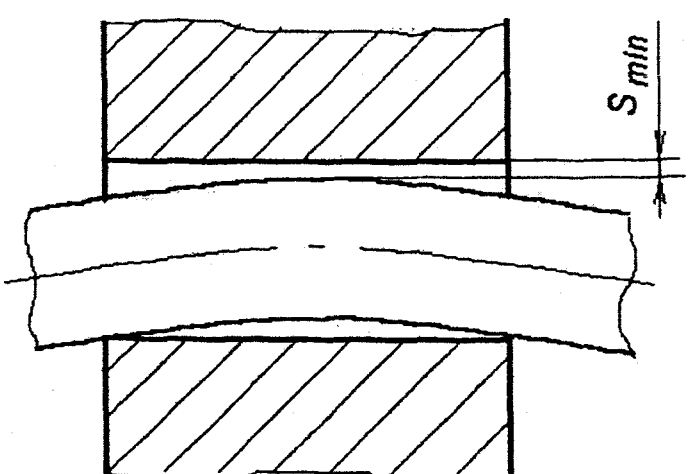


Рис.20. Расположение вала с погрешностью формы в отверстии

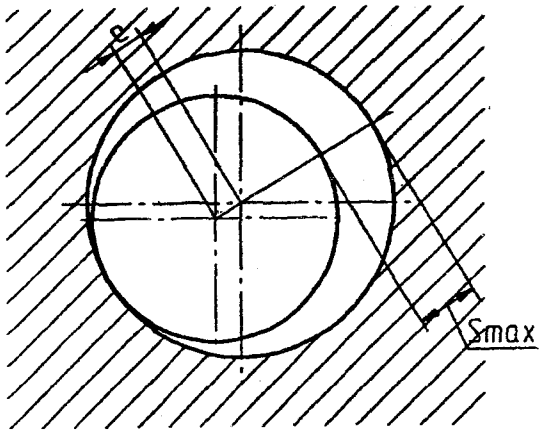


Рис.21. Вал в отверстии с эксцентриситетом e

ности механизма, либо для уменьшения динамических воздействий (вибраций, ударов и т.п.). При этом должно соблюдаться условие

$$S_{\max} \le 2e - 1{,}2\left(R_{ZD} + R_{Zd}\right),$$

где R_{ZD}, R_{Zd} - параметры шероховатости поверхности соответственно отверстия и вала.

В подвижных соединениях зазор служит для обеспечения свободы перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, а также компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, погрешности сборки и т.д. Расчет посадок подвижных соединений сводится к определению оптимального зазора между сопрягаемыми поверхностями, величины его допустимого изменения в процессе эксплуатации и, с учетом погрешностей при изготовлении деталей, к определению минимального и максимального зазора посадки.

Условия работы подвижных соединений чрезвычайно разнообразны, они определяются характером взаимного перемещения сопрягаемых деталей, величиной и направлением действующей нагрузки, способом подвода смазки, температурным режимом и т.д. Понятно поэтому, 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.22 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.

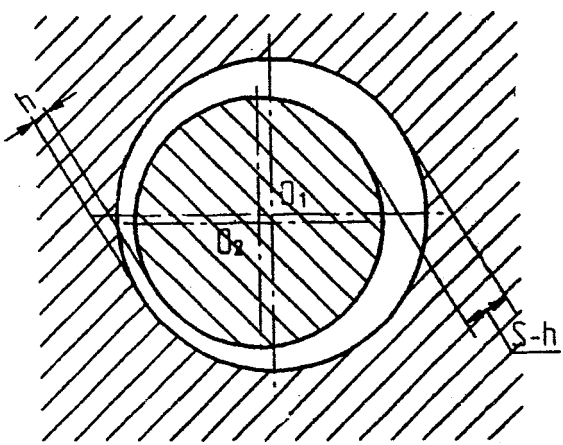


Рис.22. Расположение вала в подшипнике скольжения при установившемся режиме работы

Расчет сводится к определению наивыгоднейшего 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 [1].

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:

$$hS = \frac{\mu n d^2 \ell}{18{,}36 \cdot 10^6 p(+d)}, \qquad (14)$$

где h - толщина масляного слоя, мм;

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

μ - динамическая вязкость масла (Н · с/м);

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

$$p = P / \ell d,$$

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=0,25S. Подставляя эту величину h в формулу (14), получим наивыгоднейший для данных условий зазор:

$$S_{\text{наив}} = \sqrt{\frac{4\mu n d^2 \ell}{18{,}36 \cdot 10^6 p} \cdot \frac{\ell}{\ell + d}} \approx 0{,}467 \cdot 10^{-3} \cdot d \sqrt{\frac{\mu n}{p}} \cdot \frac{\ell}{\ell + d} \qquad (15)$$

Формула (15) 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

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

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

$$S_{ср} \approx S_{\text{расч}},$$

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

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

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

Наименьшая толщина масляного слоя подсчитывается по формуле

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

Пример. Подобрать посадку для подшипника скольжения при следующих данных: d=65мм; 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:

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

2. Определяем наивыгоднейший зазор:

$$S_{наив} = 0{,}467 \cdot 10^{-3} \cdot d \sqrt{\frac{\mu n}{p} \cdot \frac{\ell + d}{\ell}} = 0{,}467 \cdot 10^{-3} \cdot 65 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0{,}027 \cdot 750}{0{,}769} \cdot \frac{100}{65 + 100}} = 0{,}121\text{мм} = 121\text{мкм}.$$

3. Определяем расчетный зазор:

$$S_{расч} = S_{наив} - 2\left(R_{ZD} + R_{Zd}\right).$$

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

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

4. Выбираем посадку ∅65(H7/e8), у которой S_{min}=60мкм;

$$S_{max} = 136 мкм; \qquad S_{ср} = \frac{136 + 60}{2} = 98 мкм.$$

5. Проверяем выбранную посадку по h_{min};

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

$$= \frac{0{,}027 \cdot 750{,}652}{18{,}36 \cdot 10^6 \cdot 0{,}769\left[0{,}136 + 2(0{,}0063 + 0{,}0032)\right]} \cdot \frac{100}{65 + 100} =$$

$$= 0{,}02388 мм; \; h_{min} = 23{,}88 мкм.$$

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

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

3.3.3. 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. Величина 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 больше скорость рабочего перемещения, тем обильнее должна подаваться смазка, а следовательно и больше должен быть зазор.

3. Материал сопрягаемых деталей, коэффициенты трения и линейного расширения, износостойкость и другие.

4. Длина сопряжения. Чем больше длина сопряжения, тем сильнее сказываются при сборке и эксплуатации машины отклонения от правильной геометрической формы деталей и от взаимного расположения поверхностей (овальность, конусность, бочкообразность, перекос, непараллельность, эксцентричность и др.). Влияние этих отклонений на работу сопряжений ослабляют увеличением зазора.

5. Температурные условия работы деталей. Изменение температуры во время работы деталей машин изменяет характер сопряжения деталей, уменьшая или увеличивая зазоры. Особое внимание на этот фактор нужно обращать, когда сопрягаемые детали во время работы имеют неодинаковую температуру и сами они сделаны из материалов с разными коэффициентами линейного расширения.

6. Состояние обработанных поверхностей сопрягаемых деталей. Существующие на сопрягаемых поверхностях деталей микронеровности в виде волнистости, шероховатости, огранки искажают характер сопряжения, а во время работы деталей сглаживаются и увеличивают зазор.

7. Точность центрирования деталей в узле. Чем больше зазор в посадках, тем возможно большее смешение 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.П6, в системе вала - в табл.П7. 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 предпочтительных посадок не может быть использована, то можно использовать одну из других посадок, указанных в названных таблицах. Только как исключение, в технически обоснованных случаях, допускаются другие посадки. При этом рекомендуется, чтобы по возможности посадка относилась к системе отверстия или системе вала (первое предпочтительнее), в крайнем случае можно использовать и комбинированную посадку. При образовании посадки необходимо стремиться к тому, чтобы при неодинаковых допусках отверстия и вала в посадке больший допуск был у отверстия и допуски отверстия и вала отличались не более чем на два квалитета.

3.3.4. 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, корпусов под подшипники качения в станках, автомобилях и других машинах, соединительных и фрикционных муфтах, контрольных штифтов с направляющими отверстиями. центрирующих поверхностей различных фланцев и крышек, втулок с пинолями 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 не непосредственно с поверхностями, центрирующими подшипник.

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

Посадка *H7/g6* применяется для точных сопряжений, в которых необходимы свободные перемещения, но не требуется по возможности малый зазор для обеспечения плотности соединения или соосности деталей. Например, при установке передвижных 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 кулачко-

вых валов в подшипники, передвижных 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 прокладки применяют посадку $H11/d11$.

Большое количество примеров применения посадок с зазором приводится в [2].

3.4. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

3.4.1 Расчет вероятности появления зазоров и натягов в соединениях деталей

Рассмотрим статистический характер параметра соединения П на примере переходных посадок. При сочетании наибольшего предельного диаметра вала и наименьшего предельного диаметра отверстия в переходных посадках получают всегда максимальный натяг (N_{max}), а при сочетании наименьшего предельного диаметра вала и наибольшего предельного диаметра отверстия - максимальный зазор (S_{max}). А так как поступление на сборку сопрягаемых отверстий и валов с теми или иными размерами в пределах допуска является случайным событием, то и получение в соединении при одной и той же посадке зазора или натяга также является случайными событиями.

