

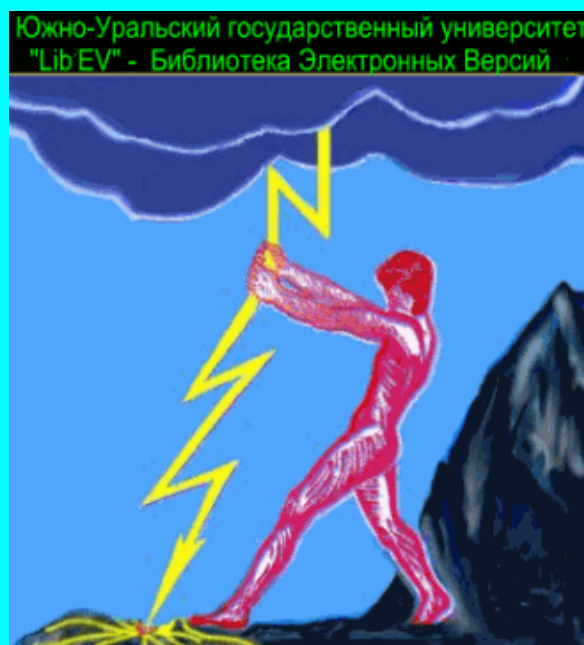
Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Технология машиностроения»

531.07(07)
М546

Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева

МЕТРОЛОГИЯ, ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ

Учебное пособие по выполнению
курсовой работы



Челябинск
2005

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Южно-Уральский государственный университет
Кафедра «Технология машиностроения»

531.07(07)
М546

Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева

МЕТРОЛОГИЯ, ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И СТАНДАРТИЗАЦИЯ

Учебное пособие по выполнению
курсовой работы
Компьютерная версия
Издание второе, переработанное

Под редакцией В.Н. Выбойщика

Челябинск
Издательство ЮУрГУ
2005

УДК 531.7(075.8)+621.753(075.8)+658.516(075.8)

Метрология, взаимозаменяемость и стандартизация: Учебное пособие по выполнению курсовой работы. Компьютерная версия. — 2-е изд., перер. / Т.В. Столярова, В.А. Кувшинова, О.В. Ковалерова, Т.А. Поляева; Под ред. к.т.н. В.Н. Выбойщика. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005 — 110 с.

В учебном пособии дан теоретический материал для самостоятельного изучения задач стандартизации, основных норм взаимозаменяемости, изложен порядок выполнения работы с подробным указанием методик расчета и выбора посадок, расчета калибров, размерных цепей. Приведена методика назначения требований к точности геометрических параметров детали с учетом требований стандартов по основным нормам взаимозаменяемости.

Учебное пособие предназначено для студентов всех форм обучения по специальностям: МТ — 171400; 171500; 120400; 120100; 120200; 340100; 120500; 210200; С — 170700; АК — 120900; 131300; 130600; 130400; 130200; 172000; 130100; 551000; АТ — 150200; 230100; 150100; 150300; 170900; 101200; 150200с; ФМ — 170300; 110600; 110500; 110400; 110100.

Ил. 47, табл. 42, список лит. — 32 назв.

Одобрено учебно-методической комиссией механико-технологического факультета.

Рецензенты: П.П. Переверзев, В.И. Сурков.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Содержание курсовой работы.....	3
2. Общий объем и оформление.....	4
3. Качество продукции.....	5
4. Взаимозаменяемость и ее значение.....	6
5. Стандартизация, ее основные цели и задачи.....	7
6. Классификация отклонений геометрических параметров	8
6.1. Точность размеров.....	9
6.1.1. Понятия о размерах, отклонениях и допусках.....	10
6.1.2. Понятие о посадках. Система отверстия и система вала.....	12
6.1.3. Нанесение размеров и предельных отклонений на чертежах..	15
6.2. Отклонения геометрической формы.....	16
6.3. Отклонения расположения.....	18
6.4. Зависимые и независимые допуски формы и расположения.....	20
6.5. Шероховатость поверхности.....	22
6.6. Волнистость поверхности.....	24
7. Расчет и выбор посадок.....	24
7.1. Посадки с натягом.....	25
7.2. Переходные посадки.....	32
7.3. Посадки с зазором.....	34
7.4. Посадки подшипников качения.....	43
7.5. Назначение посадок.....	49
8. Расчет калибров.....	49
8.1. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-скоб.....	49
8.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок.....	51
8.3. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-пробки.....	52
8.4. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-кольца.....	56
8.5. Резьбовые соединения. Схемы полей допусков резьбового соединения.....	58
8.6. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров- пробок для внутренней резьбы (гайки) М14×1,5 – 7G.....	59

8.7. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров- колец для наружной резьбы (болта) M14×1,5 – 6g.....	63
9. Зубчатые колеса и передачи.....	66
10. Расчет размерных цепей.....	68
10.1. Метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость.....	72
10.2. Метод неполной взаимозаменяемости с применением вероятностного расчета.....	73
10.3. Метод регулирования.....	76
11. Выполнение чертежа детали.....	79
12. Оформление схем контроля.....	81
Библиографический список.....	82
Приложения	84

Цель работы — научиться пользоваться стандартами, уметь выбрать оптимальные расчётные посадки, а также оптимальные точности размеров при расчёте размерных цепей, уметь выбрать методы и средства контроля заданных точностей.

Исходные данные для выполнения курсовой работы помещены на чертеже узла, выдаваемом студенту.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ. ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1. Рассчитать и выбрать оптимальную посадку для одного из заданных сопряжений с натягом или зазором, а также переходную посадку.
2. Для подшипника качения, имеющего постоянную по направлению нагрузку, рассчитать посадку для циркуляционно нагруженного кольца и подобрать посадку для местно нагруженного кольца. Выполнить схему расположения полей допусков подшипника, вала и корпуса.
3. Для сопрягаемых размеров узла назначить систему, квалитет и посадку на основании расчёта посадок и работы узла и обозначить их на выданном чертеже.
4. Для деталей заданного сопряжения выполнить схемы расположения полей допусков гладких предельных рабочих калибров. Рассчитать их исполнительные размеры и размер полностью изношенного калибра.
5. Выполнить схемы расположения полей допусков заданного резьбового или шлицевого сопряжения и соответственно рабочих калибров для одной из сопрягаемых деталей. Рассчитать их исполнительные размеры и размеры, соответствующие полному износу.
6. Выполнить рабочий чертёж заданного зубчатого колеса с указанием контролируемых параметров, рассчитанных в записке.
7. Выполнить рабочий чертёж заданного калибра.
8. Рассчитать заданную в узле размерную цепь, обосновав выбор метода расчёта.
9. Выполнить чертёж заданной детали с указанием точности размеров, шероховатости поверхностей, отклонений формы и расположения.
10. Дать схемы контроля допусков формы и расположения поверхностей, заданных на чертеже детали, и параметров зубчатого колеса.

2. ОБЩИЙ ОБЪЁМ И ОФОРМЛЕНИЕ

Графическая часть работы — 2 листа формата А1 (841×594).

Расчётно-пояснительная записка — 10–15 листов формата А4 (297×210).

На рис. 1 приведена ориентировочная компоновка графической части.

841				594	841	
Поле допуска посадки с S или с N	Поле допуска переходной посадки	Поля допусков подшипника качения	Поля допусков гладких калибров		Чертёж зубчатого колеса	Схемы контроля технических требований
Схемы расположения полей допусков резьбы или шлицев с калибрами		Чертёж калибра		Чертёж детали		

Рис. 1

Все расчёты и обоснования приводятся в расчётно-пояснительной записке. Пояснительная записка должна быть написана от руки чернилами на одной стороне писчей бумаги.

Листы должны иметь сквозную нумерацию. Пояснительная записка должна быть сшита, иметь обложку из плотной бумаги и титульный лист.

Материал в записке должен быть изложен технически грамотно, чётко, сжато. Расчёты следует иллюстрировать эскизами и схемами с применением чертёжных инструментов.

В состав пояснительной записки включаются следующие материалы:

- титульный лист;
- задание на выполнение курсового проекта;
- аннотация по проекту, содержащая краткое изложение сущности курсовой работы, основные принципы решения поставленных задач и полученные результаты;
- введение, где должны быть отражены основные задачи и направления развития машиностроения; роль изучаемой дисциплины в решении этих задач;
- обоснование выбранных посадок для всех сопрягаемых размеров, построение схем расположения полей допусков, назначенных посадок;
- расчёт посадок для гладких цилиндрических соединений с натягом для заданного соединения; построение схемы расположения полей допусков, выбранной посадки;
- расчёт и построение схемы расположения полей допусков, переходной посадки;

- расчёт посадок подшипника качения с указанием схемы расположения полей допусков подшипника, корпуса и вала;
- схемы расположения полей допусков калибров для контроля деталей гладкого цилиндрического соединения с расчётом исполнительных размеров калибров-пробок и скоб;
- расчёт исполнительных размеров калибров для контроля шлицевого или резьбового соединения с построением схем расположения полей допусков самого соединения и указанных калибров;
- обоснование выбора контрольного комплекса параметров для заданного зубчатого колеса;
- расчёт размерных цепей;
- список использованной литературы;
- оглавление.

На всю использованную литературу должны быть ссылки в записке. Например: радиальное биение зубчатого венца $F_r=42$ мкм [2].

При составлении списка литературы нужно руководствоваться требованиями ГОСТ 7.1-84 «Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления».

Например: описание книги одного автора, одностомной.

Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1987.

Описание книги двух авторов.

Тищенко О.Ф., Валендинский А.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1977.

Дунаев П.Ф., Леликов О.Н. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие. — М.: Высшая школа, 2001.

Описание книг более четырёх авторов.

Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебное пособие для выполнения курсовой работы с применением ЭВМ серии СМ для расчёта посадок с натягом/ Ф. И. Бойков, Н. Л. Борблик, И. В. Серадская и др. — Челябинск: ЧПИ, 1985.

Описание стандарта.

Единая система конструкторской документации. ГОСТ 2.309-73. Обозначения шероховатости поверхностей.

3. КАЧЕСТВО ПРОДУКЦИИ

Основные требования к современному производству — дать как можно больше продукции лучшего качества и с наименьшей стоимостью.

Качество продукции является основной движущей силой, с помощью которой государство решает важнейшие экономические и политические задачи как внутри страны, так и за её пределами. Высокое качество — это сбережение труда и рост экспортных возможностей; лучшее, более полное удовлетворение потреб-

ностей общества. От качества машин и оборудования зависят темпы технического прогресса и эффективность производства во всех отраслях народного хозяйства.

Качество продукции — совокупность свойств продукции, обуславливающих её пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с её назначением (ГОСТ 15467-79).

Для оценки качества машин применяется чёткая система показателей и методов их определения.

Важнейшим показателем качества деталей является точность изготовления их геометрических параметров. Полученные при обработке размер, форма и взаимное расположение элементарных поверхностей определяют фактические зазоры и натяги в сопряжениях деталей машин, следовательно, работоспособность и технико-экономическую эффективность изделий.

Под точностью обработки понимается степень соответствия результатов обработки идеальной схеме, положенной в основу данной операции, т.е. схеме, которая может обеспечить требуемые размер, форму и взаимное положение поверхностей детали без каких-либо погрешностей. Основными причинами возникновения погрешностей являются: погрешность установки деталей на станке; погрешности станка, на котором производится обработка; погрешности режущего инструмента и его износ; погрешности настройки станка и инструмента; погрешности, возникающие в результате деформаций системы СПИД от усилий резания и закрепления; погрешности температурных деформаций отдельных звеньев технологической системы.

Точность и её контроль являются одними из важнейших показателей качества и служат исходной предпосылкой организации взаимозаменяемого производства.

4. ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТЬ И ЕЁ ЗНАЧЕНИЕ

В машиностроении различают два способа производства машин и приборов:

- способ индивидуальной пригонки;
- способ, основанный на применении принципов взаимозаменяемости.

При первом способе окончательная сборка машин осуществляется после индивидуальной пригонки сопрягаемых поверхностей между собой. Этот способ изготовления изделий требует большой затраты времени и использования высококвалифицированных рабочих. Качество выпускаемых машин в этом случае во многом зависит от индивидуальных условий изготовления: от квалификации рабочего, тщательности произведенной пригонки и т.д. При использовании принципов взаимозаменяемости детали изготавливаются независимо друг от друга, без последующей пригонки частей.

Взаимозаменяемость — основной принцип конструирования, изготовления, контроля и эксплуатации машин. Она позволяет:

1. Упростить, ускорить проектно-конструкторские работы по созданию новых машин путём широкого применения унифицированных деталей и узлов, уже проверенных на работающих механизмах.

2. Значительно упростить и удешевить изготовление машин за счёт организации их поточного производства.

Комплексная механизация и автоматизация производства, создание автоматических линий невозможно без обеспечения принципа взаимозаменяемости. Взаимозаменяемое изготовление деталей ведёт к упрощению сборки машин, которая сводится к простому соединению (без подгонки) деталей рабочими невысокой квалификации. Качество машин при этом получается более стабильным и не зависящим от сборщика.

3. Упростить и удешевить эксплуатацию машин, увеличить срок их службы путём простой замены изношенных или поломанных деталей деталями из запчастей. Эта замена деталей при ремонте машин чаще всего должна быть проведена в эксплуатационных условиях, где подгонка или подбор практически невозможен.

Детали и узлы изделий будут взаимозаменяемыми только тогда, когда их размеры, форма, физические свойства материала и другие количественные и качественные показатели будут находиться в заданных допустимых пределах. Нормативная база взаимозаменяемости оформлена государственными стандартами. Основными предпосылками создания взаимозаменяемого производства машин являются наличие соответствующего по точности оборудования, приспособлений, инструмента и средств контроля, а также достаточная квалификация рабочих. Ещё одним важным условием достижения взаимозаменяемости является единство мер, которое обеспечивается системой испытания и аттестации новых измерительных средств, а также поверкой и калибровкой эксплуатируемой измерительной техники.

5. СТАНДАРТИЗАЦИЯ, ЕЁ ОСНОВНЫЕ ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ

Стандартизация — это деятельность по установлению правил и характеристик в целях их добровольного многократного использования, направленная на достижение упорядоченности в сферах производства и обращения продукции и повышения конкурентоспособности продукции, работ или услуг.

Стандартизация — это научное определение минимальных требований для получения максимального эффекта.

Стандарт есть результат конкретной работы по стандартизации, выполненной на основе достижений науки, техники и практического опыта.

Стандарт — нормативно-технический документ по стандартизации, устанавливающий комплекс норм, правил и требований к объекту стандартизации. Стандарты сопровождают нас с первых дней жизни. Они устанавливают состав безопасной резины и размеры детских сосок, размеры наших квартир, мебели, лестниц; требования к качеству продуктов питания и различной техники и т.п.

Задачи стандартизации разнообразны: вместе с ускорением технического прогресса, улучшением качества продукции и повышением эффективности производства они включают и обеспечение условий для широкого развития экспорта, отвечающего требованиям мирового рынка, и для развития международного экономического, технического и культурного сотрудничества.

В зависимости от сферы действия стандарты делятся на следующие категории:

ИСО, МЭК — международные стандарты;

СТ СЭВ — стандарты стран совета экономической взаимопомощи;

ГОСТ — государственные стандарты;

ОСТ — отраслевые стандарты;

РСТ — республиканские стандарты;

СТП — стандарты предприятия, которые ограничивают или развивают требования государственных отраслевых или республиканских стандартов применительно к особенностям данного предприятия по номенклатуре, типоразмерам, применяемым материалам и т.п.

С 27 июня 2003 года вступил в силу закон «О техническом регулировании». Он предусматривает следующие категории стандартов:

ИСО, МЭК — международные;

ГОСТ, ГОСТ Р — государственные;

СТО — стандарты общественных объединений (научно-технических обществ, инженерных обществ и др.).

Стандартизация — основа взаимозаменяемости.

6. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Изготовление деталей независимо друг от друга и их сборка без дополнительной обработки и подгонки осуществимы только при условии определения допускаемых отклонений от расчётных значений геометрических и других параметров, которые фиксируются на чертежах в соответствии со стандартами Единой система конструкторской документации (ЕСКД) «Общие правила выполнения чертежей». Для получения оптимального качества изделия необходимо нормировать и контролировать следующие геометрические параметры:

- отклонения линейных и угловых размеров;
- отклонения формы поверхностей;
- отклонения расположения поверхностей;
- волнистость;
- шероховатость поверхностей деталей.

Для нормирования и количественной оценки отклонений этих параметров стандартами установлен ряд терминов и понятий.

В подразделах 6.1 — 6.6 приведены определения основных терминов и понятий, принятые для них условные обозначения и примеры их указания на чертежах со ссылками на соответствующие стандарты.

Для отдельных понятий даны примеры их расчёта и рекомендации по применению.

6.1 Точность размеров

Таблица 1

Принятые обозначения

Обозначения		Наименование обозначений
основные	дополнительные	
d_H	—	Номинальный размер соединения
D		Размер, используемый при расчетах стандартных допусков и отклонений для данного интервала номинальных размеров ГОСТ 25346-89
D	$D, D_{\max}, D_{\min}, D_o, D_c$	Размеры отверстия (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
d	$d, d_{\max}, d_{\min}, d_o, d_c$	Размеры вала (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
L	$L, L_{\max}, L_{\min}, L_o, L_c$	Длина элемента или координирующий размер (номинальный, наибольший, наименьший, действительный, средний)
E	E, EI, E_o, E_c	Отклонение размера отверстия (верхнее, нижнее, действительное, среднее) ГОСТ 25346-89
e	es, ei, e_o, e_c	Отклонение размера вала (верхнее, нижнее, действительное, среднее) ГОСТ 25346-89
Δ	$\Delta_o, \Delta_n, \Delta_o, \Delta_c$	Отклонение размера в измерительной цепи (верхнее, нижнее, действительное, среднее)
S	$S_{\max}, S_{\min}, S_o, S_c$	Зазор (наибольший, наименьший, действительный, средний)
N	$N_{\max}, N_{\min}, N_o, N_c$	Натяг (наибольший, наименьший, действительный, средний)
T	TD, Td, TS, TN, TL	Допуск (отверстия, вала, зазора, натяга, длины элемента) ГОСТ 25346-89
IT	$IT1, IT2$ и т.д.	Допуск размера по соответствующему качеству ГОСТ 25346-89

6.1.1. Понятие о размерах, отклонениях и допусках

d_n — номинальный размер соединения, общий для отверстия и вала, составляющих соединение;

d, D — номинальный размер — размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит началом отсчёта отклонений.

Действительный размер — размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

d_{max}, d_{min} — предельные размеры вала — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

На чертежах предельные размеры задаются предельными отклонениями:

es — верхнее отклонение,

ei — нижнее отклонение,

которые могут быть положительными, отрицательными и равными нулю:

$$d_{max} = d + es$$

$$d_{min} = d + ei.$$

Предельные отклонения на чертежах задаются в мм, в таблицах стандартов в микрометрах, $1 \text{ мм} = 1000 \text{ мкм}$.

Td — допуск вала — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или разность между верхним и нижним отклонениями:

$$Td = d_{max} - d_{min} = es - ei$$

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями.

Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

Величина допуска определяется по стандарту в зависимости от номинального размера и качества.

Стандарт устанавливает 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18. Самый большой допуск по 18 квалитету.

При определении допусков на погрешность изготовления деталей любого соединения надо исходить из условий работы этого соединения и назначать те наибольшие допуски, при которых данное соединение может нормально работать. Малые допуски требуют применения более дорогих методов обработки деталей, более высокой квалификации рабочих и поэтому значительно увеличивают стоимость обработки деталей. Основное применение допусков по квалитетам: по 01, 0, 1 допуски задаются на размеры плоскопараллельных концевых мер длины, эталоны; 2, 3, 4 — на размеры калибров, особо точные изделия; от 5 до 12 — на сопряженные размеры деталей машин; 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 — на свободные размеры деталей машин. Допуски по 6 и 7 квалитетам наиболее распространены для точных и ответственных соединений автомобильной, авиационной, станкостроительной, турбостроительной промышленности, легкого и текстильного машиностроения.

Положение поля допуска относительно нулевой линии определяет основное отклонение — одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нуле-

вой линии, которое обозначается буквой латинского алфавита для отверстий — прописной (A...ZC), для валов — строчной (a...zc).

Схема расположения основных отклонений отверстий и валов относительно номинального размера d_n приведена на рис. 2

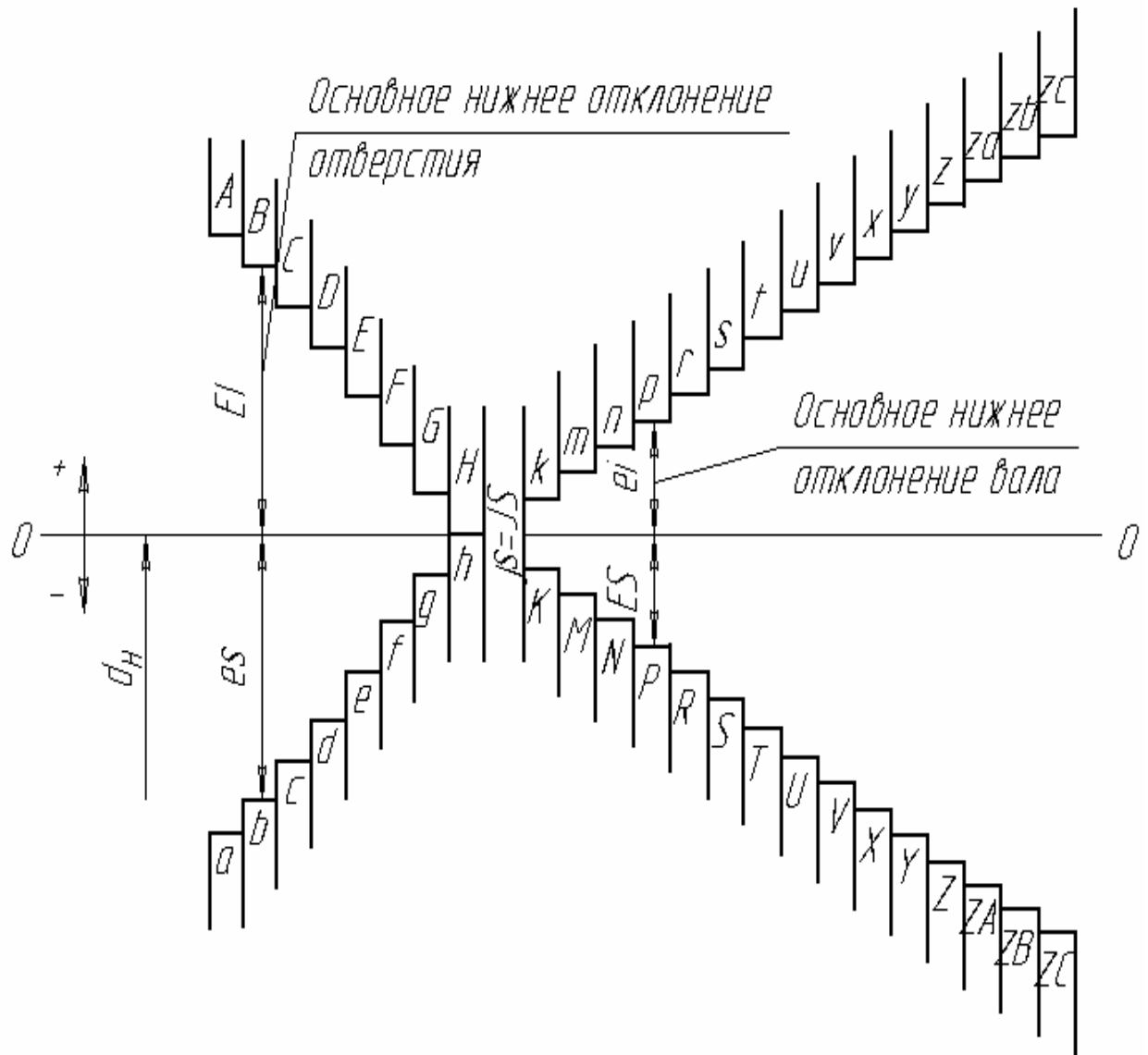


Рис. 2

Обозначение поля допуска размера образуется сочетанием обозначений основного отклонения и качества, которые записываются после номинального размера, например: $\varnothing 40H7$, $\varnothing 30f6$.

При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Нулевая линия — линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок.

6.1.2 Понятие о посадках. Система отверстия и система вала

При соединении двух деталей образуется посадка.

Посадка — характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нём зазоров или натягов. В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть:

- с зазором;
- с натягом;
- переходной, когда возможно получение как зазора, так и натяга.

Зазор (S) — разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг (N) — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Допуск посадки — сумма допусков отверстия и вала, составлявших соединение.

Для посадки с зазором допуск посадки

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = TD + Td.$$

Для посадки с натягом

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = TD + Td.$$

Для переходной, посадки

$$T(S, N) = S_{\max} + N_{\max} = TD + Td.$$

В зависимости от способа осуществления посадок различают: посадки в системе отверстия и посадки в системе вала. Посадки в системе отверстия — посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 3).

Основное отверстие — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

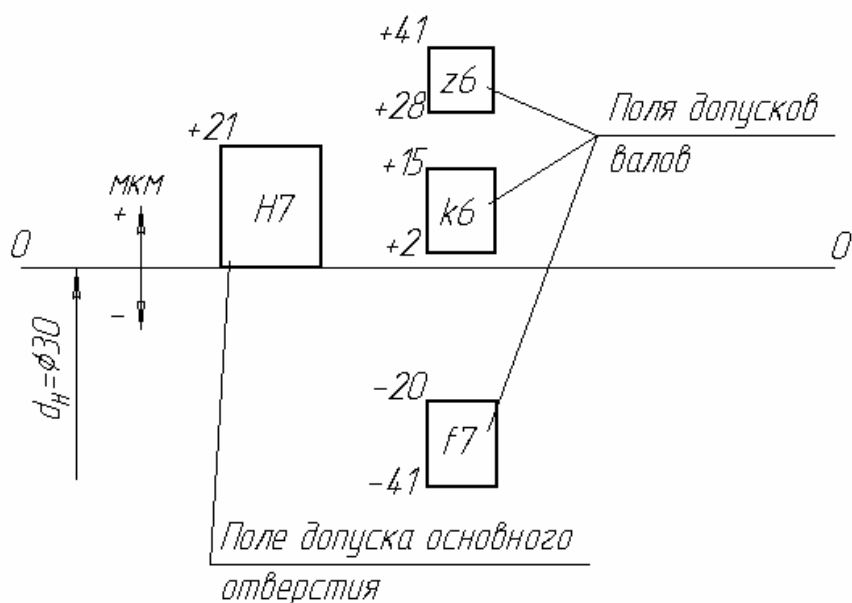


Рис. 3

Посадки в системе вала — посадки, в которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 4).

Основной вал — вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

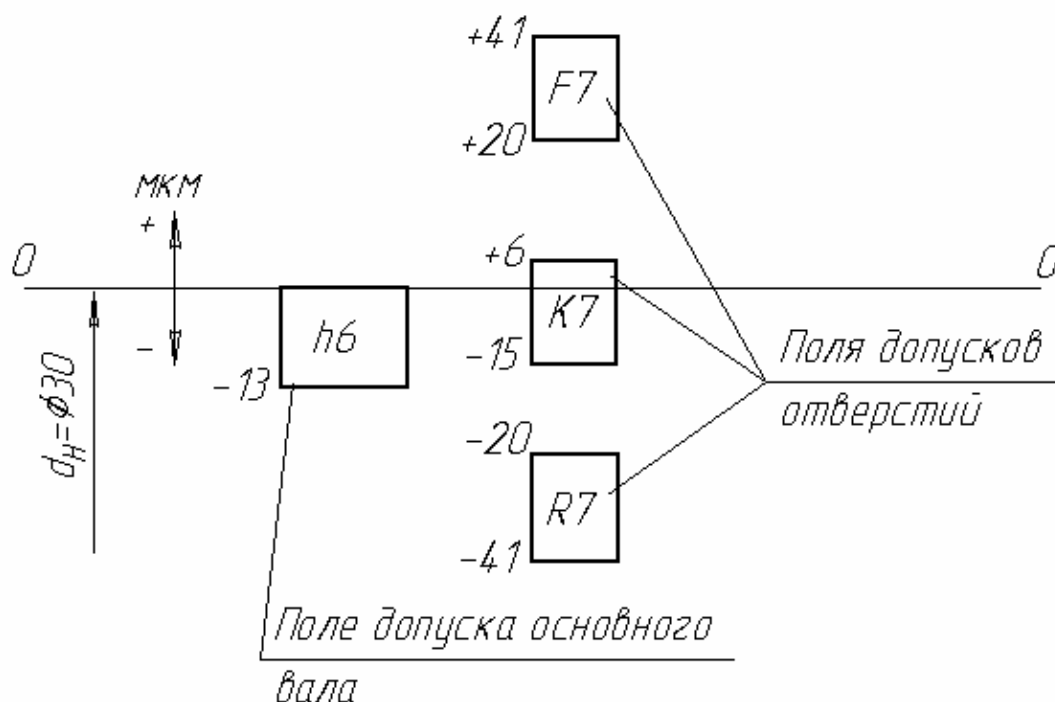


Рис. 4

Характер одноименных посадок (т.е. предельные величины зазоров и натягов в обеих системах) примерно одинаков. Большее распространение по технико-экономическим соображениям (меньше разнообразие потребного мерного режущего инструмента для обработки отверстий) получила система отверстия.