Для определения вероятности этих событий, т.е. получения в посадке зазора или натяга определенной величины, построим поля допусков сопрягаемых вала (см.10)

$$Td = 6\sigma_d \qquad (16)$$

и отверстия

$$TD = 6\sigma_D . \qquad (17)$$

На рис.23 приведен пример расположения полей допусков в одной из переходных посадок. При поступлении на сборку деталей с диа-

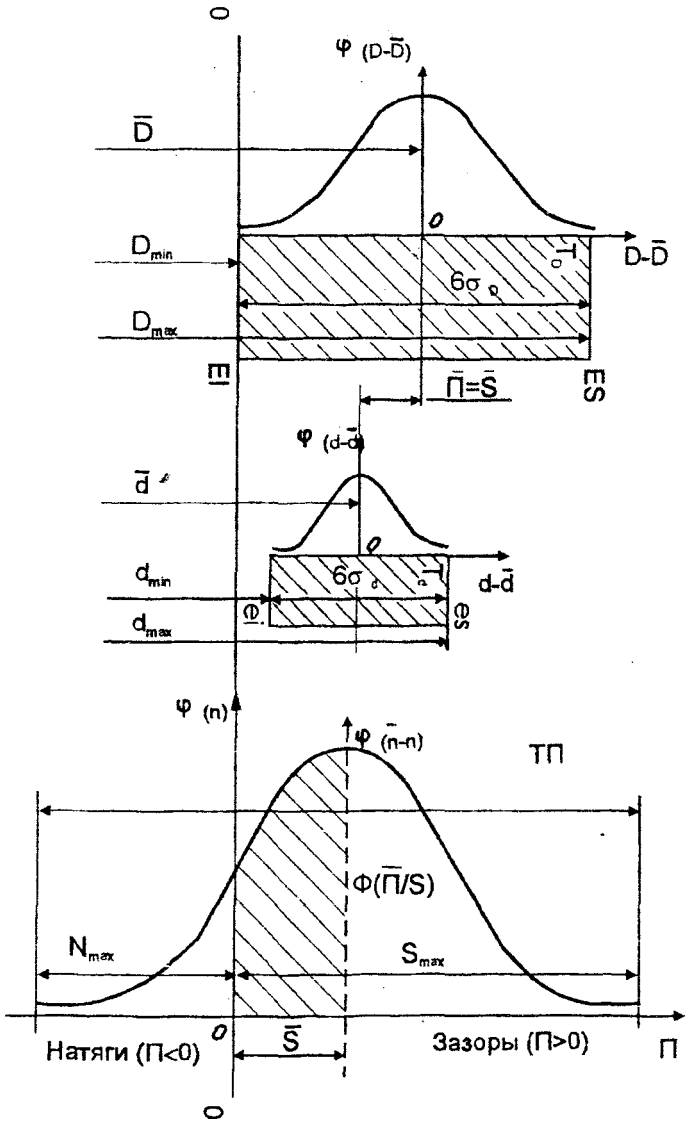


Рис.23. Расположение полей допусков переходной посадки с наиболее вероятным зазором

метром вала d и отверстия D образуется либо зазор, либо натяг с параметром соединения

$$П = D - d \qquad (18)$$

Таким образом, получение в соединении параметра $П$ является сложным событием по отношению к простым событиям, - поступлением на сборку деталей с диаметрами d и D соответственно.

В общем случае дисперсия (σ_y^2) наступления сложного события y, связанное с простыми событиями x_1; x_2...;x_n известным соотношением

$$y=f(x_1,x_2,...x_n) \qquad (19)$$

определяется выражением

$$\sigma_y^2 = \left(\frac{\partial y}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_{x_2}^2 + ... + \left(\frac{\partial y}{\partial x_n}\right)^2 \sigma_{x_n}^2 . \qquad (20)$$

В рассматриваемом случае общее соотношение (19) имеет вид (18). Тогда можно записать

$$\sigma_n^2 = \left(\frac{\partial П}{\partial D}\right)^2 \sigma_D^2 + \left(\frac{\partial П}{\partial d}\right)^2 \sigma_d^2 = \sigma_D^2 + \sigma_d^2$$

или с учетом (16, 17)

$$\sigma_n = \frac{\sqrt{T_D^2 + T_d^2}}{6} , \qquad (21)$$

где T_D и T_d соответствуют назначенной посадке.

Но так как вероятность сложного события распределяется по тому же закону, что и вероятность простых событий, то

$$\varphi_{(n)} = \frac{1}{\sigma_n \sqrt{2\pi}} \exp - \frac{(П - \overline{П})^2}{2\sigma_n^2} , \qquad (22)$$

Здесь

$$\overline{П} = \overline{D} - \overline{d} \qquad (23)$$

- наиболее вероятный параметр соединения;

$$\overline{D} = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} \qquad (24)$$

- наиболее вероятный диаметр отверстия,

$$\overline{d} = \frac{d_{max} + d_{min}}{2} \qquad (25)$$

- наиболее вероятный диаметр вала.

Причем если $\overline{D} < \overline{d}$, то в посадке наиболее вероятно получение натяга $(\overline{N} = -\overline{\Pi})$, если $\overline{D} > \overline{d}$, то зазора $(\overline{S} = \overline{\Pi})$. Последний случай изображен на рис.23. Но вероятность получения параметра Π в соединении не зависит от его знака. Тогда вероятность получения Π в диапазоне $(0; \overline{\Pi})$

$$P_{(0,\overline{\Pi})} = \int_0^{|\overline{\Pi}|} \varphi_{(\Pi)} d\Pi = \Phi\left(\frac{|\overline{\Pi}|}{\sigma_n}\right), \qquad (26)$$

а с учетом симметричности закона нормального распределения при $\overline{\Pi} > 0$ вероятность появления зазоров

$$\left.\begin{aligned} P_S &= \Phi\left(\frac{\overline{\Pi}}{\sigma_n}\right) + 0{,}5, \\ &\text{натягов} \\ P_N &= 1 - P_S, \end{aligned}\right\} \qquad (27)$$

а при $\overline{\Pi} < 0$ соответственно

$$\left.\begin{aligned} P_N &= \Phi\left(\frac{\overline{n}}{\sigma_n}\right) + 0{,}5, \\ P_S &= 1 - P_N. \end{aligned}\right\} \qquad (28)$$

Пример: Необходимо определить вероятность получения соединений с зазором и натягом для посадки ∅35 (H8/m7).

1. По табл. П2-П4 для отверстия ∅35H8 и вала ∅35m7 находим отклонения:

для отверстия ES=+39 (мкм); EI=0;

для вала es=+34 мкм; ei=+9 мкм.

2. Определим допуски на их изготовление:

для отверстия T_D=T8=39 мкм;

для вала T_d=T7=25 мкм.

3. Рассчитаем предельные размеры сопрягаемых деталей:

D_{max}=d+ES=35+0,039=35,039 мм;

$D_{min}=d+EI=35+0=35{,}0$ мм;

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

$d_{min}=d+ei=35+0{,}009$ мм.

4. Определим предельные значения зазора и натяга:

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

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

или параметры посадки:

$П_{max}=D_{max}-d_{min}=35{,}039-35{,}009=0{,}030$ мм$=S_{max}$;

$П_{min}=D_{min}-d_{max}=35{,}000-35{,}034=-0{,}034$ мм$=-N_{max}$.

5. Находим допуск посадки:

$ТП=T8+T7=39+25=64$ мкм,

или

$ТП=S_{max}+N_{max}=30+34=64$ мкм,

или

$ТП=П_{max}-П_{min}=30-(-34)=64$ мкм.

6. Используя формулы (16, 17, 21), найдем средние квадратичные отклонения вала, отверстия и посадки соответственно:

$$\sigma_d = T7/6 = 25/6 = 4{,}2\,\text{мкм};$$

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

$$\sigma_n = \frac{1}{6}\sqrt{(T8)^2+(T7)^2} = \frac{1}{6}\sqrt{39^2+25^2} = 7{,}7\,\text{мкм}.$$

7. Используя (23, 24, 25), определим наиболее вероятные размеры вала, отверстия и параметра посадки П:

$$\bar{d} = \frac{d_{max}+d_{min}}{2} = \frac{35{,}04+35{,}009}{2} = 35{,}0215 \text{ мкм},$$

$$\bar{D} = \frac{D_{max}+D_{min}}{2} = \frac{35{,}039+35{,}000}{2} = 35{,}0195 \text{ мкм},$$

$$\bar{П} = \bar{D}-\bar{d} = 35{,}0195-35{,}0215 = -0{,}002 = -2 \text{ мкм}.$$

Так как $\bar{П}<0$, то в посадке наиболее вероятно получение натяга $\bar{N} = -\bar{П} = 2$мкм.

8. Найдем вероятность появления зазоров и натягов в посадке, используя соотношения (28), так как $\bar{П}<0$, квантиль наиболее вероятного параметра соединения

$$\frac{\overline{\Pi}}{\sigma_n} = \frac{2}{7{,}7} = 0{,}26.$$

Тогда из табл. П1

$$\Phi\left(\frac{\overline{\Pi}}{\sigma_n}\right) = \Phi(0{,}26) = 0{,}1026$$

и из (28)

$$P_N = \Phi\left(\frac{\overline{\Pi}}{\sigma_n}\right) + 0{,}5 = 0{,}1026 + 0{,}5 = 0.6026,$$

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

Таким образом, в данной посадке при достаточно большом количестве деталей в партии можно ожидать появления 60,26% соединений с натягом и 39,74% соединений с зазором.

Расположение полей допусков и результаты расчета приведены на рис. 24. Аналогичным образом может быть определена вероятность появления зазоров и натягов и в других посадках.

3.4.2 Выбор и примеры применения переходных посадок

Переходные посадки 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.

Основные отверстия H и валы с основными отклонениями j_S, k, m, n, а также основные валы h и отверстия с основными отклонениями J_S, K, M и N образуют переходные посадки (рис.25). Единая си-

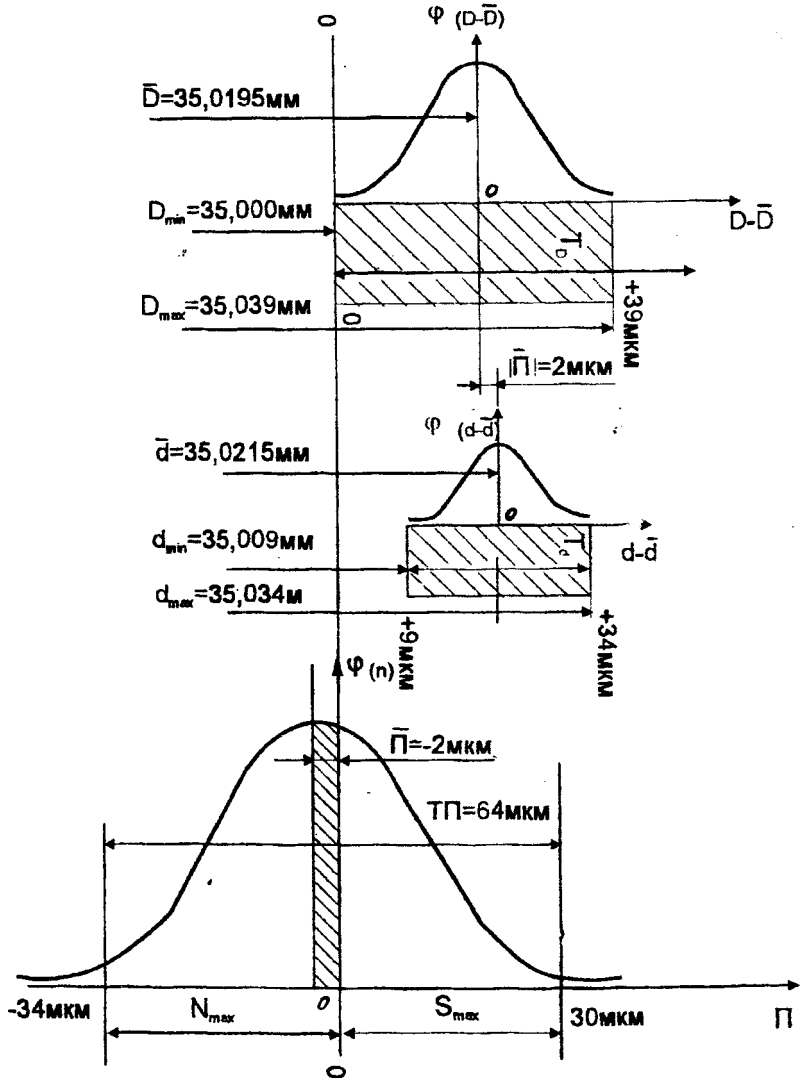


Рис.24. Расположение полей допусков переходной посадки Ø35H8/m7 с наиболее вероятным натягом .