Система вала имеет преимущества для размеров менее 3 мм. Для уменьшения номенклатуры подшипников качения посадки подшипника в корпус строятся по системе вала. В соединениях металлической детали с деталью из пластмассы металлическая деталь принимается основной. Для получения разных посадок нескольких деталей на одном гладком валу, посадки строятся по системе вала. Например, в соединениях вилка — тяга — палец, поршень — шатун — поршневой палец основными деталями принимаются палец и поршневой палец. Наконец, сопряженное отверстие выполняется по системе вала, если наружная поверхность вала в готовой детали сохраняется без механической обработки (калиброванные прутки для валов, шпонки, штифты и т.п.).

Посадки, образованные сочетанием любых полей допусков отверстия и вала, называются комбинированными (внесистемными). Они применяются при ремонте машин и в случае невозможности получения расчётных натягов и зазоров в основных посадках (посадках системы отверстия и системы вала).

ГОСТ 25347-82 устанавливает рекомендуемые посадки общего применения.

Посадки с гарантированным натягом $\left(\frac{H7}{p6}; \frac{H7}{r6}; \frac{H7}{s6}\right)$ назначаются на соединения неподвижные неразъёмные, в которых не требуется относительное перемещение деталей в процессе эксплуатации.

Например, станины, коробки, корпуса станков и машин обычно отливаются из чугуна, а в местах подшипников скольжения в них запрессовываются бронзовые или стальные калёные втулки; венцы червячных шестерён изготавливаются бронзовыми и напрессовываются на стальные или чугунные ступицы. Обычно соединение деталей с помощью посадок с натягом исключает необходимость дополнительного крепления болтами, стопорными винтами, шпонками и другими крепежными деталями.

Группа переходных посадок $\left(\frac{H7}{n6}; \frac{H7}{m6}; \frac{H7}{k6}; \frac{H7}{js6}\right)$ служит для неподвижных, но разъёмных соединений, т.е. таких, которые допускают возможность разборки при ремонте.

Применение переходных посадок в большинстве случаев сопровождается дополнительным конструктивным креплением в виде болтов, винтов, шпонок. Переходные посадки обеспечивают центрирование сопряженных деталей, сохраняют соосность соединяемых частей.

Наиболее объективным критерием для выбора одной из переходных посадок является вероятность получения зазора или натяга посадки.

Посадки с гарантированным зазором:

$$\frac{H7}{h6}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{f7}; \frac{H7}{e8}; \frac{H8}{e8}.$$

Посадка $\frac{H7}{h6}$ расположена на границе между переходными и подвижными посадками, т.к. она характеризуется отсутствием натяга и минимальной величиной зазора ($S_{\min} = 0$). Она выбирается чаще для соединений неподвижных, реже — для подвижных. В неподвижных соединениях эта посадка заменяет переходные для облегчения сборки и разборки, часто снимаемых деталей: сменные шестерни в гитарах скоростей и подач металлообрабатывающих станков, центрирующие выступы и фланцы, фрезы на оправках и так далее.

Посадка $\frac{H7}{g6}$ имеет наименьшие предельные зазоры из всех подвижных посадок. Она служит для обеспечения кратковременного периодического перемещения одной детали в другой, при реверсивном движении. Посадка назначается в сопряжениях клапана и толкателя двигателей внутреннего сгорания с направляющими втулками, в быстросменных кондукторных втулках и так далее.

Посадки $\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{e8}; \frac{H8}{e8}$ нашли наиболее широкое применение для подшипников скольжения.

6.1.3. Нанесение размеров и предельных отклонений на чертежах

Предельные отклонения линейных размеров указываются на чертежах условными обозначениями полей допусков [8], например: $\varnothing 30H7$; $\varnothing 40f7$, или числовыми значениями, например: $\varnothing 30^{+0,021}$; $\varnothing 40_{-0,050}^{-0,025}$, или условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках их числовых значений: $\varnothing 30H7(+0,021)$; $\varnothing 40f7(-0,025)_{(-0,050)}$.

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе указываются в виде дроби, в числителе которой задаётся условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе — условное обозначение поля допуска вала (рис. 5).

*Система
отверстия*

*Система
вала*

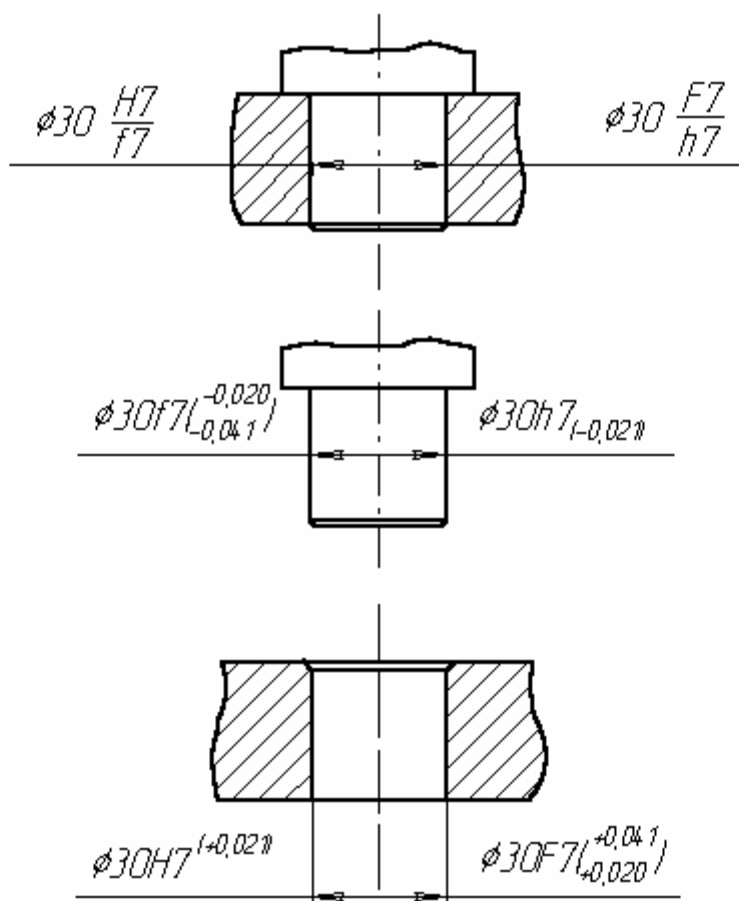


Рис. 5

Предельные отклонения, равные нулю, не указываются на чертеже. При симметричном расположении поля допуска абсолютную величину отклонений указывают один раз со знаком \pm при этом высота цифр, определяющих отклонения, должна быть равна высоте шрифта номинального размера, например: $\varnothing 30js6(\pm 0,0065)$.

Предельные отклонения линейных и угловых размеров относительно низкой точности допускается не указывать непосредственно после номинальных размеров, а оговаривать общей записью в технических требованиях чертежа [9], например:

«Неуказанные предельные отклонения H14, h14, $\pm \frac{t_2}{2}$ » или «H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$ ».

t_2 — класс точности «средний» по ГОСТ 25670-83, получен грубым округлением допусков по 14 квалитету при укрупненных интервалах номинальных размеров. Для размеров валов неуказанные предельные отклонения рекомендуется назначать односторонними, h14, в тело материала в минус; для отверстий H14 — в плюс; для размеров элементов, не относящихся к валам и отверстиям, назначаются симметричные отклонения $\pm \frac{IT14}{2}$ или $\pm \frac{t_2}{2}$ (рис. 6).

Вал — термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов деталей [8].

Отверстие — термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов деталей [8].

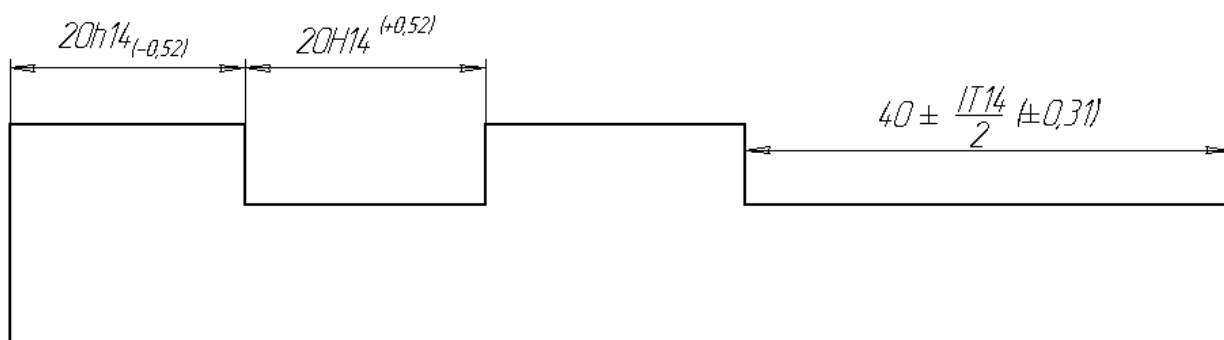


Рис. 6

6.2. Отклонения геометрической формы

Отклонение формы — отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы номинальной поверхности или номинального профиля.

Допуск формы — наибольшее допускаемое значение отклонения формы [11].

В реальных условиях невозможно материализовать номинальные поверхности, поэтому для отсчета отклонений формы приходится вводить вспомогательные поверхности, представляющие собой измерительные базы: прилегающие, средние и огибающие поверхности. Количественно отклонение формы оценивается наибольшим расстоянием от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) по нормали к прилегающей поверхности (профилю).

Реальная поверхность — поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Прилегающая поверхность — поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне

материала детали так, чтобы отклонение от неё наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение [11].

Номинальная поверхность — идеальная поверхность, номинальная форма которой задана чертежом или другой технической документацией [11].

Таблица 2

Комплексные показатели отклонений формы поверхности	Условный знак допуска	Дифференцированные показатели
Отклонение от прямолинейности	—	Выпуклость, вогнутость
Отклонение от плоскостности	∇	Выпуклость, вогнутость
Отклонение от цилиндричности	◎	Овальность, огранка, конусообразность, седлообразность, бочкообразность
Отклонение от круглости	○	Овальность, огранка. Непостоянство диаметров поперечного сечения
Отклонение формы профиля продольного сечения	™	Конусообразность, бочкообразность, седлообразность, прямолинейность оси. Непостоянство диаметров продольного сечения

Числовые значения на допуски формы заданы в ГОСТ 24643-81. Всего установлено 16 степеней точности, из них первая наиболее точная. При отсутствии указаний о предельных отклонениях формы на чертежах эти отклонения ограничиваются полем допуска соответствующего размера.

Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, плоскостности, прямолинейности и параллельности назначаются в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера.

При условном обозначении данные о допусках формы и расположения поверхностей указываются в прямоугольной рамке. Рамку соединяют с элементом, к которому относится допуск, сплошной тонкой линией, заканчивающейся стрелкой. Если допуск относится к оси или плоскости симметрии, то конец соединительной линии должен совпадать с продолжением размерной линии. На рис. 7 задан допуск прямолинейности оси.

Если допуск относится к поверхности, а не к оси элемента, то стрелку располагают на достаточном расстоянии от конца размерной линии. На рис. 8 задан допуск прямолинейности образующих (бочкообразность, седлообразность).

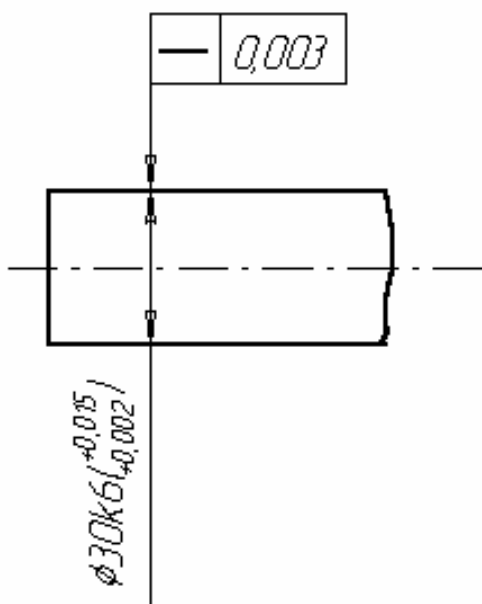


Рис. 7

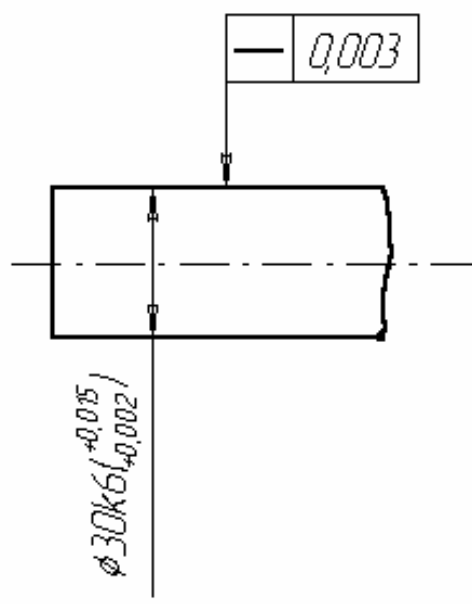


Рис. 8

6.3. Отклонения расположения

Отклонения расположения — отклонения реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения.

Допуск расположения — наибольшее допустимое значение отклонения расположения. Некоторые допуски расположения могут задаваться в радиусном и диаметральной выражениях. При этом перед числовым значением допуска на чертеже ставится знак R (или T/2) если он задан в радиусном выражении и знак Ø (или T) если он задан в диаметральной выражении. В табл. 3 и 4 приведены допуски расположения и условные знаки допусков для обозначения их на чертежах.

Таблица 3

Отклонения расположения, не включающие отклонения формы

Отклонения расположения	Условный знак допуска	Вид допуска
От параллельности	П	—
От перпендикулярности	√	—
Наклона	.	—
От соосности	┘	Ø или R

Отклонения расположения	Условный знак допуска	Вид допуска
От симметричности	\wedge	T или T/2
Позиционное отклонение	\vee	T или T/2 \varnothing или R
От пересечения осей	\Leftrightarrow	\varnothing или R

Таблица 4

Суммарные допуски формы и расположения поверхностей

Термин	Условный знак допуска По ГОСТ 2.308-79
Допуск радиального биения	\Leftarrow
Допуск торцового биения. Допуск биения в заданном направлении	\Leftarrow
Допуск полного радиального биения. Допуск полного торцового биения	$\Leftarrow\Leftarrow$
Допуск формы заданного профиля	\Rightarrow
Допуск формы заданной поверхности	\Downarrow

Радиальное биение — разность наибольшего и наименьшего расстояния от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси [11].

Радиальное биение является суммой отклонений от круглости и отклонения от соосности.

Допуск радиального биения — наибольшее допускаемое значение радиального биения.

Для нормирования точности расположения в стандарте установлено 16 степеней точности.

На рис. 9а задано радиальное биение относительно общей оси АБ. Радиальное биение относительно оси поверхности задано на рис. 9б. На рис. 9в задано радиальное биение относительно оси центров. Зачернённым равнобедренным треугольником обозначают базы. Если базой является ось или плоскость симметрии, то зачерненный треугольник располагают в конце размерной линии (рис. 9а и 9б).

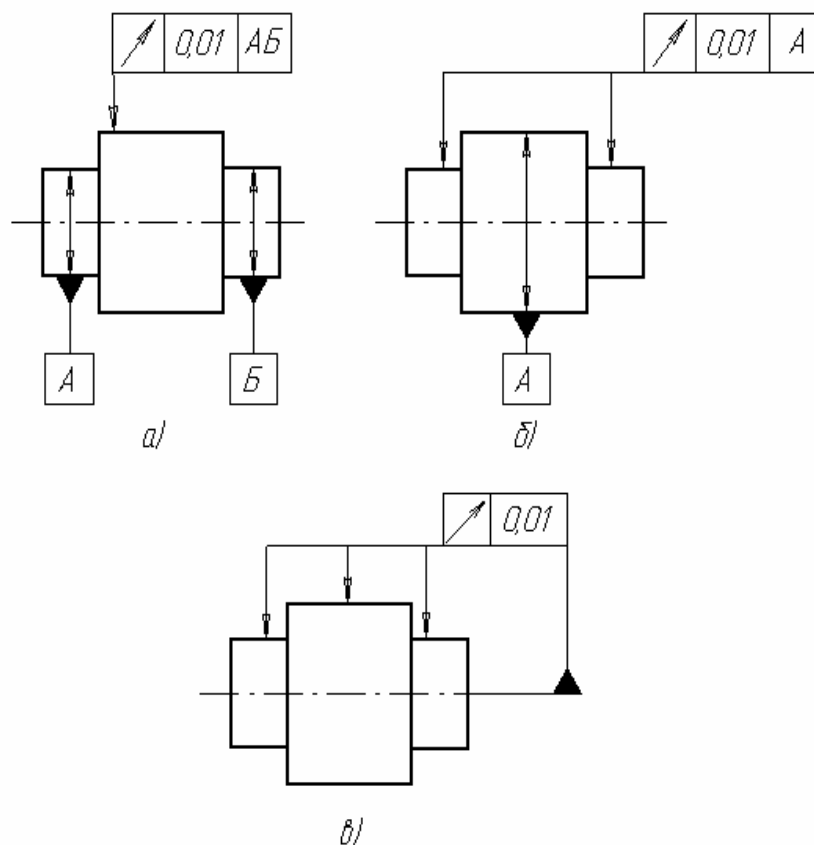


Рис. 9

6.4. Зависимые и независимые допуски формы и расположения

Зависимый допуск расположения или формы — переменный допуск, минимальное значение которого указывается в чертеже или технических требованиях и которое допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера рассматриваемого (базового) элемента от наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия. Зависимые допуски рассчитываются из условия собираемости по наименьшим зазорам. В условиях массового и серийного производства наиболее рациональным и надёжным средством контроля отклонений расположения при зависимых допусках являются комплексные калибры, представляющие собой прототип сопрягаемой детали.

Независимый допуск — допуск, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу, и не зависит от действительного размера рассматриваемого или базового элемента.

Допуски расположения осей отверстий для крепёжных деталей рекомендуется назначать зависимыми по ГОСТ 14140-81 одним из способов:

- позиционными допусками осей отверстий;
- предельными отклонениями размеров, координирующих оси отверстий.

Для отверстий, образующих одну сборочную группу при числе элементов в группе более двух, предпочтительней назначать позиционные допуски их осей.

Допуски расположения осей отверстий для крепёжных деталей назначаются в зависимости от типа соединения крепёжными деталями, зазора для прохода крепёжных деталей и коэффициента использования этого зазора для компенсации отклонений расположения осей.

Соединения крепёжными деталями подразделяются на типы А и В.

А — зазоры для прохода крепёжных деталей предусмотрены в обеих соединяемых деталях, например: соединения болтами, заклёпками.

В этом случае позиционный допуск осей отверстий равен половине минимального зазора $\Delta_{\text{в}}^{\text{R}} = 0,5S_{\text{min}}$, а предельные отклонения размера, координирующего оси двух отверстий, определяются минимальным зазором $L \pm S_{\text{min}}$.

В — зазоры для прохода крепёжных деталей предусмотрены лишь в одной из соединяемых деталей, например: соединения винтами, шпильками.

В этом случае

$$\Delta_{\text{в}}^{\text{R}} = 0,25S_{\text{min}},$$

$$L \pm \frac{S_{\text{min}}}{2}.$$

Предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий, зависят от характера расположения отверстий и от позиционного допуска.

На рис. 10 задан зависимый допуск на расстояния между осями отверстий. Если при измерении получим $L = 60,28$; $D_1 = 11,12$; $D_2 = 11,08$, то деталь годная, хотя действительный размер $60,28$ больше наибольшего предельного размера $60,2$.

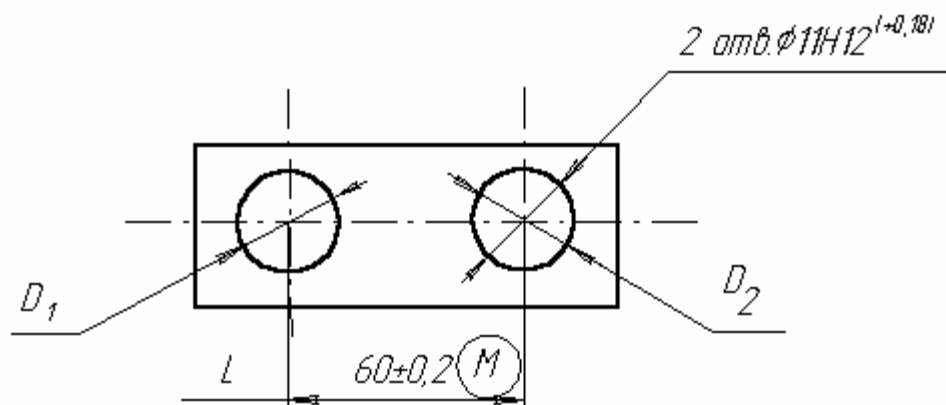


Рис. 10

Наибольшее позиционное отклонение оси отверстия при зависимом допуске

$$\Delta_{\text{в max}}^{\text{R}} = 0,2 + \frac{11,18 - 11}{2} + \frac{11,18 - 11}{2} = 0,38.$$

Действительное позиционное отклонение

$$\Delta^R_{\sqrt{d}} = 0,28 + \frac{11,12 - 11}{2} + \frac{11,08 - 11}{2} = 0,38.$$

$\Delta^R_{\sqrt{d}} \leq \Delta^R_{\sqrt{d_{\max}}}$ — деталь годная.

На рис. 11 задан независимый допуск на расстояние между осями отверстий. Если при измерении получили $L_d = 60,28$, то деталь — брак, так как $L_{\max} = 60,2$; $L_{\min} = 59,8$, т.е. действительный размер больше наибольшего предельного размера, заданного в чертеже.

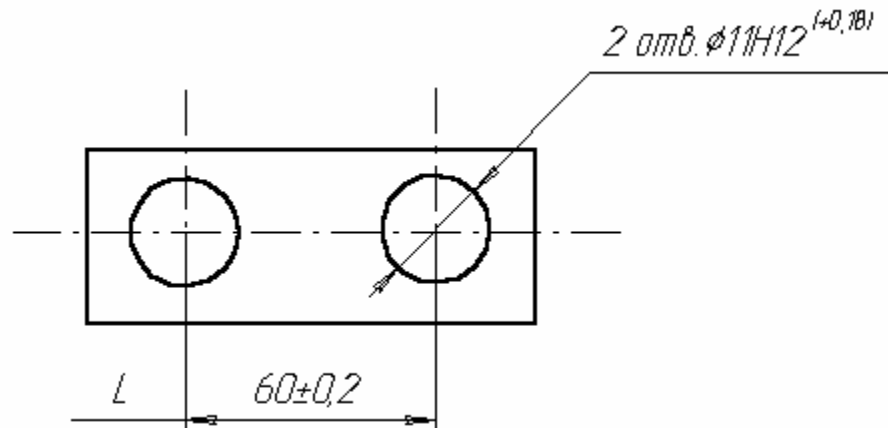


Рис. 11

6.5. Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности — это совокупность неровностей с относительно малыми шагами, образующих рельеф поверхности детали, рассматриваемых в пределах базовой длины l .

Источником шероховатости являются следы режущего инструмента на обработанной поверхности. Многообразно влияние шероховатости на качество машин:

- неровности — концентраторы напряжений;
- прочность посадок с натягом зависит от шероховатости, т.е. от полноты контакта прилегающих поверхностей;
- износостойкость тем выше, чем меньше шероховатость;
- коррозия металла возникает и распространяется быстрее на грубообработанных поверхностях.

Согласно ГОСТ 2789-73 установлены следующие параметры шероховатости (рис. 12):

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y| dx \quad \text{или} \quad R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|$$
 — среднее арифметическое отклонение профиля,

где y_i — расстояние между любой точкой профиля и средней линией;

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{i \max} - \sum_{i=1}^5 h_{i \min} \right) \text{ — высота неровностей профиля по десяти точкам;}$$

R_{\max} — наибольшая высота профиля;

S_m — средний шаг неровностей профиля в пределах базовой длины;

S — среднее значение шага местных выступов профиля;

$t_p = \frac{1}{p} \sum_{i=1}^n b_i$ — относительная опорная длина профиля, где p — числовое значение

уровня сечения профиля в процентах от R_{\max} .

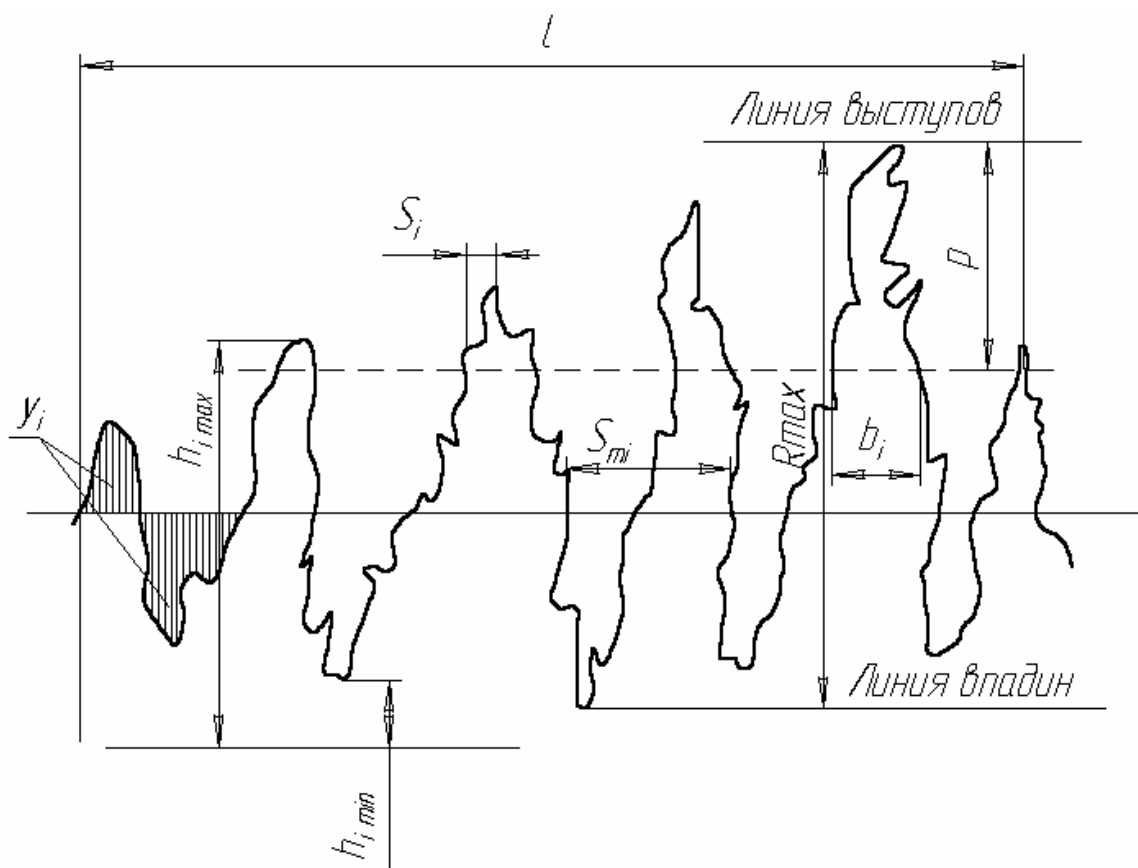


Рис. 12

Большинство геометрических отклонений детали должно находиться в пределах поля допуска размера.

При назначении допуска по 5, 6, 7, 8 квалитетам $R_a \approx 0,05T_d$, где T_d — допуск размера, $R_z \approx 4R_a$. После определения параметры шероховатости округляются до ближайшего числа из ряда стандартных значений.

Для обозначения на чертежах шероховатости поверхности применяют следующие знаки:

— знак, который показывает, что вид обработки конструктором не устанавливается. Параметр R_a не должен превышать 1,25 мкм;

— знак, который показывает, что поверхность образована путем удаления слоя материала. Параметр Rz должен находиться в пределах от 40 до 10 мкм;

— обозначение шероховатости поверхностей, которые получаются без снятия слоя материала (накатка). Параметр Ra не должен превышать 2,5 мкм;

— обозначение поверхности, не обрабатываемой по данному чертежу.

6.6. Волнистость поверхности

Волнистость — это совокупность неровностей, расстояние между соседними выступами которых превышает базовую длину l . Причина её возникновения — вибрация технологической системы станок — приспособление — инструмент — деталь.

Волнистость рассматривается как часть отклонения формы поверхности и, если не сделано особых указаний, ограничивается допуском формы.

7. РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК

7.1. Посадки с натягом

Для неподвижного соединения 3–17 (вкладка) рассчитать и подобрать посадку, обеспечив наибольший запас прочности соединения Δ_3 и запас надежности $\Delta_{сб}$ (запас сборки).

Расчёт посадки.

Исходные данные взяты из вкладки и сведены в табл. 5.