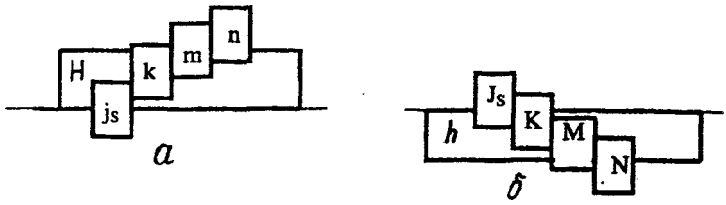


Рис.25. Схема расположения полей допусков переходных посадок:
а - в системе отверстия; б - в системе вала

стема 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. П6 и П7). Из этого же числа в каждой системе имеется по 3 переходных посадки предпочтительного применения:

в системе отверстия - H_7/j_S6, $H7/k6$, $H7/n6$;

в системе вала - $J_S7/h6$, $K7/h6$ и $N7/h6$.

Посадки типа $\frac{H}{n};\frac{N}{h}$ обеспечивают в основном натяг ($P_N = 99...99{,}5\%; P_S = 0{,}5...1\%$). Они используются вместо посадок с натягом в неразъемных соединениях тонкостенных деталей, передающих большие усилия или работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок. Например, посадка $\frac{H7}{n6}\left(\frac{N7}{h6}\right)$ 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.

Посадки типа $\frac{H}{m};\frac{M}{h}$ обеспечивают меньшую вероятность натяга ($P_N = 75...80\%$) и соответственно большую вероятность зазора (P_S=20...25%). Они используются в тех же целях, что и предыду-

щие, но в соединениях, чаще подвергаемых сборке или разборке в процессе эксплуатации.

Посадки типа $\frac{H}{k};\frac{K}{h}$ ($P_N = 30...40\%; P_S = 60...70\%$) обеспечивают легкую сборку и разборку соединений при хорошем центрировании. Для соединений шестерен, шкивов, червячных колес, установочных колец на валы со шпонками, сменных соединительных муфт и т.п. наиболее широко применяется посадка $\frac{H7}{k6}\left(\frac{K7}{h6}\right)$.

Если необходимо обеспечить легкую и частую разборку соединения при сравнительно высокой точности, то используют посадки типа $\frac{H}{j_s};\frac{J_s}{h}$ ($P_N = 0,5...1\%; P_S = 99...99,5\%$). В частности, посадка $\frac{H7}{j_s6}\left(\frac{J_s7}{h6}\right)$ применяется при небольших статических нагрузках для установки сменных деталей и для неподвижных соединений большой длины, превышающей диаметр сопряжения более чем в 3 раза (посадка сменных шестерен или маховиков на валы, сменных втулок, тонкостенных гильз в корпус и т.д.). Иногда эта посадка применяется вместо $\frac{H7}{k6}\left(\frac{K7}{h6}\right)$, когда сборка или разборка соединения затруднены весом, размером деталей или другими причинами.

3.5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

3.5.1. Общая характеристика посадок с натягом

Посадки с натягом предназначены для получения неподвижных неразъемных или редко разбираемых соединений. Неподвижность соединений при этих посадках достигается, как правило, лишь за счет сил трения, возникающих на сопрягаемых поверхностях деталей вследствие их деформаций при сборке. В 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.26,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.26,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.П6 и П7).

3.5.2. 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.

Расчет посадок с натягом производится на основе теории упругости. В основу расчета положены:

а) закон Гука

$$\sigma = E\varepsilon, \qquad (29)$$

где σ - напряжение; E - модуль упругости первого рода; ε - деформация;

б) решение задачи Ламе, описывающее напряженно-деформирован-

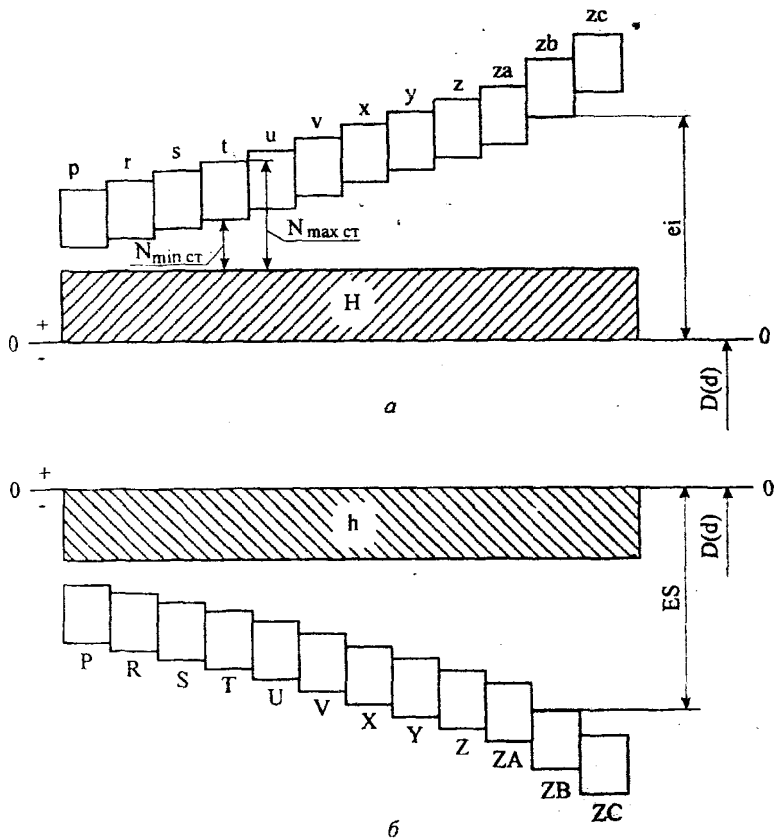


Рис.26. Схемы расположения полей допусков посадок с натягом:
а - в системе отверстия; б - в системе вала.

ное состояние толстостенных цилиндров, нагруженных равномерно распределенным давлением

$$\sigma = C \cdot p \,, \qquad (30)$$

где C - коэффициент, зависящий от упругих свойств и жесткости детали; p - давление.

Рассмотрим общий случай расчета посадок с натягом, когда соединение состоит из полого вала и втулки (рис.27). Положительная разность между диаметром вала и внутренним диаметром втулки до сборки определяет величину натяга N. При запрессовке деталей происходит растяжение втулки на величину N_D и одновременно сжатие вала на величину N_d, то есть их деформация, причем

$$N = N_D + N_d. \qquad (31)$$

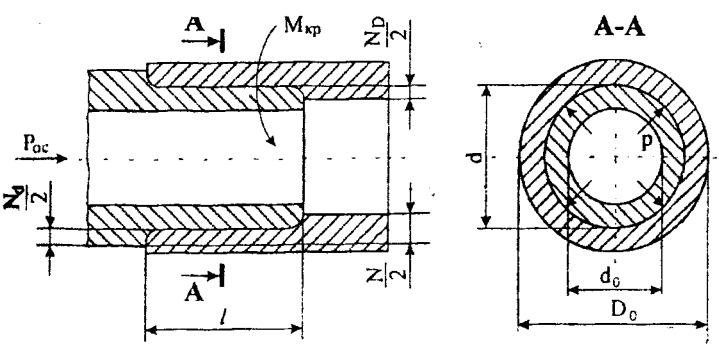


Рис.27. Схема запрессовки вала во втулку

Деформацию втулки и вала можно определить, используя закон Гука и решение задачи Ламе. Приравняв правые части выражений (29) и (30), получим $\varepsilon \cdot E = C \cdot p$, откуда $\varepsilon = \frac{Cp}{E}$. В то же время ε для втулки можно представить как $\frac{N_D}{d}$, а для вала соответственно как $\frac{N_d}{d}$. Тогда $N_D = \frac{C_D p d}{E_D}$, $N_d = \frac{C_d p d}{E_d}$, где C_D и C_d - коэффициенты Ламе соответственно для втулки и вала; p - давление на поверхности контакта втулки и вала; d - номинальный диаметр сопряжения; E_D и E_d - модули упругости материалов сопрягаемых дета-

лей. Подставив формулы для определения величин N_D и N_d в выражение (31), получим формулу для определения расчетного натяга в общем виде

$$N = p \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \cdot d \quad . \tag{32}$$

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} (см. рис.27):

$$p_{min} = \frac{2M_{кр}}{\pi d^2 l f} \tag{33}$$

- при действии крутящего момента $M_{кр}$;

$$p_{min} = \frac{P_{ос}}{\pi d f l} \tag{34}$$

- при действии осевой силы $P_{ос}$;

$$p_{min} = \frac{R}{\pi d l f} \tag{35}$$

- при совместном действии крутящего момента и осевой силы,

где $R = \sqrt{\left(\frac{2M_{кр} \cdot 10^3}{d} \right)^2 + P_{ос}^2}$ - равнодействующая сила при совместном нагружении соединения осевой силой и крутящим моментом; d и l - номинальный диаметр и длина соединения; f - коэффициент трения на сопрягаемых поверхностях.

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

По полученным значениям контактного давления, используя формулу (32), можно рассчитать величину наименьшего натяга, при котором будет обеспечена неподвижность соединения:

$$N_{min\,расч} = p_{min} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) d, \tag{36}$$

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

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

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

Значения модуля упругости и коэффициента Пуассона для различных материалов приведены в табл.П8.

2. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации соединяемых деталей.

В качестве P_{max} берется меньшее из двух значений:

$$p_{D\max} = 0{,}58\sigma_{TD}\left[1-\left(\frac{d}{D_0}\right)^2\right] \qquad (37)$$

- для охватывающей детали;

$$p_{d\max} = 0{,}58\sigma_{Td}\left[1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2\right] \qquad (38)$$

- для охватываемой детали,

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

σ_{TD} и σ_{Td} - пределы текучести материалов охватывающей и охватываемой деталей (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 χ, учитывающий неравномерность распределения давления по поверхности сопряжения.

Коэффициент χ зависит главным образом от отношения длины сопряжения к номинальному диаметру и может быть найден по графикам, приведенным на рис.28.