На рис. 13 даны пояснения к определению геометрических параметров деталей прессового соединения.

Таблица 5

Наименование величины, размерность	Обозначение в формулах	Численная величина
Крутящий момент, Нм	$M_{кр}$	300
Осевая сила, Н	P_o	0
Диаметр соединения, мм	d_n	40
Диаметр отверстия полого вала, мм	d_1	0
Наружный диаметр втулки, мм	d_2	80
Длина соединения, мм	L	35
Способ сборки	—	Механическая
Материал вала	—	Сталь 45
Материал втулки	—	Сталь 45

По этим данным с помощью табл. 6, 7 и 8 находим значения коэффициента трения $f = 0,15$; модулей упругости материалов вала и втулки $E_d = E_D = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; коэффициентов Пуассона материалов вала и втулки $\mu_d = \mu_D = 0,3$; пределов текучести материалов вала и втулки $\sigma_{Td} = \sigma_{TD} = 36 \cdot 10^7$ Па.

В ряде вариантов заданий значения f, E, μ, σ_T приведены в таблицах чертежа задания.

Если в задании не указаны значения d_1 и d_2 , студент должен определить их конструктивно по чертежу задания.

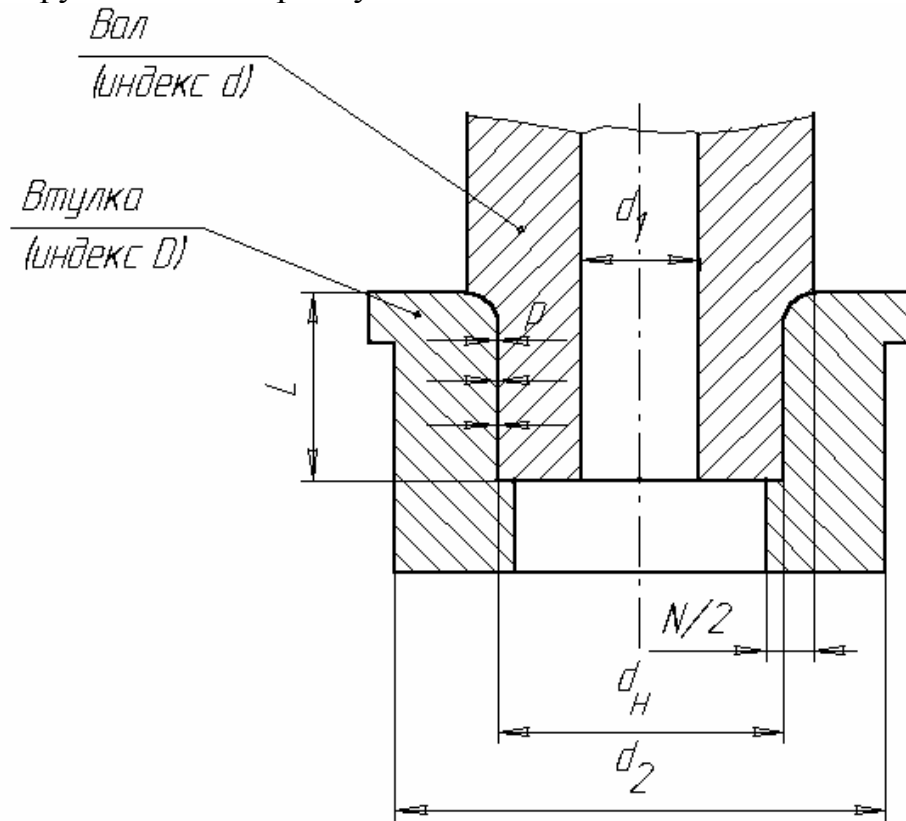


Рис. 13

При расчёте определяются предельные ($N_{\min \phi}$ и $N_{\max \phi}$) величины натягов в соединении.

1. Минимальный функциональный натяг, определяемый из условия обеспечения прочности соединения:

$$N_{\min \phi} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{\text{кр}}}{d_H}\right)^2 + P_0^2}}{\pi L f} \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d}\right),$$

где f — коэффициент трения при запрессовке (табл. 6); E_D и E_d — модули упругости материала (табл. 7); C_D и C_d — коэффициенты жёсткости конструкции,

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_H}{d_2}\right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_H}\right)^2} - \mu_d.$$

Здесь μ_D и μ_d — коэффициенты Пуассона (табл. 7).

2. Максимальный функциональный натяг, определяемый из условия обеспечения прочности сопрягаемых деталей:

$$N_{\max \phi} = p_{\text{доп}} d_H \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right),$$

где $p_{\text{доп}}$ — наибольшее допускаемое давление по контактной поверхности, при котором отсутствуют пластические деформации, определяется по формулам:

а) для отверстия

$$p_{D_{\text{доп}}} \leq 0,58 \sigma_{TD} \left[1 - \left(\frac{d_H}{d_2} \right)^2 \right];$$

б) для вала

$$p_{d_{\text{доп}}} \leq 0,58 \sigma_{Td} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_H} \right)^2 \right];$$

σ_T — предел текучести материалов деталей при растяжении (табл. 8);

$N_{\max \phi}$ — рассчитывать по наименьшему значению $p_{\text{доп}}$.

Таблица 6

Значение коэффициента трения f

Метод сборки	Материал сопрягаемых деталей			
	сталь– сталь	сталь– чугун	сталь– бронза	сталь– латунь
Механическая за- прессовка	0,15	0,17	0,07	0,1
При нагревании или охлаждении сопря- гаемых деталей	0,20	0,15	0,20	0,17

Таблица 7

Значения модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ для различных материалов

Материал	E , Па	μ
Сталь	$2 \cdot 10^{11}$	0,3
Чугун	$1 \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза	$0,9 \cdot 10^{11}$	0,33

Значения предела текучести σ_T для различных материалов

Материал	σ_T , Па	Материал	σ_T , Па
Сталь 20	$26 \cdot 10^7$	СЧ 12	$12 \cdot 10^7$
Сталь 35	$31 \cdot 10^7$	СЧ 18	$18 \cdot 10^7$
Сталь 40	$33 \cdot 10^7$	СЧ 28	$28 \cdot 10^7$
Сталь 45	$36 \cdot 10^7$	ЛМЦОС58-2-2-2	$34 \cdot 10^7$
БрАЖ 9-4	$20 \cdot 10^7$		
БрОФ 10-1	$20 \cdot 10^7$		
БрАЖН 11-6-6	$39 \cdot 10^7$		

В рассматриваемом примере сопряжение нагружено $M_{кр}$,

$$N_{\min \phi} = \frac{2 \cdot 300}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,035 \cdot 0,15} \cdot \left(\frac{1,96 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 0,0000116 \text{ м} = 11,6 \text{ мкм}.$$

Вычислим $r_{\text{доп}}$ для отверстия и для вала:

$$r_{D_{\text{доп}}} \leq 0,58 \cdot 36 \cdot 10^7 \left[1 - \left(\frac{40}{80} \right)^2 \right] = 15,66 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$r_{d_{\text{доп}}} \leq 0,58 \cdot 36 \cdot 10^7 \left[1 - \left(\frac{0}{80} \right)^2 \right] = 20,88 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

Меньшее из $r_{\text{доп}}$ используем в расчёте $N_{\max \phi}$.

$$N_{\max \phi} = 15,66 \cdot 10^7 \cdot 0,04 \cdot \left(\frac{1,96 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{11}} \right) = 0,0000796 \text{ м} = 79,6 \text{ мкм}.$$

Из функционального допуска посадки определяем конструкторский допуск посадки, по которому устанавливаем качества вала и отверстия:

$$TN_{\phi} = N_{\max \phi} - N_{\min \phi} = 79,6 - 11,6 = 68 \text{ мкм},$$

где функциональный допуск посадки

$$TN_{\phi} = TN_K + T_s,$$

Конструкторский допуск посадки

$$TN_K = ITD + ITd,$$

где ITD — табличный допуск отверстия;

ITd — табличный допуск вала.

Эксплуатационный допуск посадки $T_s = \Delta_s + \Delta_{сб}$, здесь Δ_s — запас на эксплуатацию; $\Delta_{сб}$ — запас на сборку.

Конструкторский допуск посадки TN_K определяется на основании эконо-

мически приемлемой точности изготовления деталей соединения и рекомендаций по точности посадок с натягом (не точнее IT6 и не грубее IT8). Эксплуатационный допуск посадки $T_{\text{э}}$ должен быть не менее 20% $TN_{\text{ф}}$.

Определим квалитеты отверстия и вала.

Из ГОСТ 25346-89 или приложения 3 найдём допуски IT6...IT8 для $d_{\text{н}} = 40$ мм; IT6 = 16 мкм, IT7 = 25 мкм, IT8 = 39 мкм.

Возможно несколько вариантов значений $TN_{\text{К}}$ и $T_{\text{э}}$:

при $TN_{\text{К}} = IT_{\text{D}} + IT_{\text{d}} = IT7 + IT6 = 25 + 16 = 41$ мкм

$TN_{\text{э}} = TN_{\text{ф}} - TN_{\text{К}} = 68 - 41 = 27$ мкм, это около 40% $TN_{\text{ф}}$;

при $TN_{\text{К}} = IT7 + IT7 = 25 + 25 = 50$ мкм ;

$TN_{\text{э}} = 68 - 50 = 18$ мкм, т.е. 26,5% $TN_{\text{ф}}$;

при $TN_{\text{К}} = IT8 + IT7 = 39 + 25 = 64$ мкм

$TN_{\text{э}} = 68 - 64 = 4$ мкм, т.е. 5,9% $TN_{\text{ф}}$;

Первые два варианта дают удовлетворительный результат, третий — возможен только с применением селективной сборки.

Учитывая предпочтительность посадок по ГОСТ 25347-82, примем для отверстия втулки допуск IT7, для вала — IT6 или IT7.

Для учёта конкретных условий эксплуатации в расчётные предельные натяги необходимо ввести поправки.

1. Поправка U , учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей соединяемых деталей:

$$U = 5 \cdot (R_{\text{aD}} + R_{\text{ad}}),$$

где R_{aD} , R_{ad} — среднее арифметическое отклонение профиля соответственно отверстия и вала.

2. Поправка U_{t} , учитывающая различия рабочей температуры, температуры сборки и коэффициента линейного расширения:

$$U_{\text{t}} = [\alpha_{\text{D}} \cdot (t_{\text{pD}} - t) - \alpha_{\text{d}} \cdot (t_{\text{pd}} - t)] \cdot d_{\text{н}},$$

где α_{D} и α_{d} — коэффициенты линейного расширения [2] или табл. 11; t_{pD} и t_{pd} — рабочие температуры деталей;

t — температура сборки деталей ($t = 20^{\circ}\text{C}$); $d_{\text{н}}$ — номинальный диаметр соединения.

3. Поправка $U_{\text{ц}}$, учитывающая деформацию деталей от действия центробежных сил (для диаметров до 500 мм и V до 30 м/с, $U_{\text{ц}} = 1 \dots 4$ мкм).

В данном примере $U_{\text{t}} = 0$, так как t_{p} близка к t сборки; $U_{\text{ц}} = 0$, так как скорость вращения деталей невелика.

Для поправки U значения R_{aD} и R_{ad} , если они не приведены в задании, определяем по работе [2] или по формуле $R_{\text{a}} \approx 0,05 \cdot IT$ зависимости шероховатости от допуска на размер IT:

$$R_{\text{aD}} = 0,05 \cdot IT7 = 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм};$$

$$R_{\text{ad}} = 0,05 \cdot IT6 = 0,05 \cdot 16 = 0,8 \text{ мкм}.$$

По ряду стандартных значений R_{a} принимаем $R_{\text{ad}} = 0,8$ мкм, $R_{\text{aD}} = 1,25$ мкм.

Определяем функциональные натяги с учётом поправок:

$$N_{\min \text{ фрасч}} = N_{\min \phi} + U = 11,6 + 9,4 \approx 21 \text{ мкм};$$

$$N_{\max \text{ фрасч}} = N_{\max \phi} + U = 79,6 + 9,4 \approx 89 \text{ мкм}.$$

Выбор посадки

Для обеспечения работоспособности стандартной посадки необходимо выполнить условия (неравенства):

а) $N_{\max \text{ табл.}} \leq N_{\max \text{ фрасч}}; N_{\max \text{ фрасч}} - N_{\max \text{ табл.}} = \Delta_{\text{сб}};$

б) $N_{\min \text{ табл.}} \geq N_{\min \text{ фрасч}}; N_{\min \text{ табл.}} - N_{\min \text{ фрасч}} = \Delta_{\text{э}};$

в) $D_{\text{э}} > D_{\text{сб}}.$

Условия пп. а) и б) являются обязательными. Условие п. в) необязательно, если при допусках деталей по IT8 остается $T_{\text{э}} \gg 20\%T_{N\phi}$.

Запас на эксплуатацию $D_{\text{э}}$ учитывает возможность повторной запрессовки при ремонте, наличие динамических нагрузок при работе и другие условия. Чем больше запас на эксплуатацию, тем выше надёжность и долговечность прессового соединения.

Запас на сборку $D_{\text{сб}}$ учитывает перекосы при запрессовке и другие, не учтённые в формулах условия сборки. Чем больше $D_{\text{сб}}$, тем меньше усилия запрессовки, напряжения в материале деталей, приводящие к их разрушению.

При ручном подборе посадок проверяем:

1. Посадки с натягом из числа рекомендуемых ГОСТ 25347-82 в системе отверстия (приложение 2 и рис. 14).

Анализ посадок приведён в табл. 9.

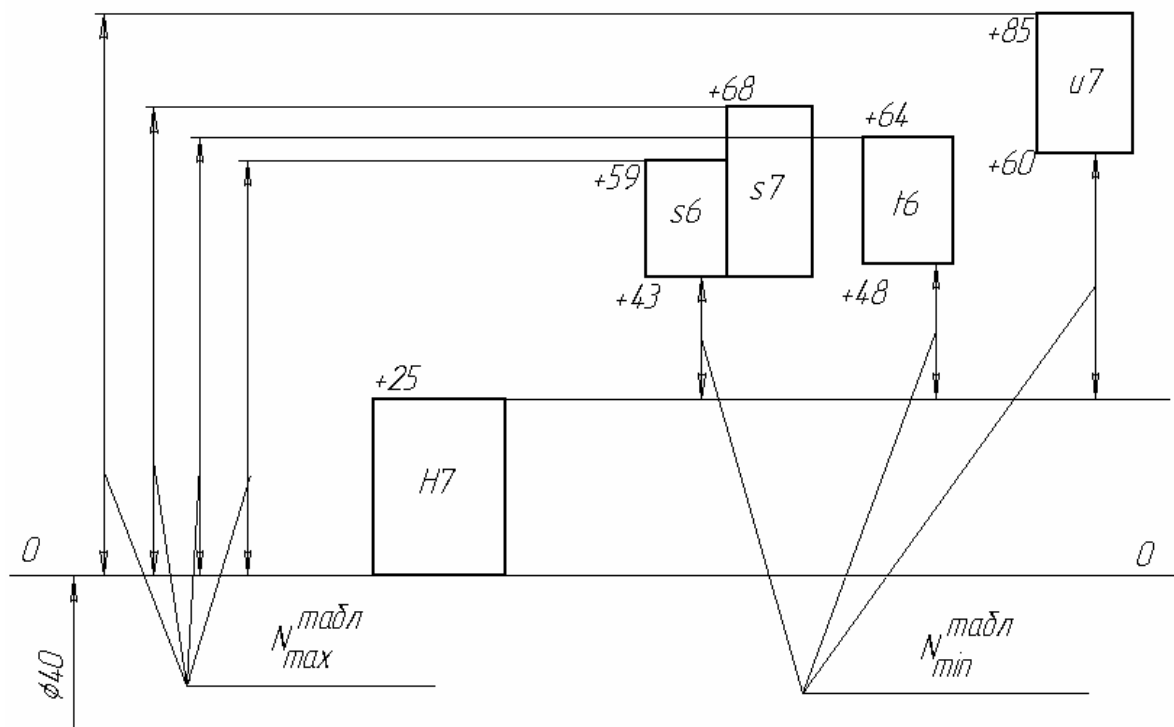


Рис. 14

Посадки	$N_{\text{табл max}}$	$N_{\text{табл min}}$	$D_{\text{сб}}$	D_3
$\varnothing 40 \frac{H7}{s6}$	59	18	$89 - 59 = 30$	$18 - 21 = -3$
$\varnothing 40 \frac{H7}{s7}$	68	18	$89 - 68 = 21$	$18 - 21 = -3$
$\varnothing 40 \frac{H7}{t6}$	64	23	$89 - 64 = 25$	$23 - 21 = 2$
$\varnothing 40 \frac{H7}{u7}$	85	35	$89 - 85 = 4$	$35 - 21 = 14$

Из рассмотренных посадок условиям пп. а), б), в) удовлетворяет только посадка $\varnothing 40 \frac{H7}{u7}$.

2. Посадки комбинированные (внесистемные) из предпочтительных полей допусков по приложению 4.

Проанализируем эти посадки (см. рис. 15).

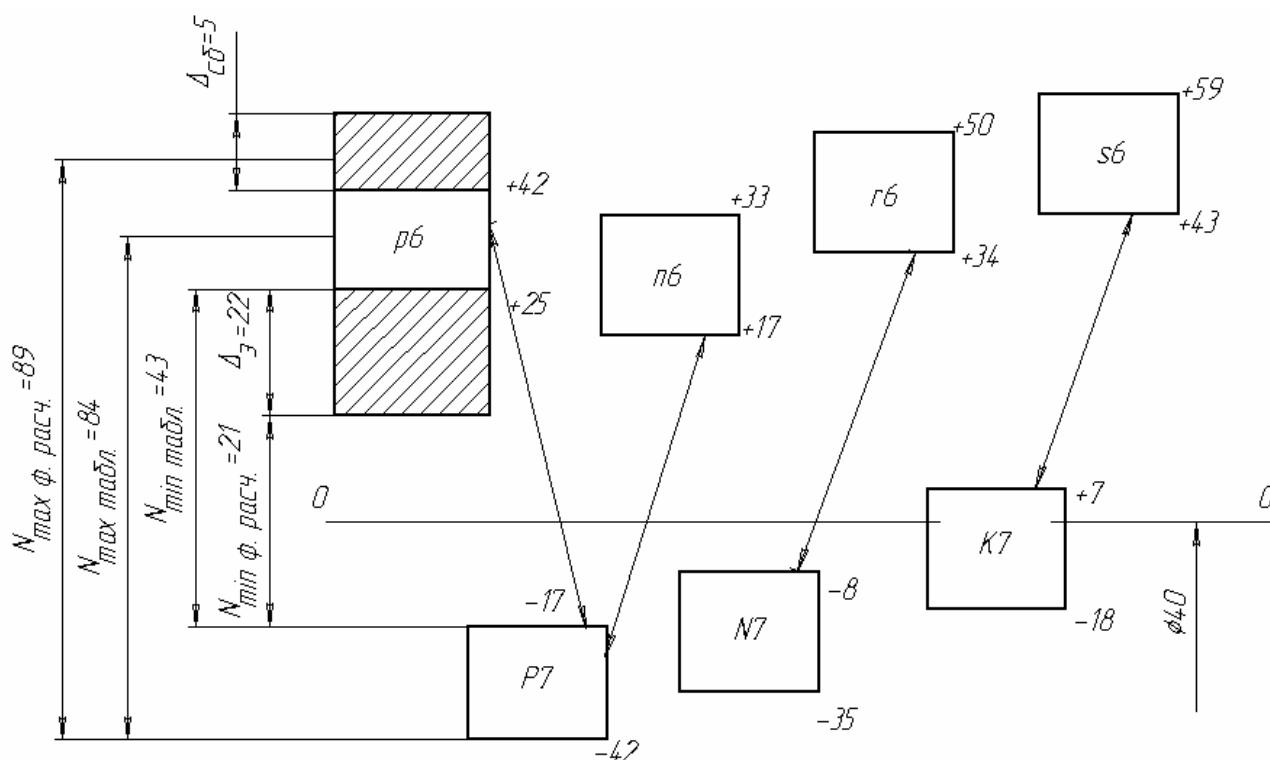


Рис. 15

Все посадки работоспособны, так как удовлетворяют условиям пп. а) и б), наибольший запас эксплуатации у посадки $\varnothing 40 \frac{P7}{p6}$, принимаем её и проставляем на чертёж узла.

Если не удастся подобрать оптимальную посадку из стандартных полей допусков, то возможно применение следующих, организационно-технических мероприятий:

1. Селективная сборка.

Например, если провести сортировку на две группы отверстий и валов посадки $\varnothing 40 \frac{N7}{r6}$ (рис. 16), то получим больший запас на эксплуатацию, чем в посадке

$\varnothing 40 \frac{P7}{r6}$:

по 1-й группе:

$$\Delta_{сб} = 89 - 75 = 24;$$

$$\Delta_{э} = 54 - 21 = 33;$$

по 2-й группе:

$$\Delta_{сб} = 89 - 70 = 19;$$

$$\Delta_{э} = 50 - 21 = 29.$$

Но из-за недостатков селективной сборки: нарушения полной взаимозаменяемости, незавершенного производства и других, мы остановим свой выбор на посадке

$\varnothing 40 \frac{P7}{r6}$.

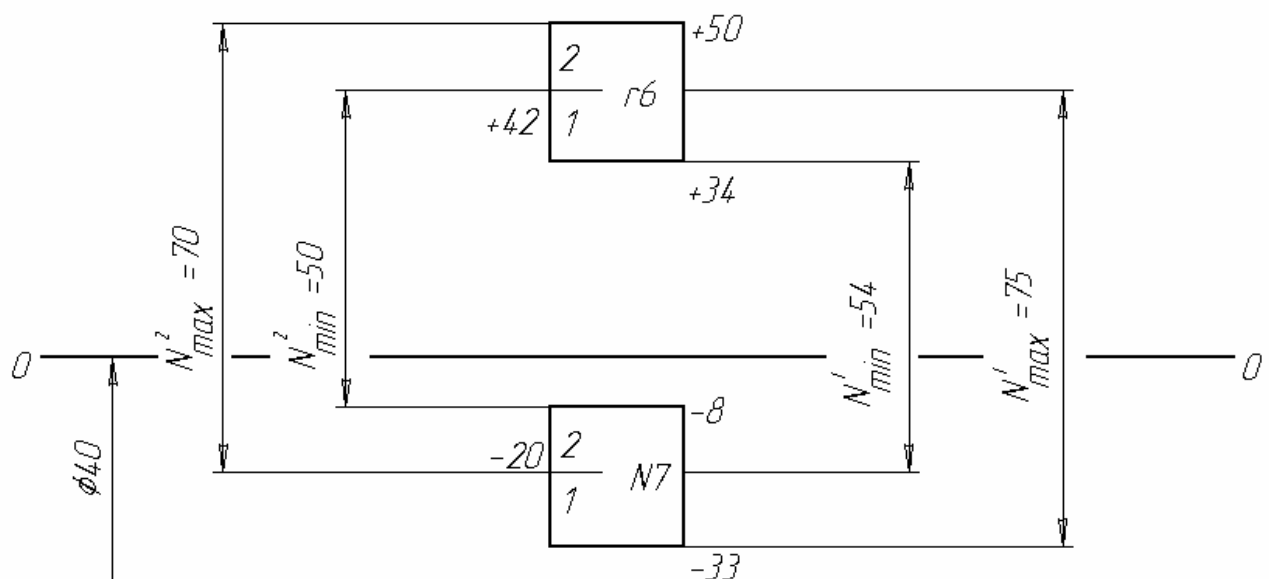


Рис. 16

2. Дополнительное крепление.

3. Изменение конструктивных параметров соединения, технологии сборки или физико-механических свойств материала.

7.2. Переходные посадки

Для сопряжения 4–5 (вкладка) подобрать стандартную посадку. Шестерня $m = 3$, $z = 40$ и точность 8–7–7–В имеет с валом неподвижное разъемное соединение $\varnothing 50$ мм с дополнительным креплением при помощи шпонки. Для такого типа соединений применяются переходные посадки, которые обеспечивают высокую точность центрирования и лёгкость сборки.

Точность центрирования определяется величиной S_{\max} , которая в процессе эксплуатации увеличивается:

$$S_{\max} = \frac{F_r}{K_T},$$

где F_r — радиальное биение, которое определяем по ГОСТ 1643-81 для шестерни с m до 3,5 мм и \varnothing до 125 мм по степени точности 8 — $F_r = 45$ мкм;

K_T — коэффициент запаса точности; берётся $K_T = 2...5$, он компенсирует погрешности формы и расположения поверхностей шестерни и вала, смятие неровностей, а также износ деталей при повторных сборках и разборках.

Определяем предельные значения зазора

$$S_{\max \text{ расч}} = \frac{45}{2...5} = 22,5...9 \text{ мкм}.$$

В системе основного отверстия из рекомендуемых стандартных полей допусков составляем посадки. Определяем $S_{\max}^{\text{табл}}$, по которому и подбираем оптимальную посадку так, чтобы $S_{\max \text{ расч}}$ был приблизительно равен или больше $S_{\max}^{\text{табл}}$.

Таковыми посадками по ГОСТ 25347-82 или приложению 2 будут:

$$\begin{aligned} 1) \varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{js6(\pm 0,008)}; \quad S_{\max}^{\text{табл}} = 0,033 \text{ мм.} \quad 2) \varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{k6(+0,018)}; \quad S_{\max}^{\text{табл}} = 0,023 \text{ мм.} \\ 3) \varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{m6(+0,025)}; \quad S_{\max}^{\text{табл}} = 0,016 \text{ мм.} \quad 4) \varnothing 50 \frac{H7(+0,025)}{n6(+0,033)}; \quad S_{\max}^{\text{табл}} = 0,008 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для данного соединения наиболее подходит посадка $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$. Посадка

$\varnothing 50 \frac{H7}{m6}$ обеспечит лучшее центрирование, но трудоёмкость сборки увеличится по

сравнению с посадкой $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$, так как относительный зазор $\frac{0,023}{50} > \frac{0,016}{50}$.

Выбираем посадку $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$; $S_{\max}^{\text{табл}} = 0,023$ мм; $N_{\max}^{\text{табл}} = 0,018$ мм.

Средний размер отверстия $D_c = \frac{50,025 + 50,0}{2} = 50,0125$ мм.

Средний размер вала $d_c = \frac{50,018 + 50,002}{2} = 50,01$ мм.

Так как $S_{\max}^{\text{табл}} > S_{\max \text{ расч}}$, то надо определить вероятное предельное значение $S_{\max}^{\text{вер}}$. Оно должно быть меньше $S_{\max \text{ расч}}$.

Легкость сборки определяют вероятностью получения натягов в посадке. Принимаем, что рассеяния размеров отверстия и вала, а также зазора и натяга подчиняются закону нормального распределения и допуск равен величине поля рассеяния:

$$T = \omega = 6\sigma.$$

Тогда

$$\sigma_D = \frac{25}{6} = 4,16 \text{ мкм}; \sigma_d = \frac{16}{6} = 2,66 \text{ мкм}.$$

Среднее квадратическое отклонение для распределения зазоров и натягов в соединении

$$\sigma_{N,S} = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2} = \sqrt{4,16^2 + 2,66^2} = 4,93 \text{ мкм}.$$

При средних размерах отверстия и вала получается $S_c = D_c - d_c = 2,5 \text{ мкм}$. Определяем вероятность зазоров от 0 до 2,5 мкм, т.е. $x = 2,5$:

$$Z = \frac{x}{\sigma_{N,S}} = \frac{2,5}{4,93} = 0,506.$$

По приложению 5 значений функции $\Phi(z)$ находим вероятность зазора в пределах от 0 до 2,5 мкм: $\Phi(0,506) = 0,1915$.

Кривая вероятностей натягов и зазоров посадки $\varnothing 50 \frac{H7}{k6}$ приведена на рис. 17.