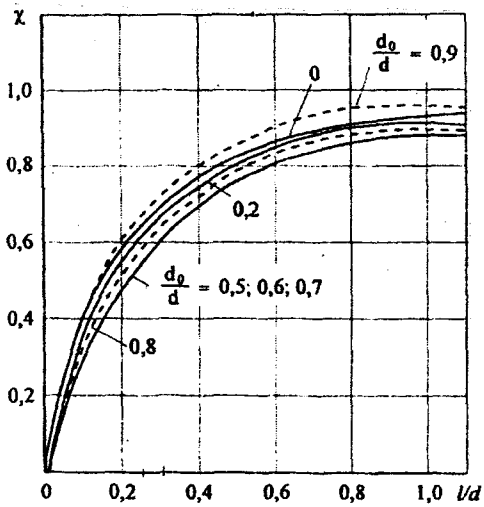


Рис.28. Зависимость коэффициента, учитывающего неравномерность распределения давления от отношения длины к диаметру соединения

С учетом сказанного в соответствии с формулой (32) определяется величина наибольшего расчетного натяга $N_{max\ расч}$:

$$N_{max\ расч} = p_{D\,max}\chi\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)d. \qquad (39)$$

3. Прежде чем осуществить выбор посадки на основе найденных величин $N_{min\ расч}$ и $N_{max\ расч}$, 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 $d_{изм}$ и $D_{изм}$ (рис.29). Для нахождения поправки, учитывающей смятие неровностей, рекомендуется пользоваться формулой

$$\Delta_ш = 1{,}2\left(Rz_D + Rz_d\right) \approx 5\left(Ra_D + Ra_d\right), \qquad (40)$$

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 по-

верхностях отверстия и вала (Ra_D и Ra_d) определяются точностью изготовления соединения (5-й...8-й квалитеты) и его номинальным размером. Ориентировочно можно выбирать 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 квалитетов и больших размеров). При механической запрессовке наибольшая прочность соединения достигается при малой шероховатости, а при сборке с охлаждением или нагревом - при большой шероховатости.

С учетом поправки определяют минимальную и максимальную величины функциональных натягов

$$N_{\min\ функ} = N_{\min\ расч} + \Delta_{ш}, \qquad (41)$$

$$N_{\max\ функ} = N_{\max\ расч} + \Delta_{ш}, \qquad (42)$$

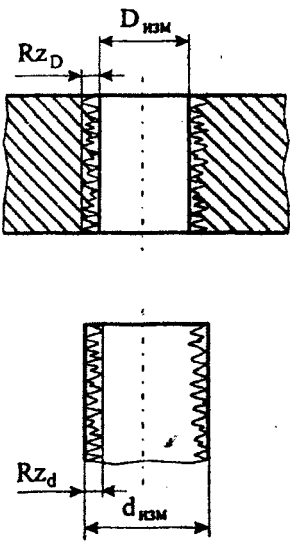


Рис.29. Схема сглаживания неровностей при запрессовке

и по стандартам (ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-82) выбирают посадку, удовлетворяющую условиям

$$N_{\min ст} \geq N_{\min\ функ}, \qquad (43)$$

$$N_{\max ст} \leq N_{\max\ функ}, \qquad (44)$$

где $N_{\min ст}$ и $N_{\max ст}$ - минимальное и максимальное значения натяга, обеспечиваемые какой-либо стандартной посадкой (см. рис.26).

Величины $N_{\min ст}$ и $N_{\max ст}$ для некоторых стандартных посадок приведены в табл.П9.

3.5.3. Пример расчета посадки с натягом

Поясним методику расчета посадок с натягом на примере выбора посадки для сопряжения венца косозубого зубчатого колеса со ступицей (рис.30, d = 100 мм, D_0 = 120 мм, d_0 = 25 мм, l = 15 мм), когда величины действующего крутящего момента и осевой силы составляют соответственно $M_{кр}$ = 110 Нм и $P_{ос}$ = 20 Н. Материал зубчатого венца - сталь 40ХН (E_D = 2,1·10^5 МПа, σ_T = 784 МПа),

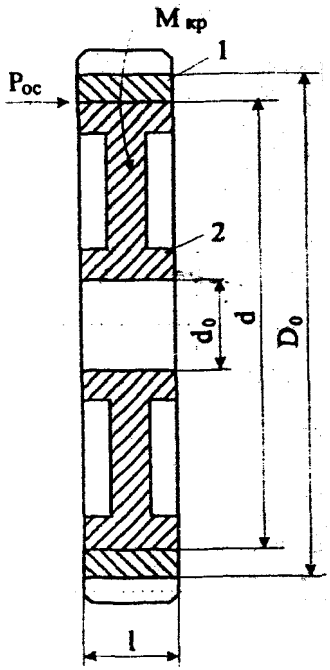


Рис.30. Схема запрессовки зубчатого венца (1) косозубого колеса на ступицу (2)

ступицы - сталь 45 (E_d =2,1·10^5 МПа, σ_T = 353 МПа); параметры шероховатости сопрягаемых поверхностей $Ra_D = Ra_d = 1{,}0$ мкм. Сборка деталей осуществляется под прессом при нормальной температуре - (механическая запрессовка), $f = 0{,}07$.

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 (см. рис.30).

Если материалы зубчатого венца и ступицы колеса не заданы, то они могут быть выбраны, например, по табл. П8. Как правило, зубчатые венцы цилиндрических и конических зубчатых колес изготавливаются из легированных конструкционных сталей (40Х, 40ХН, 12Х2Н4А и т.д.), а ступицы - из углеродистых качественных конструкционных сталей (20, 30, 40 и т.д.) и чугунов (СЧ15-32, СЧ18-36). Зубчатые венцы червячных колес чаще всего выполняют из оловянных и безоловянных бронз.

Расчет произведем в соответствии с вышеизложенной методикой.

1. Из условия неподвижности соединения по формуле (35) определяем требуемое минимальное давление на контактных поверхностях соединения, а по формуле (36), после определения коэффициентов Ламе C_D и C_d, величину наименьшего натяга:

$$P_{min} = \frac{R}{\pi d l f} = \frac{1}{\pi d l f}\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}\cdot 10^3}{d}\right)^2 + P_{ос}^2} =$$

$$= \frac{1}{3{,}14\cdot 100\cdot 15\cdot 0{,}07}\sqrt{\left(\frac{2\cdot 110\cdot 10^3}{100}\right)^2 + 20^2} = 6{,}673\ \text{МПа};$$

$$C_D = \frac{1+\left(\frac{d}{D_0}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{D_0}\right)^2} + \mu_D = \frac{1+\left(\frac{100}{115}\right)^2}{1-\left(\frac{100}{115}\right)^2} + 0{,}3 = 7{,}497;$$

$$C_d = \frac{1+\left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2} - \mu_d = \frac{1+\left(\frac{25}{100}\right)^2}{1-\left(\frac{25}{100}\right)^2} - 0{,}3 = 0{,}833;$$

$$N_{\text{min расч}} = p_{\min}\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)d \cdot 10^3 = 6{,}673 \cdot \left(\frac{7{,}497}{2{,}1 \cdot 10^5} + \frac{0{,}833}{2{,}1 \cdot 10^5}\right) \cdot 100 \cdot 10^3 =$$

$= 26{,}47$ *мкм.*

2. На основе теорий наибольших касательных напряжений определяем максимальное допустимое давление, при котором отсутствуют пластические деформации соединяемых деталей:

$$p_{D\max} = 0{,}58\sigma_{TD}\left[1-\left(\frac{d}{D_0}\right)^2\right] = 0{,}58 \cdot 784 \cdot \left[1-\left(\frac{100}{115}\right)^2\right] = 110{,}89 \ \textit{МПа};$$

$$p_{d\max} = 0{,}58\sigma_{Td}\left[1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2\right] = 0{,}58 \cdot \cdot 353\left[1-\left(\frac{25}{100}\right)^2\right] = 191{,}94 \ \textit{МПа}$$

В качестве p_{max} берем меньшее из двух полученных значений и по формуле (39) определяем величину наибольшего расчетного натяга:

$$N_{\max\,расч} = p_{D\max}\chi\left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right)d \cdot 10^3 =$$

$$= 110{,}89 \cdot 0{,}5\left(\frac{7{,}497}{2{,}1 \cdot 10^5} + \frac{0{,}833}{2{,}1 \cdot 10^5}\right) \cdot 100 \cdot 10^3 = 219{,}93 \ \textit{мкм}$$

3. По формуле (40) определяем поправку, учитывающую смятие неровностей при запрессовке,

$$\Delta_{\text{м}} \approx 5\left(Ra_D + Ra_d\right) = 5(1{,}0 + 1{,}0) = 10{,}0 \ \textit{мкм}$$

и по формулам (41) и (42) с учетом поправки определяем минимальную и максимальную величины функциональных натягов:

$$N_{\min\ функ} = N_{\min\ расч} + \Delta_{ш} = 26{,}47 + 10{,}0 = 36{,}47\ \ мкм,$$

$$N_{\max\ функ} = N_{\max\ расч} + \Delta_{ш} = 219{,}93 + 10{,}0 = 229{,}93\ \ мкм.$$

Далее по табл. П9 выбираем посадку, удовлетворяющую условиям (43), (44). Для этого в интервале размеров свыше 80 до 100 мм находим сначала посадки, удовлетворяющие условию неподвижности соединения $N_{\min ст} \geq N_{\min\ функ}$. Такими посадками будут являться: H7/t6, H7/u7, H8/u8 и др. Проанализируем эти посадки из условия прочности соединяемых деталей $N_{\max ст} \leq N_{\max\ функ}$. Нетрудно видеть, что условию прочности будут удовлетворять четыре посадки: H7/t6, H7/u7, U8/h7 и H8/u8. Так как для рассматриваемого вида сопряжения посадки в системе вала по конструктивным и экономическим соображениям применять нецелесообразно, то в качестве стандартной можно выбрать одну из трех посадок: H7/t6, H7/u7 и H8/u8. При этом посадка H8/u8 будет более экономичной по сравнению с двумя предыдущими, а посадка H7/t6 будет обеспечивать больший запас прочности соединяемых деталей.

3.5.4. 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 прессовые посадки.

Посадки легкопрессовые (H/p, P/h) характеризуются минимальным гарантированным натягом и применяются в тех случаях, когда действующие крутящие моменты или осевые силы малы или случайное относительное смещение соединяемых деталей не играет существенной роли; для соединений тонкостенных деталей, не допускающих больших деформаций; для соединения деталей из цветных металлов и легких сплавов; 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 шпонками, винтами и штифтами.

Средние прессовые 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/r6 и H7/s6. Примеры применения: втулки подшипников скольжения в гнездах, постоянные кондукторные втулки, фиксаторы и упоры в приспособлениях, венцы червячных и зубчатых колес на ступицах.