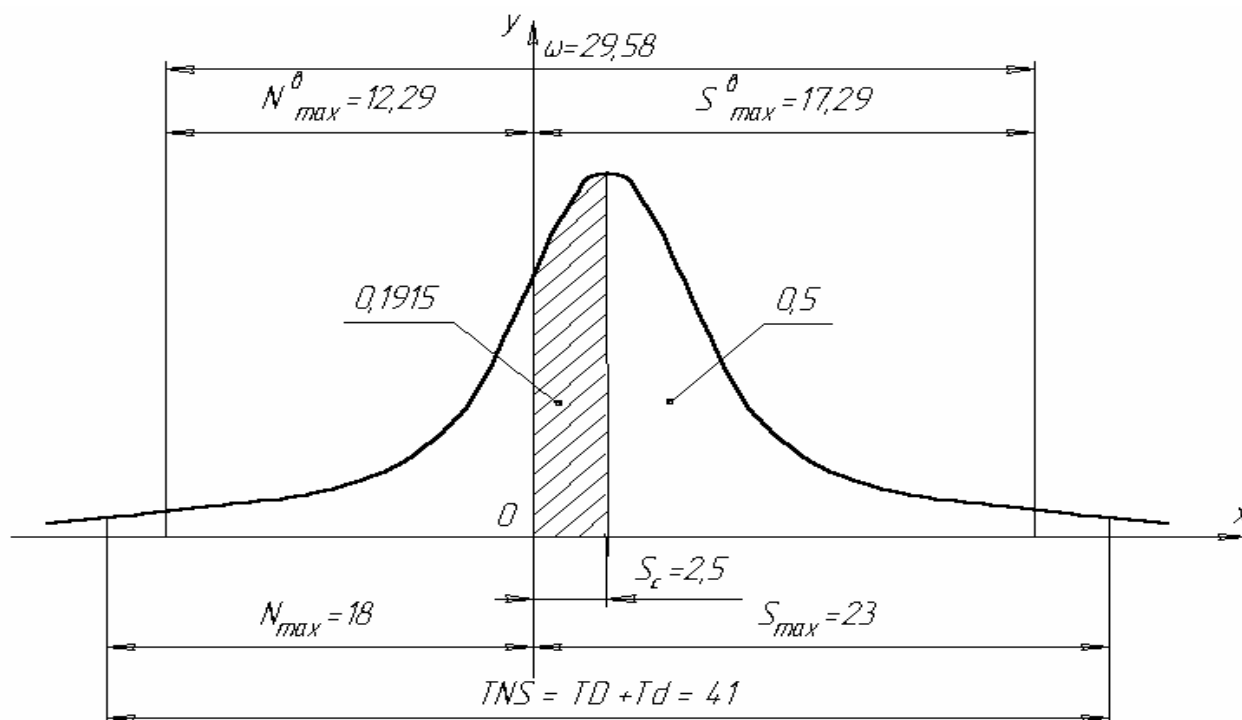


Рис. 17

$\omega = 6\sigma_{N,S} = 6 \cdot 4,93 = 29,58$ мкм — диапазон рассеяния зазоров и натягов.

Вероятность получения зазоров в соединении $0,5 + 0,1915 = 0,69$, или 69%.
Вероятность получения натягов в соединении $1 - 0,69 = 0,31$, или 31%. Предельные значения натягов и зазоров:

$$3\sigma_{N,S} - 2,5 = 14,79 - 2,5 = 12,29 \text{ мкм};$$

$$3\sigma_{N,S} + 2,5 = 14,79 + 2,5 = 17,29 \text{ мкм}.$$

7.3. Посадки с зазором

Посадки с гарантированным зазором имеют широкое применение, как в подвижных, так и в неподвижных соединениях. В подвижных соединениях зазор обеспечивает свободу перемещения сопрягаемых деталей относительно друг друга, размещение слоя смазки между трущимися поверхностями, компенсацию температурных деформаций, отклонений формы и расположения деталей, погрешностей сборки и т.п.

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяются для лёгкости сборки только при невысоких требованиях к точности центрирования и наличии дополнительного крепления между деталями (винтами, болтами, штифтами, шпонками и т.п.), обеспечивающего их относительную неподвижность в процессе работы.

Расчёту на основе гидродинамической теории смазки подлежат посадки с зазором в ответственных подвижных соединениях, требующих работы в условиях жидкостного трения (например, подшипники скольжения). Рассмотрим пример расчёта и выбора стандартной посадки для соединения 11–13 (вкладка).

Исходные данные для расчёта (вкладка и рис. 18): номинальный диаметр соединения $d_n = 40$ мм, длина соединения деталей $L = 45$ мм, частота вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, радиальная нагрузка на подшипник $R = 0,03 \cdot 10^4 \text{ Н}$. Материал цапфы (вала) (поз. 11) — сталь 45, вкладыша (поз. 13) — БрОЦС 6–6–3. Цапфа закаленная. Шероховатость поверхности цапфы $R_{ad} = 0,32$ мкм, вкладыша — $R_{ad} = 0,63$ мкм. Для смазки используется масло промышленное 20. Рабочая температура подшипника $t_{\text{раб}} = 50^\circ\text{C}$. Динамическая вязкость масла промышленного 20 при этой температуре $\mu = 0,011 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Основными эксплуатационными требованиями к подшипникам скольжения являются:

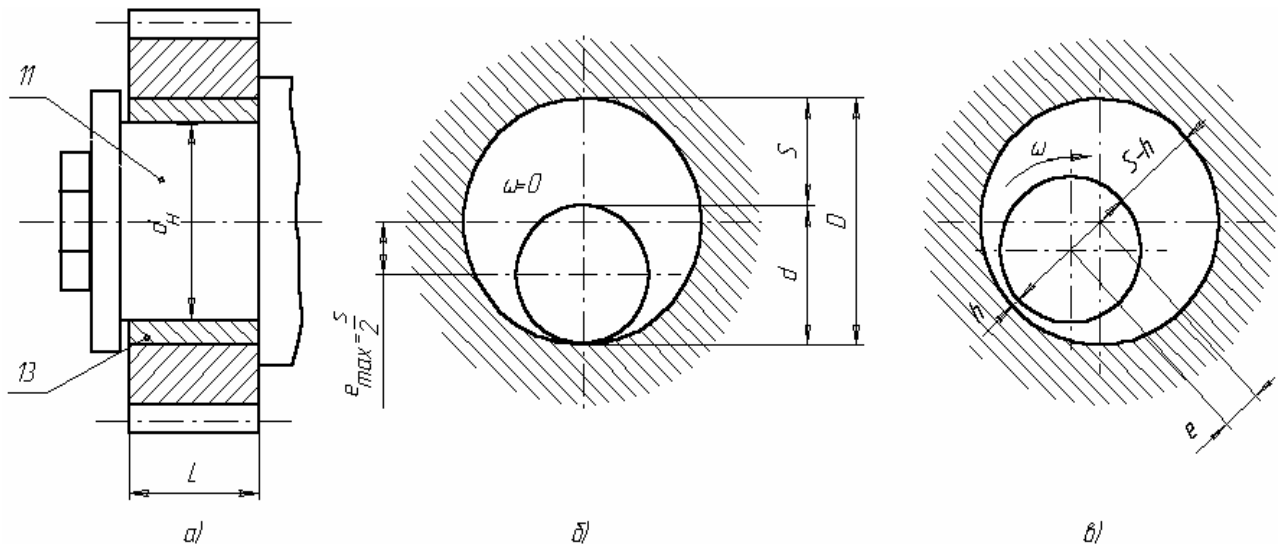
- износостойкость деталей;
- точность центрирования;
- надёжность и долговечность работы.

Эти требования лежат в основе расчёта и выбора посадок с зазором.

Существует несколько методик расчёта посадок с зазором, изложенных в литературе [2, 4 и др.]. В примере используем данные [4].

На рис. 18 показаны геометрические параметры цапфы и вкладыша (рис. 18а) и схемы распределения зазоров в подшипнике скольжения в состоянии покоя (рис. 18б) и в рабочем режиме (рис. 18в).

Задачей расчёта является определение оптимального зазора $S_{\text{опт}}$, а также наименьшего S_{min} и наибольшего S_{max} зазоров, обеспечивающих условие жидкостного трения в подшипнике (наименьший износ деталей), хорошее центрирование и долговечность работы.



d — диаметр цапфы; D — диаметр вкладыша; S — зазор в подшипнике скольжения; e — абсолютный эксцентриситет вала в подшипнике; ω — угловая скорость; h — толщина масляного слоя (зазор в месте наибольшего сближения цапфы вала и вкладыша подшипника)

Рис. 18

Порядок расчета и выбора посадки:

$$1. \text{Оптимальный зазор } S_{\text{опт}} = \Psi_{\text{опт}} \cdot d_{\text{H}}, \quad (7.1)$$

где $\Psi_{\text{опт}}$ — оптимальный относительный зазор.

Оптимальный относительный зазор определяем через исходные данные:

$$\Psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot K_{\text{фе}} \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}},$$

где $K_{\text{фе}}$ — коэффициент, учитывающий угол охвата и отношение L / d_{H} (табл. 10). Угол охвата для целого вкладыша без смазочных канавок $\varphi = 360^\circ$; для вкладыша из двух половинок или с двумя продольными диаметрально противоположными смазочными канавками $\varphi = 180^\circ$. Для

нашего примера (вкладка) $\varphi = 360^\circ$, $L / d_{\text{H}} = \frac{45}{40} \approx 1,125$, соответственно

$$K_{\text{фе}} \approx 1,05;$$

μ — динамическая вязкость масла, Па·с;

n — частота вращения, мин⁻¹;

$p = R / d_H \cdot L$ — среднее давление на опору, Па;

где R — радиальная нагрузка на подшипник, Н;

d_H и L — номинальный диаметр и длина соединения, м.

Тогда получим:

$$p = \frac{0,03 \cdot 10^4}{0,04 \cdot 0,045} = 1,66 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$\Psi_{\text{опт}} = 0,293 \cdot 1,05 \cdot \sqrt{\frac{0,011 \cdot 600}{1,66 \cdot 10^5}} = 0,00193.$$

Таблица 10

Значения $K_{\text{фе}}$

Угол охвата φ	Отношение L / d_H									
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
360°	0,555	0,650	0,740	0,825	0,905	0,975	1,04	1,10	1,15	1,25
180°	0,608	0,706	0,794	0,870	0,940	1,000	1,05	1,12	1,14	1,21

Подставив найденное значение $\Psi_{\text{опт}}$ формулу (7.1), получим $S_{\text{опт}} = 0,00193 \cdot 40 = 0,077 \text{ мм} = 77 \text{ мкм}$.

2. Наибольшая возможная толщина масляного слоя между поверхностями скольжения

$$h_{\text{max}} = 0,252 \cdot S_{\text{опт}} = 0,252 \cdot 77 = 19,4 \text{ мкм}$$

3. Средний расчётный зазор $S_{\text{с.расч}}$ определяется с учётом изменения зазора в процессе работы из-за разности температур сборки и рабочей температуры U_t и приработки микронеровностей U :

$$S_{\text{с.расч}} = S_{\text{опт}} - U_t - U, \tag{7.2}$$

$$\text{где } U_t = (\alpha_D - \alpha_d) \cdot (t_{\text{раб}}^\circ - 20^\circ) \cdot d_H;$$

α_D и α_d — коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и цапфы (табл. 11);

$t_{\text{раб}}^\circ$ — рабочая температура в подшипнике;

d_H — номинальный диаметр подшипника, мм;

$$U = 2(R_{aD} + R_{ad}) \cdot 5,$$

где R_{aD} и R_{ad} — среднее арифметическое отклонение профиля неровностей вкладыша и цапфы, мкм;

$$U_t = (17,1 \cdot 10^{-6} - 11,6 \cdot 10^{-6}) \cdot (50^\circ - 20^\circ) \cdot 40 = 0,0066 \text{ мм} = 6,6 \text{ мкм};$$

$$U = 2(0,63 + 0,32) \cdot 5 = 0,0095 \text{ мм} = 9,5 \text{ мкм}.$$

Подставив эти значения в формулу (7.2), получим
 $S_{с.расч} = 0,077 - 0,0066 - 0,0095 = 0,061$ мм.

4. По среднему расчётному зазору $S_{с.расч}$ выбираем стандартную посадку с зазором так, чтобы $S_{с.расч} \approx S_{с.табл}$. Здесь $S_{с.табл}$ — средний табличный зазор в стандартной посадке. По ГОСТ 25347-82 или приложениям 2 и 4 это могут быть посадки в системе отверстия (рис. 19) и комбинированные (рис. 20).

Таблица 11

**Значение коэффициентов линейного расширения α
 для некоторых материалов**

Марка материала	Коэффициент линейного расширения, $\alpha \cdot 10^{-6}$, град ⁻¹	Марка материала	Коэффициент линейного расширения, $\alpha \cdot 10^{-6}$, град ⁻¹
Сталь 30	$12,6 \pm 2$	Бр.ОЦС 6-6-3	$17,1 \pm 2$
Сталь 35	$11,1 \pm 1$	Бр.АЖ 9-4	$17,8 \pm 2$
Сталь 40	$12,4 \pm 2$	ЛАЖМц 66-6-3-3	$18,7 \pm 2$
Сталь 45	$11,6 \pm 2$	ЛМцОС 58-2-2-2	17 ± 2
Чугун	11 ± 1		

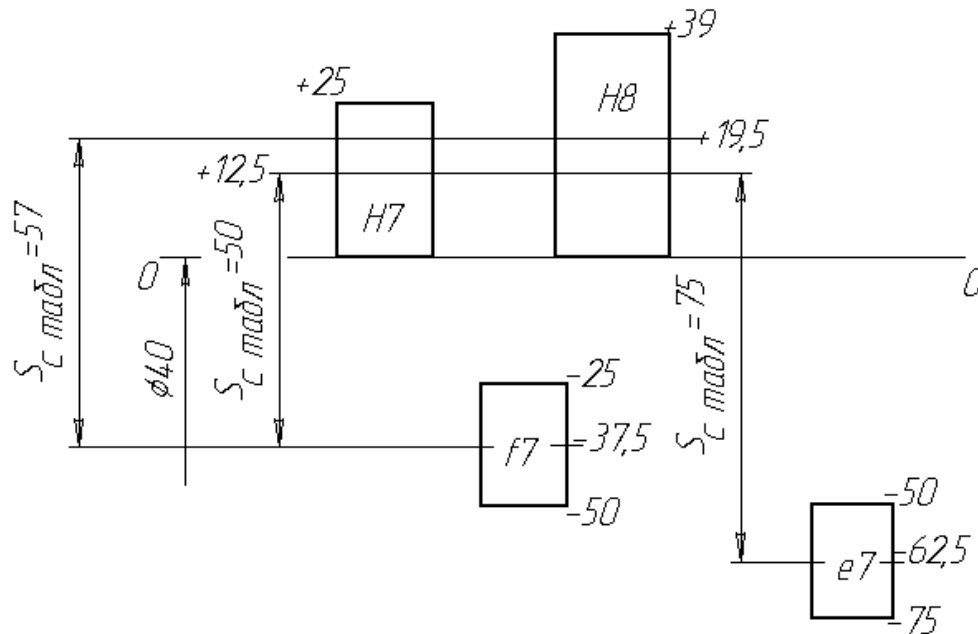


Рис. 19. Схема расположения полей допусков вала и подшипника для посадок в системе отверстия