Тяжелые прессовые посадки (H/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 ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения являются основными комплектующими изделиями, изготовляемыми на специализированных (подшипниковых) заводах. Посадочными или присоединительными размерами подшипников являются наружный диаметр наружного кольца D, по которому подшипник сопрягается с корпусом, и внутренний диаметр внутреннего кольца d, по которому подшипник сопрягается с валом. Подшипники качения в процессе сборки не подлежат дополнительной доработке, поэтому 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 (в порядке повышения точности) на следующие классы: 0, 6, 5, 4, 2. С повышением точности подшипников значительно возрастает трудоемкость их изготовления и стоимость. Так, стоимость подшипников 6,5 и 4-го классов больше стоимости подшипников класса точности 0 соответственно в 2,5; 5,5 и 8 раз. В связи с этим не следует применять подшипники высоких классов точности в узлах, где это не вызывается технической необходимостью.

Наибольшее применение в машиностроении находят подшипники классов точности 0 и 6. Подшипники 5-го 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 подшипники 2-го класса точности.

Точность подшипников определяется точностью присоединительных параметров (размеры D и d), точностью изготовления беговых дорожек колец и точностью изготовления тел качения.

Допускаемые отклонения диаметров отверстий внутренних колец и наружных диаметров наружных колец подшипников различных типов и разных классов точности представлены в табл.П10.

Как видно из этой таблицы и схемы, приведенной на рис.31, поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца располагается не "в тело кольца", вверх от нулевой линии, как принято для основного отверстия, а вниз, т.е. основным отклонением отверстия внутреннего кольца (его принято обозначать L) является верхнее отклонение ES=0. Такое расположение поля допуска принято для обеспечения сравнительно небольшого натяга в соединении вращающегося внутреннего кольца с валом при использовании имеющихся в ЕСДП полей допусков на валы под переходные посадки, с учетом, что в большинстве конструкций подшипниковых узлов вращается вал с внутренним кольцом.

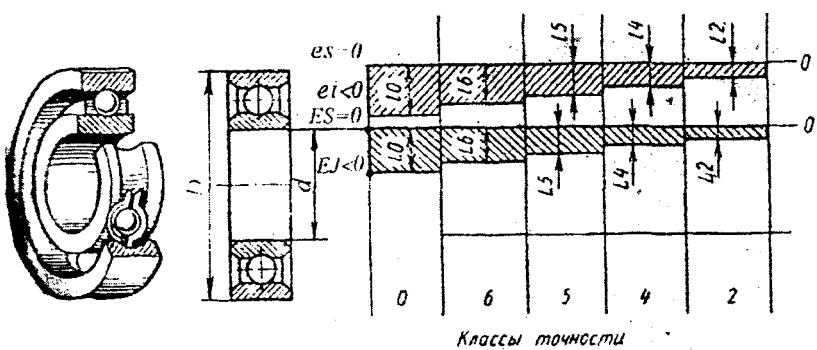


Рис.31. Схема расположения полей допусков наружного и внутреннего колец подшипников различных классов точности

Соединение подшипника с корпусом при этих же условиях, как будет показано дальше, должно быть с небольшим зазором, поэтому поле допуска на диаметр наружного кольца располагается "в тело детали", 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 подшипника принято обозначать соответственно буквами L и ℓ с указанием класса точности подшипника, например, $L6$ и $\ell 6$.

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

Как уже отмечалось, чаще всего подшипниковые узлы работают по схеме, когда вращается внутреннее кольцо с валом, а наружное кольцо и корпус неподвижны. В этом случае необходимо обеспечить неподвижность соединения внутреннего кольца подшипника с валом. Это достигается за счет использования валов, изготавливаемых в системе отверстия с полями допусков под переходные посадки (основные отклонения *js, k, m, n*), что, благодаря специфическому расположению поля допуска внутреннего кольца вниз от нулевой линии, позволяет получить в соединении небольшой, чаще всего гарантированный натяг (рис.32). 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 подшипниковых узлов, а в процессе их эксплуатации могут вызвать заклинивание тел качения и поломки.

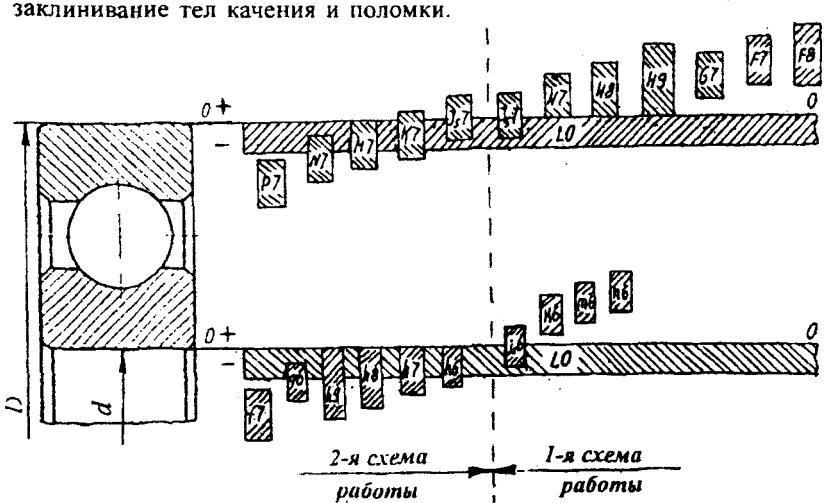


Рис.32. Схема расположения полей допусков при посадках подшипников 0-го класса точности

Наружное кольцо подшипника в корпус при рассматриваемой схеме работы узла должно устанавливаться свободно. Для этого поля допусков отверстий корпусов выбирают в системе вала из числа обеспечивающих в соединении небольшую величину зазора (основные отклонения отверстий J_s, H, G, F).

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.

Поля допусков валов и отверстий корпусов для подшипников различных классов точности при первой схеме работы представлены в табл.1.

Таблица 1

Классы точности подшипников	Поле допуска внутреннего кольца	Поля допусков валов	Поле допуска наружного кольца	Поля допусков отверстий корпусов
0; 6	*L0;L6*	*j_s6;k6;m6;n6*	$\ell_0;\ell_6$.	*J_s7; H7; H8; H9;G7;F7;F8*
5; 4	*L5; L4*	*j_s5;k5;m5;n5*	$\ell_5;\ell_4$.	*J_s6; H6; G6*
2	*L2*	*j_s4;k4;m4;n4*	ℓ_2.	*J_s5; H5; G5*

Если вращается наружное кольцо с корпусом, а внутреннее кольцо и вал неподвижны (рис.32, вторая схема работы, что 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, что достигается путем использования полей допусков отверстий корпусов под переходные посадки, и даже с гарантированным натягом (основные отклонения отверстия: J_s, K, M, N, P).

Соединение внутреннего кольца с валом в этом случае должно быть свободным, что обеспечивается использованием валов с полями допусков под посадки с зазором (основные отклонения валов h, f, q).

Поля допусков отверстий корпусов и валов, работающих по второй схеме (вращается наружное кольцо с корпусом), для подшипников различных классов точности представлены в табл.2.

Таблица 2

Классы точности подшипников	Наружное кольцо		Внутреннее кольцо	
	Поле допуска наружного кольца	Поля допусков отверстий корпусов	Поле допуска внутреннего кольца	Поля допусков валов
0;6	$\ell_0;\ell_6$	$J_s7, K7, M7, N7, P7$	L0, L6	h6, h7, h8, h9, g6, f7
5;4	$\ell_5;\ell_4$	$J_s6, K6, M6, N6$	L5, L4	h5, g5
2	ℓ_2	$J_s5, K5, M5, N5$	L2	h4, g4

В случае, когда вращаются оба кольца подшипника (третья схема работы), 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 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 корпусе - $H6/\ell_5$.

Посадки подшипников качения на сборочных чертежах в соответствии с общими правилами обозначаются в виде дроби с учетом принятых условных обозначений полей допусков колец подшипника (в числителе дроби указывается допуск отверстия, в знаменателе - допуск вала) (рис.33).

На чертежах вала и корпуса (рис.34) указывают предельные отклонения посадочных размеров, а также допустимые отклонения формы и шероховатость поверхности.

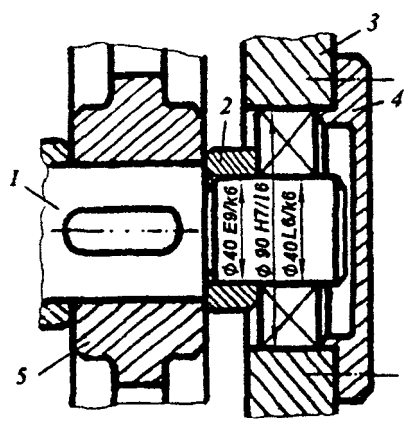


Рис 33. Обозначение посадок подшипников качения на сборочных чертежах

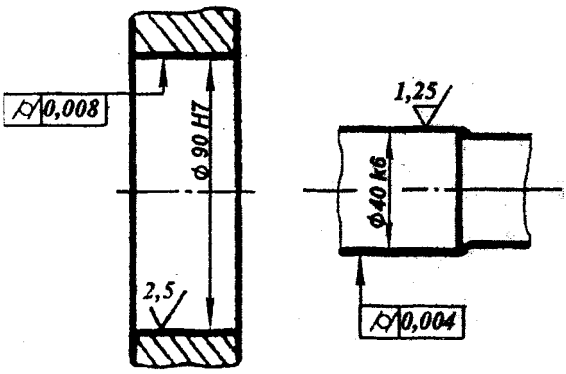


Рис.34. Обозначение на чертежах допусков размеров и формы деталей сопрягаемых с кольцами подшипников

Допуски цилиндричности посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов должны составлять: для подшипников классов точности 0-6 - 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.3.

При выборе посадок для сопряжений крышки подшипника с корпусом, для сопряжений мазеудерживающего или распорного кольца с валом (см.рис.33) 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.33 - Ø40(E9/k6), а для сопряжения крышки с корпусом - Ø90(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 3

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	R_a, мкм	
		$d \le 80$	$500 > d > 80$
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; 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,5	2,5
	6; 5; 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.

5. КОНТРОЛЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ ГЛАДКИХ ПРЕДЕЛЬНЫХ КАЛИБРОВ

В условиях производства, особенно крупносерийного и массового, для контроля годности деталей, размеры которых выполнены с допусками по 6-17-му квалитетам, широко используют предельные калибры. Преимуществом метода контроля размеров деталей предельными калибрами по сравнению с существующими методами измерений является его высокая производительность, простота и экономичность.

Калибры - это бесшкальные контрольные инструменты, с помощью которых проверяют размеры гладких цилиндрических, конусных, резьбовых и шлицевых деталей, глубин и высот соответственно впадин и выступов, а также расположение поверхностей. В отличие от приборов и универсальных измерительных инструментов, снабженных отсчетными устройствами (шкалой), калибры не позволяют определить действительное значение контролируемого размера, а лишь устанавливают, находится ли данный размер в границах поля допуска. Поскольку поле допуска ограничено двумя предельными размерами, то для контроля детали необходимо иметь два калибра, один из которых позволяет установить, выходит ли действительный размер детали за наибольший, а второй - за наименьший предельный размеры. Такие калибры называются **предельными**. В зависимости от формы контролируемых деталей калибры подразделяются на гладкие, резьбовые, шлицевые и т.п.

Комплект гладких рабочих предельных калибров для контроля размеров цилиндрических деталей состоит из проходного *ПР* и непроходного *НЕ* калибров.

Для контроля размеров отверстий применяют калибры-пробки (рис. 35,а). Назначение проходной пробки *ПР* - отсеивание всех деталей с размером меньше D_{min}. Если калибр *ПР* в отверстие не входит, то это означает брак, но исправимый; отверстие требует дополнительной обработки. Назначение непроходной пробки *НЕ* - отсеивание всех деталей с размером больше D_{max}. Если в отверстие входит калибр *НЕ*, то это означает неисправимый брак. Деталь считается годной, то есть размеры отверстия лежат в заданных пределах, если проходная пробка под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, входит в контролируемое отверстие, а непроходная пробка в него не входит.

Внешне проходная пробка от непроходной отличается большей высотой.

Для контроля размеров валов применяют калибры-скобы (рис.35,б). Назначение проходной скобы *ПР* - отсеивание всех деталей с размером больше d_{max}. Если вал не проходит через калибр-скобу *ПР*, то имеет место исправимый брак; вал требует дополнительной обработки. Назначение непроходной скобы *НЕ* - отсеивание всех деталей с размером меньше d_{min}. Контролируемый вал является

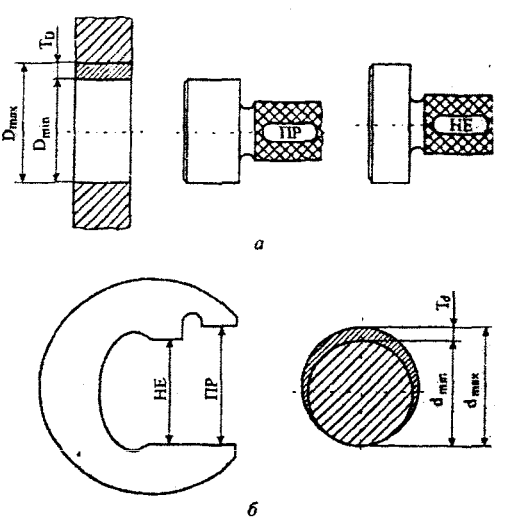


Рис.35. Схемы контроля гладкими предельными калибрами отверстия (а) и вала (б)

неисправимым браком, если он проходит в калибр-скобу *НЕ*. Вал считается годным, то есть его размеры лежат в заданных пределах, если при усилии, приложенном к калибру и примерно равном его весу, вал проходит через проходную калибр-скобу и не проходит через непроходную.

Для того чтобы проходные *ПР* и непроходные *НЕ* калибры выполняли указанные функции, необходимо определенным образом рассчитать их исполнительные размеры. Под исполнительными размерами калибра понимают размеры, проставляемые на его рабочем чертеже и содержащие номинальный размер и предельные отклонения.

В основу расчета гладких калибров положены предельные размеры контролируемых деталей. Так, в основу расчета непроходных калибров положены: наибольший предельный размер отверстия D_{max} - для калибров-пробок и наименьший предельный размер вала d_{min} - для калибров-скоб, а в основу расчета проходных калибров - наименьший предельный размер отверстия D_{min} - для калибров-пробок и наибольший предельный размер вала d_{max} - для калибров-скоб.

На рис.36 и 37 даны схемы расположения полей допусков гладких калибров для номинальных размеров до 180 мм.

Как видно из рис.36 и 37, поле допуска на неточность изготовления непроходных пробок (H) располагается симметрично относительно размера D_{max} , а непроходных скоб (H_1) - симметрично размера d_{min}. В то же время поле допуска на неточность изготовления проходных пробок (H) располагается не симметрично относительно размера D_{min}, а смещено внутрь поля допуска отверстия на величину Z. Поле допуска на неточность изготовления проходных скоб (H_1) располагается не симметрично относительно размера d_{max} и смещено внутрь поля допуска вала на величину Z_1. Указанное различие в расположении полей допусков непроходных и проходных калибров связано с тем, что в процессе контроля проходные калибры изнашиваются, в связи с чем им необходимо обеспечить достаточный срок службы. Поэтому для проходных калибров устанавливается определенный допуск на износ, граница которого определяется координатой Y для калибров-пробок и Y_1 для калибров-скоб и выходит за пределы поля допуска на изготовление детали при контроле валов и отверстий выполненных по 6-8-му квалитетам (см.рис.36 и 37). При контроле валов и отверстий, изготовленных по 9-17-му квалитетам, граница износа проходных пробок совпадает с D_{min}, а непроходных скоб с d_{max}, то есть величины $Y=Y_1=0$.

Схемы полей допусков гладких калибров для номинальных размеров свыше 180 мм приведены в ГОСТ 24853-81. Расположение по-

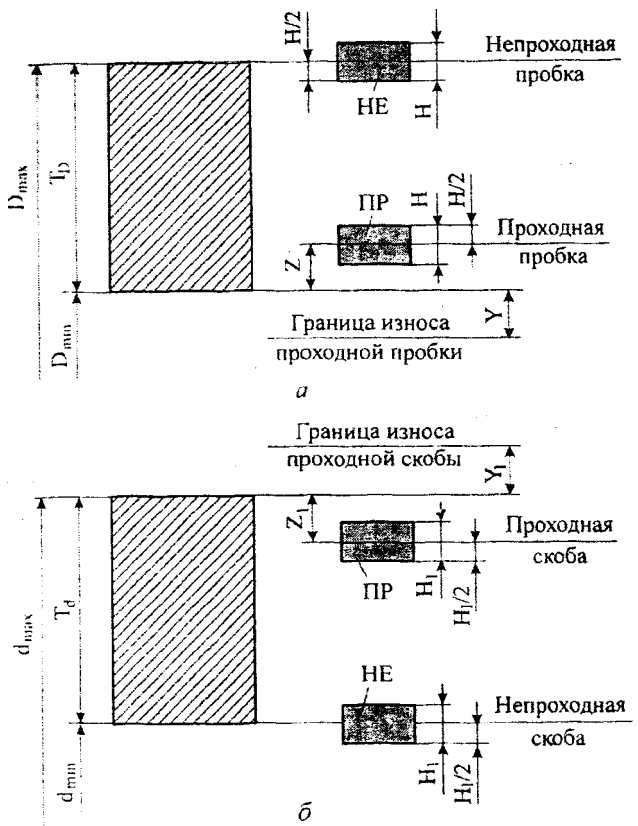


Рис.36. Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по IT6-IT8

Рис.37. Схемы расположения полей допусков гладких калибров для контроля отверстий (а) и валов (б) с номинальными размерами до 180 мм и допуском изготовления по IT9-IT17

лей допусков калибров, предназначенных для контроля отверстий и валов с размерами свыше 180 мм, отличается от расположения полей допусков калибров, используемых для контроля подобных деталей с размерами до 180 мм, смещением допуска непроходных калибров и границы износа проходных калибров внутрь поля допуска детали на величину α - для калибров-пробок и α_1 - для калибров-скоб. Это связано с тем, что с увеличением размеров деталей погрешность контроля калибрами увеличивается, и главным образом за счет появления значительных упругих деформаций контрольных инструментов.

Допуски и отклонения калибров в зависимости от квалитета и номинального размера контролируемой детали установлены ГОСТ 24853-81.

Для расчета исполнительных размеров калибров-пробок по табл.П11 определяются величины H, Z и Y, а для расчета калибров-скоб соответственно величины H_1, Z_1 и Y_1. Формулы для определения исполнительных размеров рабочих калибров даны в табл.4.

Таблица 4

Формулы для определения исполнительных размеров рабочих калибров

Калибр		Номинальный размер детали, мм			
		до 180		св. 180 до 500	
		Размер	Предельные отклонения	Размер	Предельные отклонения
Для отверстия	Пробка проходная новая	$D_{min}+Z$	$\pm\frac{H}{2}$	$D_{min}+Z$	$\pm\frac{H}{2}$
	Пробка проходная изношенная	$D_{min}-Y$	-	$D_{min}-Y+\alpha$	-
	Пробка непроходная	D_{max}	$\pm\frac{H}{2}$	$D_{max}-\alpha$	$\pm\frac{H}{2}$
Для вала	Скоба проходная новая	$d_{max}-Z_1$	$\pm\frac{H_1}{2}$	$d_{max}-Z_1$	$\pm\frac{H_1}{2}$
	Скоба проходная изношенная	$d_{max}+Y_1$	-	$d_{max}+Y-\alpha_1$	-
	Скоба непроходная	d_{min}	$\pm\frac{H_1}{2}$	$d_{min}+\alpha_1$	$\pm\frac{H_1}{2}$

Примечание. При подсчете исполнительных размеров калибров (наибольших для отверстий и наименьших для валов) необходимо пользоваться следующими правилами округления: округление размеров рабочих калибров (наибольших для отверстия и наименьших для валов) для деталей квалитетов 15-17 следует производить до целого микрометра; для деталей квалитетов 6-14 размеры следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, при этом допуск на калибры сохраняется; размеры, оканчивающиеся на 0,25 и 0,75 мкм, следует округлять до величин, кратных 0,5 мкм, в сторону уменьшения допуска детали.

Основные типы калибров-пробок для контроля отверстий и калибров-скоб для контроля валов, а также технические требования к ним приведены в ГОСТ 2015-84, ГОСТ 2216-84 и работе [4].

Основные требования к калибрам: высокая точность изготовления, большая жесткость при малой массе, износоустойчивость, коррозионная стойкость, стабильность размеров, удобство при контроле деталей.

Твердость измерительных поверхностей калибров должна быть в пределах 57...65 $HRC_э$.

При маркировке на калибр наносят: номинальный размер детали, для контроля которого предназначен калибр, с условным обозначением поля допуска на изготовление (на рабочих калибрах); величину предельных отклонений контролируемого размера в миллиметрах; тип калибра (например, *ПР, НЕ*) и товарный знак завода-изготовителя.

Поясним методику расчета исполнительных размеров гладких предельных калибров, предназначенных для контроля отверстия и вала, сопрягающихся по посадке ∅60 E9/к6.

1. По табл. П3 и П4 для номинального размера 60 мм (интервал размеров от 50 до 80 мм) определяем значения основного отверстия E9 $(EI = 60\,\text{мкм})$ и вала k$(ei = 2\,\text{мкм})$.

2. По табл. П5 для номинального размера 60 мм определяем допуски на изготовление отверстия и вала:

отверстие - $IT9 = 74\,\text{мкм}$;

вал - $IT6 = 19\,\text{мкм}$.

3. Определяем второе предельное отклонение отверстия и вала:

$\varnothing 60E9\,(EI = 60\,\text{мкм})\ ES = EI + IT9 = 60 + 74 = 134\,\text{мкм}$;

$\varnothing 60k6\,(ei = 2\,\text{мкм})\ es = ei + IT6 = 2 + 19 = 21\,\text{мкм}$.

4. Строим схему полей допусков для посадки ∅ 60 Е9/к6 (рис.38).

5. Определяем предельные размеры сопрягаемых деталей, то есть отверстия и вала:

$$D_{min} = D + EI = 60 + 0{,}060 = 60{,}060 \text{ мм};$$

$$D_{max} = D + ES = 60 + 0{,}134 = 60{,}134 \text{ мм};$$

$$d_{min} = d + ei = 60 + 0{,}002 = 60{,}002 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 60 + 0{,}021 = 60{,}021 \text{ мм}.$$

6. По табл.П11 для номинального размера 60 мм и квалитетов 9-го (отверстие) и 6-го (вал) определяем числовые значения отклонений и допусков гладких калибров:

для калибров-пробок: $H = 5$ мкм, $Y = 0$, $Z = 13$ мкм;

для калибров-скоб: $H_1 = 5$ мкм, $Y_1 = 3$ мкм, $Z_1 = 4$ мкм.

7. Строим схему расположения полей допусков для калибров-пробок и калибров-скоб (см.рис.38).

8. Используя формулы табл.4, определяем исполнительные размеры калибров-пробок и калибров-скоб:

исполнительные размеры калибров-пробок

$$ПР_{новый} = (D_{min} + Z) \pm H/2 = (60{,}060 + 0{,}013) \pm 0{,}0025 =$$

$$= 60{,}073 \pm 0{,}0025 \text{ мм};$$

$$ПР_{изн} = D_{min} - Y = 60 - 0 = 60 \text{ мм};$$

$$НЕ = D_{max} \pm H/2 = 60{,}134 \pm 0{,}0025 \text{ мм},$$

исполнительные размеры калибров-скоб:

$$ПР_{новый} = (d_{max} - Z_1) \pm H_1/2 = (60{,}021 - 0{,}004) \pm 0{,}0025 = 60{,}017 \pm 0{,}0025 \text{ мм};$$

$$ПР_{изн} = d_{max} + Y_1 = 60{,}021 + 0{,}003 = 60{,}024 \text{ мм};$$

$$НЕ = d_{min} \pm H_1/2 = 60{,}002 \pm 0{,}0025 \text{ мм}.$$

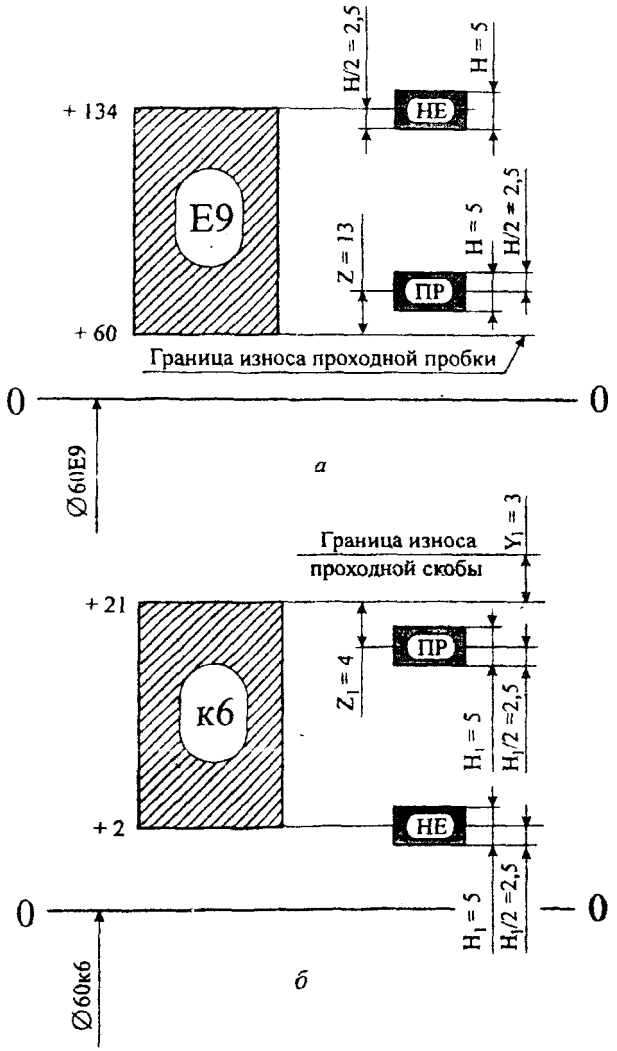


Рис.38. Расположение полей допусков гладких калибров, предназначенных для контроля отверстия и вала, сопрягающихся по посадке Ø60 E9/к6: а - для отверстия Ø60E9, б - для вала Ø60k6

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.:Машиностроение, 1986.- 456с.

2. Допуски и посадки: Справочник/ Под ред. В.Д. Мягкова. - Л.: Машиностроение, 1982. Т. 1; 2.

3. Теплотехнические измерения в двигателях летательных аппаратов: Учеб. пособие/ Куйбышев. авиац. ин-т; Сост. В.Г.Заботин, А.Н.Первышин. - Куйбышев, 1990. - 66с.

4. Измерение геометрических параметров деталей на рычажно-механических и оптико-механических приборах: Метод. указания/Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. Д. Л. Скуратов. Самара, 1993.- 28с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П1

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

z	Φ(z)	z	Φ(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	0,4999997
0,90	0,3159		

Таблица П2

Ряды линейных размеров по ГОСТ 6636-69

R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
4,0	4,0	4,0	4,0	63	63	63	63
			4,2				67
		4,5	4,5			71	71
			4,8				75
	5,0	5,0	5,0		80	80	80
			5,3				85
		5,6	5,6			90	90
			6,0				95
6,3	6,3	6,3	6,3	100	100	100	100
			6,7				105
		7,1	7,1			110	110
			7,5				120
	8,0	8,0	8,0		125	125	125
			8,5				130
		9,0	9,0			140	140
			9,5				150
10	10	10	10	160	160	160	160
			10,5				170
		11	11			180	180
			11,5				190
	12	12	12		200	200	200
			13				210
		14	14			220	220
			15				240
16	16	16	16	250	250	250	250
			17				260
		18	18			280	280
			19				300
	20	20	20	320	320	320	320
			21				340
		22	22			360	360
			24				380
25	25	25	25	400	400	400	400
			26				420
		28	28			450	450
			30				480
	32	32	32		500	500	500
			34				530
		36	36			560	560
			38				600
40	40	40	40	630	630	630	630
			42				670
		45	45			710	710
			48				750
	50	50	50		800	800	800
			53				850
		56	56			900	900
			60				950

Таблица П3

Основные (ближайшие к нулевой линии) отклонения валов для размеров до 500 мм по ГОСТ 25346-82
(таблица дана с сокращениями)

Номинальные размеры, мм		Буквенные обозначения																					
		a	b	c	d	e	f	g	h	js	k		m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
		Для всех квалитетов									От 4 до 7 кв	До 3 и св. 7 кв	Для всех квалитетов										
Св.	До	Верхние отклонения ES, мкм (со знаком «минус» или равные нулю)								$IT/2$	Нижние отклонения ei, мкм (со знаком «плюс» или равные нулю)												
6	10	-280	-150	-80	-40	-25	-13	-5	0		1	0	6	10	15	19	23		28		34		42
10	14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-6	0		1	0	7	12	18	23	28		33		40		50
14	18																			39	45		60
18	24	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-7	0		2	0	8	15	22	28	35		41	47	54	63	73
24	30																	41	48	55	64	75	88
30	40	-310	-170	-120	-80	-50	-25	-9	0		2	0	9	17	26	34	43	48	60	68	80	94	112
40	50	-320	-180	-130														54	70	81	97	114	136
50	65	-340	-190	-140	-100	-60	-30	-10	0		2	0	11	20	32	41	53	66	87	102	122	144	172
65	80	-360	-200	-150												43	59	75	102	120	146	174	210
80	100	-380	-220	-170	-120	-72	-36	-12	0		3	0	13	23	37	51	71	91	124	146	178	214	258
100	120	-410	-240	-180												54	79	104	144	172	210	254	310
120	140	-460	-260	-200								0			43	63	92	122	170	202	248	300	365
140	160	-520	-280	-210	-145	-85	-43	-14	0		3		15	27		65	100	134	190	228	280	340	415
160	180	-580	-310	-230												68	108	146	210	252	310	380	465
180	200	-660	-340	-240								0			50	77	122	166	236	284	350	425	520
200	225	-740	-380	-260	-170	-100	-50	-15	0		4		17	31		80	130	180	258	310	385	470	575
225	250	-820	-420	-280												84	140	196	284	340	425	520	640
250	280	-920	-480	-300	-190	-110	-56	-17	0		4	0	20	34	56	94	158	218	315	385	475	580	710
280	315	-1050	-540	-330												98	170	240	350	425	525	650	790
315	355	-1200	-600	-360	-210	-125	-62	-18	0		4	0	21	37	62	108	190	268	390	475	590	730	900
355	400	-1350	-680	-400												114	208	294	435	530	660	820	1000

Верхние es и нижние ei отклонения равны $\pm IT/2$

Таблица П4

Основные (ближайшие к нулевой линии) отклонения отверстий для размеров до 500 мм по ГОСТ 25346-82 (таблица дана с сокращениями)

Номинальные размеры, мм		Буквенные обозначения																		Поправка Δ, мкм			
		A	B	C	D	E	F	G	H	J,	K	M		N		От P до U	P	R	S	T	U				
		Для всех квалитетов									До 8 кв	До 8 кв	Св. 8 кв	До 8 кв	Св. 8 кв	До 7 кв	Св. 7 кв					5 кв	6 кв	7 кв	8 кв
Св.	До	Нижние отклонения EI, мкм (со знаком + «плюс»)								Верхнее ES и нижнее EI отклонения, равны ±IT$_{n/2}$	Верхние отклонения ES, мкм					Отклонения, как для квалитетов св. 7, увеличенные на Δ	Верхние отклонения ES, мкм (со знаком - «минус»)								
6	10	280	150	80	40	25	13	5	0		-1+Δ	-6+Δ[*]	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23		-28	2	3	6	7
10	14	290	150	95	50	32	16	6	0		-1+Δ	-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23	-28		-33	3	3	7	9
14	18																								
18	24	300	160	110	65	40	20	7	0		-2+Δ	-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28	-35		-41	3	4	8	12
24	30																			-41	-48				
30	40	310	170	120	80	50	25	9	0		-2+Δ	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43	-48	-60	4	5	9	14
40	50	320	180	130																-54	-70				
50	65	340	190	140	100	60	30	10	0		-2+Δ	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53	-66	-87	5	6	11	16
65	80	360	200	150														-43	-59	-75	-102				
80	100	380	220	170	120	72	36	12	0		-3+Δ	-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51	-71	-91	-124	5	7	13	19
100	120	410	240	180														-54	-79	-104	-144				
120	140	460	260	200													-43	-63	-92	-122	-170	6	7	15	23
140	160	520	280	210	145	85	43	14	0		-3+Δ	-15+Δ	-15	-27+Δ	0			-65	-100	-134	-190				
160	180	580	310	230														-68	-108	-146	-210				
180	200	660	340	240													-50	-77	-122	-166	-236	6	9	17	26
200	225	740	380	260	170	100	50	15	0		-4+Δ	-17+Δ	-17	-31+Δ	0			-80	-130	-180	-258				
225	250	820	420	280														-84	-140	-196	-284				
250	280	920	480	300	190	110	56	17	0		-4+Δ	-20+Δ[*]	-20	-34+Δ	0		-56	-94	-158	-218	-315	7	9	20	29
280	315	1050	540	330														-98	-170	-240	-350				
315	355	1200	600	360	210	125	62	18	0		-4+Δ	-21+Δ	-21	-37+Δ	0		-62	-108	-190	-268	-390	7	11	21	32
355	400	1350	680	400														-114	-208	-294	-435				

[*] Исключение составляет поле допуска M6 при размерах свыше 250 до 315 мм, для которого ES = -9 мкм, а не -11, как это следует из таблицы.

Таблица П5

ЕСДП. Значения допусков, мкм

Интервалы размеров, мм	Квалитеты													
	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	940	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 П6

Рекомендуемые посадки в системе отверстия

Основное отверстие	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
	Посадки																			
H7			H7/c8	H7/d8	**H7/e8**	**H7/f8**	**H7/g6**	**H7/h6**	**H7/js6**	**H7/k6**	**H7/m6**	**H7/n6**	**H7/p6**	**H7/r6**	**H7/s6**	H7/t6	H7/u6				
H8			H8/c8	H8/d8	**H8/e8** H8/e9	H8/f8 H8/f9		**H8/h7** **H8/h8**	H8/js7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7		H8/u8		H8/x8		H8/z8
H9				H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9													
H10				H10/d10				H10/h9													
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	**H11/d11**				**H11/h11**													
H12		H12/b12						H12/h12													

Примечание: ▭ - предпочтительные посадки

Таблица П7

Рекомендуемые посадки в системе вала

Основной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	*B*	*C*	*D*	*E*	*F*	*G*	*H*	*JS*	*K*	*M*	*N*	*P*	*R*	*S*	*T*	*U*
*h*4							*G*5/*h*4	*H*5/*h*4	*JS*5/*h*4	*K*5/*h*4	*M*5/*h*4						
*h*5						*F*7/*h*5	*G*6/*h*5	*H*6/*h*5	*JS*6/*h*5	*K*6/*h*5	*M*6/*h*5	*N*6/*h*5	*P*6/*h*5				
*h*6				*D*8/*h*6	*E*8/*h*6	**[*F*8/*h*6]**	*G*7/*h*6	**[*H*7/*h*6]**	**[*JS*7/*h*6]**	**[*K*7/*h*6]**	*M*7/*h*6	**[*N*7/*h*6]**	**[*P*7/*h*6]**	*R*7/*h*6	*S*7/*h*6	*T*7/*h*6	
*h*7				*D*8/*h*7	*E*8/*h*7	*F*8/*h*7		**[*H*8/*h*7]**	*JS*8/*h*7	*K*8/*h*7	*M*8/*h*7	*N*8/*h*7					*U*8/*h*7
*h*8				*D*8/*h*8; *D*9/*h*8	**[*E*9/*h*8]**	*F*8/*h*8		**[*H*8/*h*8]**									
*h*9				*D*9/*h*9; *D*10/*h*9	*E*9/*h*9	*F*9/*h*9		*H*10/*h*9									
*h*10				*D*10/*h*10				*H*10/*h*10									
*h*11	*A*11/*h*11	*B*11/*h*11	*C*11/*h*11					**[*H*11/*h*11]**									
*h*12		*B*12/*h*12						*H*12/*h*12									

Примечание: **[ ]** - предпочтительные посадки

Таблица П8

Механические показатели материалов сопрягаемых деталей

Марка материала	Способы получения отливки	$\sigma_т$, МПа	E, МПа	μ
Углеродистые качественные конструкционные стали				
Сталь 20 (Н)	-	245		
Сталь 30 (Н)	-	294	$2{,}1 \cdot 10^5$	0,3
Сталь 40 (Н)	-	334		
Сталь 45 (Н)	-	353		
Легированные конструкционные стали				
Сталь 40Х (З + О)	-	784		
Сталь 40ХН (З + О)	-	784		
Сталь 20ХН2М (З + О)	-	687		
Сталь 18ХГТ (З + О)	-	883	$2{,}1 \cdot 10^5$	0,3
Сталь 12ХН3А (З + О)	-	687		
Сталь 12ХН4А (З + О)	-	932		
Сталь 20Х2Н4А (З + О)	-	1079		
Чугуны				
СЧ15-32	-	147	$1{,}0 \cdot 10^5$	0,25
СЧ18-36	-	176		
Бронзы оловянные				
БрОНФ10-1-1	Ц	165		
БрОФ10-1	К	200	$1{,}0 \cdot 10^5$	0,33
	З	140		
	К	90		
БрОЦС5-5-5	З	80		
Бронзы безоловянные				
БрАЖН10-4-4	Ц	460		
	К	430		
БрАЖМц10-3-1,5	К	360		
	З	300	$1{,}1 \cdot 10^5$	0,35
БрАЖ9-4	Ц	245		
	К	230		
	З	195		

Примечания: 1. В круглых скобках указаны виды термообработки: Н – нормализация, З + О – закалка + отпуск. 2. Способы получения отливки: Ц – центробежный, К – в кокиль, З – в землю.

Таблица П9

Предельные значения натягов N_{max}, N_{min}

Номинальные размеры, мм	Посадки в системе отверстия										
	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{s7}$	–	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$
	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	268	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	212	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
Св. 315	98	144	226	247	304	447	247	479	479	679	989
до 355	5	51	133	133	211	333	101	333	301	501	811
Св. 355	98	150	244	265	330	492	265	524	524	749	1089
до 400	5	57	151	151	237	378	119	378	346	571	911
Св. 400	108	166	272	295	370	553	295	587	587	837	1197
до 450	5	63	169	169	267	427	135	427	393	643	1003
Св. 450	108	172	292	315	400	603	315	637	637	917	1347
до 500	5	69	189	189	297	477	155	477	443	723	1153

Таблица П10

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

Интервалы номинальных диаметров, мм	d				D			
	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 Св.150 до 180	0	-25	0	-18	0	-18	0	-15
Св.180 до 250	0	-30	0	-22	0	-30	0	-20
Св.250 до 315	0	-35	0	-25	0	35	0	-25

Таблица П11

Допуски и отклонения калибров

Квалитеты допусков деталей	Обозначения допусков и отклонений калибров	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
		Допуски и отклонения, мкм													
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5	
	Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	Y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7	
	H	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	IT1
	H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
7	Z, Z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	Y, Y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	H, H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
8	Z, Z_1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	
	Y, Y_1	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	IT3
9	Z, Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	IT3

Продолжение табл. П 11

Квалитеты допусков деталей	Обозначения допусков и отклонений калибров	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
		Допуски и отклонения, мкм													
10	Z, Z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	24	27	32	37	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	7	9	11	14	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	IT2
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	IT3
11	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	40	45	50	55	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	10	15	15	20	
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	IT4
12	Z, Z_1	10	12	14	16	19	22	25	28	32	45	50	65	70	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	15	20	30	35	
	H, H_1	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	IT4
13	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	80	90	100	110	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	25	35	45	55	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	IT5
14	Z, Z_1	20	24	28	32	36	42	48	54	60	100	110	125	145	
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	45	55	70	90	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	IT5

Окончание табл. П 11

Квалитеты допусков изделий	Обозначения допусков и отклонений калибров	Интервалы размеров, мм													Допуск на форму калибра
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
		Допуски и отклонения, мкм													
15	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	170	190	210	240	IT5
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	70	90	110	140	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
16 17	Z, Z_1	40	48	56	64	72	80	90	100	110	210	240	280	320	IT5
	Y, Y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	α, α_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	110	140	180	220	
	H, H_1	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	

Содержание

ВВЕДЕНИЕ 3

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ, ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ 7
1.1. Взаимозаменяемость 7
1.2. Погрешности при изготовлении и измерении деталей 9
1.2.1 Экспериментальное определение закона распределения действительных размеров деталей в партии. Основные понятия 10
1.2.2 Закон нормального распределения 11
1.3. Основные понятия и определения допусков и посадок 15

2. ЕДИНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН (НА ПРИМЕРЕ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ) 23
2.1. Системы посадок 23
2.2. Поля допусков и их характеристики 28
2.2.1. Характеристика расположения. Основные отклонения 28
2.2.2. Характеристика допуска. Квалитеты, интервалы размеров 30
2.3. Образование и обозначение полей допусков и посадок 33

3. НАЗНАЧЕНИЕ И РАСЧЕТ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ 38
3.1. Выбор системы посадок 38
3.2. Выбор квалитетов и определение величины допусков 42
3.3. Расчет и выбор посадок с зазором 44
3.3.1. Характеристика и общие сведения 44
3.3.2. Расчет посадок 46
3.3.3. Общие рекомендации по выбору посадок 51
3.3.4. Примеры применения 52

3.4. Расчет и выбор переходных посадок 54
3.4.1 Расчет вероятности появления зазоров
и натягов в соединениях деталей 54
3.4.2 Выбор и примеры применения переходных посадок 59
3.5. Расчет и выбор посадок с натягом 62
3.5.1. Общая характеристика посадок с натягом 62
3.5.2. Расчет посадок 63
3.5.3. Пример расчета посадки с натягом 69
3.5.4. Назначение и применение посадок с натягом. Примеры 72

4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ 73

5. КОНТРОЛЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ
С ПОМОЩЬЮ ГЛАДКИХ ПРЕДЕЛЬНЫХ КАЛИБРОВ 79

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 88

ПРИЛОЖЕНИЯ 89

Учебное издание

Бурмистров Евгений Васильевич
Лепилин Василий Иванович
Первышин Александр Николаевич
Попов Иван Григорьевич
Скуратов Дмитрий Леонидович
Трусов Владимир Николаевич

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ В АВИАСТРОЕНИИ

Учебное пособие

Редактор Т. К. Кретинина
Корректор Т. К. Кретинина

Компьютерная верстка И. И. Спиридонова

Подписано в печать 14.05.2002 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 6,1. Усл. кр.-отт. 6,3. Уч.-изд.л.6,5.
Тираж 1000 экз. Заказ 46 . Арт. С - 12/2002.

Самарский государственный аэрокосмический
университет им. академика С. П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

РИО Самарского государственного аэрокосмического
университета им. академика С.П. Королева
443001 Самара, ул. Молодогвардейская, 151.