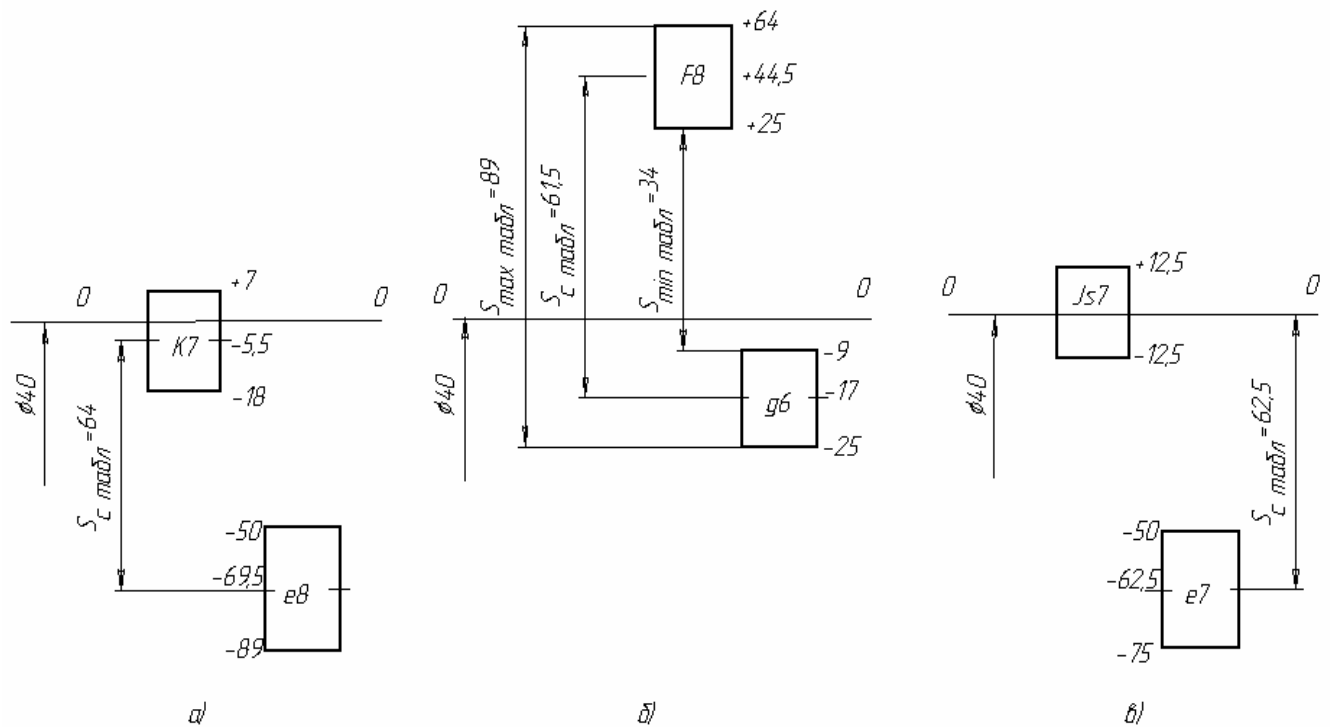


Рис. 20. Схема расположения полей допусков вала и подшипника при комбинированных посадках

Анализируя посадки, приведенные на рис. 19 и 20, видим, что наилучшее соответствие $S_{с.расч}$ значению табличного среднего зазора $S_{с.табл}$ у комбинированной посадки $\varnothing 40 \frac{F8}{g6}$.

На рис. 20б для посадки $\varnothing 40 \frac{F8}{g6}$ показаны

$$S_{\max \text{ табл}} = 89 \text{ мкм}; S_{\min \text{ табл}} = 34 \text{ мкм}; S_{с.табл} = 61,5 \text{ мкм}.$$

5. Действующие зазоры S_d (образующиеся в процессе работы) с учетом температурных деформаций U_t и шероховатости поверхностей (поправки U_t и U , см.п. 3 расчета):

$$S_{d \max} = S_{\max \text{ табл}} + U_t + U = 0,089 + 0,0066 + 0,0095 \approx 0,105 \text{ мм}.$$

$$S_{d \min} = S_{\min \text{ табл}} + U_t + U = 0,034 + 0,0066 + 0,0095 \approx 0,050 \text{ мм}.$$

6. Определим действующую толщину масляного слоя h_d :

$$h'_d = \frac{S_{d \min}}{2}(1 - \chi') \text{ — при наименьшем зазоре;}$$

$$h''_d = \frac{S_{d \max}}{2}(1 - \chi'') \text{ — при наибольшем зазоре.}$$

В этих формулах χ — относительный эксцентриситет, определяется по табл. 12 в зависимости от коэффициента нагруженности подшипника C_R и отношения L/d_n .

Относительным эксцентриситетом χ называется отношение удвоенного абсолютного эксцентриситета e к величине зазора в подшипнике S (см. рис. 18), т.е. $\chi = \frac{2e}{S}$.

Коэффициент нагруженности C_R определяют по формуле

$$C_R = 9,4 \frac{p \cdot \Psi^2}{\mu \cdot n}, \quad (7.3)$$

где p — среднее удельное давление на опору, Па (см. пункт 1 расчёта);

Ψ — относительный зазор, $\Psi = \frac{S}{d_H}$;

μ — динамическая вязкость масла, Па·с;

n — частота вращения, мин⁻¹.

Коэффициент нагруженности при наименьшем зазоре $S_{d\min}$ по формуле (7.3)

$$C'_R = 9,4 \frac{1,66 \cdot 10^5 \cdot 0,05^2}{40^2 \cdot 0,011 \cdot 600} = 0,356.$$

По табл. 12 для $C_R = 0,356$ и $L/d_H = \frac{45}{40} = 1,125$ примем $\chi' = 0,3$, т.к. при меньших значениях χ центр цапфы вала находится вблизи центра вкладыша, что создаёт неустойчивый режим работы, и могут возникнуть автоколебания в подшипнике.

Действующая толщина масляного слоя при наименьшем зазоре будет $h'_d = \frac{50}{2}(1 - 0,3) = 17,5$ мкм.

Аналогично при наибольшем зазоре

$$C''_R = 9,4 \frac{1,66 \cdot 10^5 \cdot 0,105^2}{40^2 \cdot 0,011 \cdot 600} = 1,614.$$

По табл. 12 $\chi'' \approx 0,66$, тогда

$$h''_d = \frac{105}{2}(1 - 0,66) = 17,8 \text{ мкм.}$$

7. Проверяем условие наличия жидкостного трения (неразрывность масляной пленки между цапфой вала и вкладышем подшипника). Наименьшая допустимая толщина масляного слоя, при которой ещё обеспечивается жидкостное трение (рис. 21):

$$[h_{\min}] \geq k \cdot (R_{zD} + R_{zd} + h_d), \text{ или с учетом, что } R_z = 5R_a, \\ [h_{\min}] \geq k \cdot (5 \cdot (R_{aD} + R_{ad}) + h_d), \quad (7.4)$$

где k — коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя. Желательно иметь $k \geq 2$;

R_{aD} , R_{ad} — среднее арифметическое отклонение профиля поверхности вала и вкладыша, мкм;

Коэффициент нагруженности C_R

L / d_H	Относительный эксцентриситет χ										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992
0,9	0,339	0,515	0,764	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,75 3
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,09 1	14,34

h_d — добавка, учитывающая отклонения режима работы подшипника от расчётного и механические включения в масле.

Необходимо, чтобы $h_{d \min} \geq [h_{\min}]$

Определим коэффициент надёжности в нашем примере

$$k = \frac{h_{d \min}}{5(R_{aD} + R_{ad}) + h_d};$$

$$h_{d \min} = h'_d.$$

$$k = \frac{17,5}{5(0,63 + 0,32) + 2} = 2,59.$$

Если подсчитать коэффициента k по значению $h''_d = 17,8$, очевидно, что получим также $K > 2$.

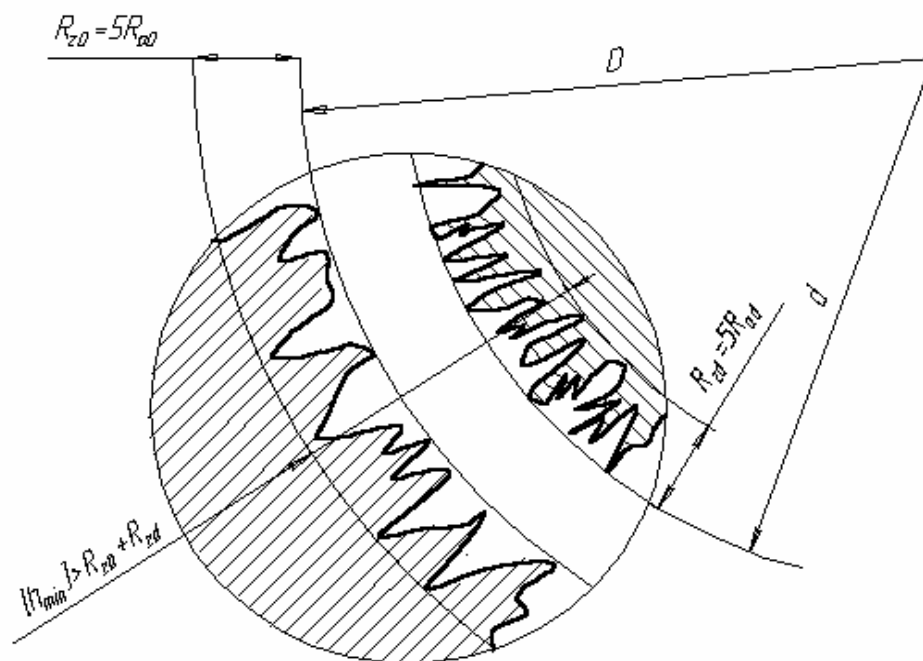


Рис. 21

Полученное значение $k > 2$, что указывает на правильность выбора посадки по наименьшему зазору и позволяет принять $S_{\min \text{ табл}}$ за функциональный минимальный зазор $S_{\min \phi}$ (зазор, обеспечивающий работу подшипника скольжения в заданных условиях).

8. Определим функциональный наибольший зазор для заданных условий работы

$$S_{\max \phi} = \frac{55 \cdot 10^{-7} \mu n L d_H^3}{R[h_{\min}]}$$

Расшифровка параметров аналогична предыдущим формулам. По формуле (7.4), принимая $k = 2$, получим:

7.5. Посадки подшипников качения

Надежность и долговечность подшипников качения в значительной степени зависят от правильно выбранных посадок подшипника в корпус и на вал при соблюдении правильного взаимного расположения поверхностей.

В зависимости от допусков на основные размеры шарико- и роликоподшипников — внутренний диаметр (d), наружный диаметр (D), ширину подшипника (B), допусков на взаимное расположение поверхностей (радиальное и торцовое биение колец и дорожек качения, отклонения от параллельности торцов) ГОСТ 520-02 устанавливаются следующие классы точности, указанные в порядке повышения точности: 0, 6, 5, 4, 2.

В зависимости от наличия требований по уровню вибраций, допускаемых значений уровня вибрации или уровня других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников — А, В, С.

Класс точности подшипника выбирается в зависимости от требований, предъявляемых к точности вращения опоры механизма. Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используются подшипники 0, 6 классов точности. Более высокие классы следует применять для подшипников шпинделей шлифовальных станков, прецизионных станков, подшипников точных приборов и др.

Класс точности подшипника условно обозначается перед номером подшипника. Например, А125 – 3000205, где 3000205 — основное обозначение подшипника; 5 — класс точности; 2 — группа радиального зазора; 1 — ряд момента трения; А — категория подшипника.

В условном обозначении подшипников категории С категорию не указывают. В условном обозначении подшипников категории С класса точности 0 со значением зазора по нормальной группе класс точности не указывают.

В0–205, так обозначается подшипник категории В, класса точности 0, при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора [14].

Характер сопряжения подшипника с валом и отверстием корпуса определяется отклонениями средних диаметров (d_m , D_m), поскольку при посадке подшипников на вал и в корпус посадочные поверхности подшипника деформируются в соответствии с действительными размерами и геометрической формой сопряженных деталей. Характерной особенностью принятой системы допусков на подшипники качения является также расположение полей допусков на средние значения посадочных диаметров.

Предельные отклонения как на наружный диаметр D_m , так и на внутренний d_m заданы со знаком «минус» во всех классах точности подшипника по специальной системе допусков, приведенной в ГОСТ 520-02. Отрицательное отклонение на отверстие подшипника противоположно расположению основного отверстия системы отверстия.

Оно принято специально для обеспечения возможности подбора необходимых посадок внутреннего кольца подшипника на вал.

Подшипник качения — стандартный узел. Поэтому для сокращения номенклатуры подшипника допуски на диаметры валов, сопрягаемых с внутренними кольцами подшипников качения, принимаются по системе отверстия, а допуски на диаметры отверстий, сопрягаемых с наружными кольцами подшипников качения, — по системе вала ЕСДП ГОСТ 25347-82.

В сопряжениях с подшипниками 0 и 6 классов точности валы должны выполняться по 6 квалитету, а отверстия по 7 квалитету. Классы точности подшипников 5 и 4 требуют подготовки валов с допусками по 5 квалитету отверстий по 6 квалитету. Класс точности 2 применяется для особо точных приборов, где валы изготавливаются по 3, 4 квалитетам, а допуски отверстий определяются 5 квалитетом.

Допуски непостоянства диаметров в поперечном и продольном сечениях посадочных мест валов и отверстий корпусов устанавливаются:

- половина допуска на диаметр посадочной поверхности при посадке подшипников классов точности 0, 6;
- треть допуска на диаметр посадочной поверхности при посадке подшипников классов точности 5, 4;
- четверть допуска — при посадке подшипников класса точности 2.

Допуск непостоянства диаметра в поперечном сечении — наибольшая допустимая разность наибольшего и наименьшего единичных диаметров измеренных в одном и том же поперечном сечении [15].

Выбор посадок подшипников на вал и в отверстие корпуса производят в зависимости от того, вращается или не вращается данное кольцо относительно действующей на него радиальной нагрузки или от вида нагружения, величины, направления и динамики действующих, нагрузок.

При выборе посадок следует учитывать также перепад температур между валом и корпусом, монтажные и контактные деформации колец, влияющие на рабочий зазор в подшипнике, материал и состояние посадочных поверхностей вала и корпуса, условия монтажа [15].

Различают три основных вида нагружения.

Местное нагружение — если кольцо воспринимает постоянную по направлению радиальную нагрузку лишь ограниченным участком дорожки качения.

Такой характер нагружения возникает на неподвижном кольце подшипника при постоянной по направлению нагрузке или на вращающемся кольце, когда внешняя нагрузка изменяет направление синхронно с вращением кольца.

Циркуляционное нагружение — если кольцо воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения.

Такой характер нагружения получается при вращении кольца и постоянно направленной нагрузке или, наоборот, на неподвижном кольце и переменной по направлению нагрузке.

При колебательном нагружении невращающееся кольцо воспринимает равнодействующую двух нагрузок: одной, постоянной по направлению, и другой, вращающейся, меньшей по величине.

При циркуляционном нагружении необходимо обеспечить неподвижное соединение кольца подшипника с валом или отверстием.

При местном нагружении колец подшипников выбирают посадку переходную или с небольшим зазором. Такая посадка создает возможность периодического небольшого проворачивания кольца относительно корпуса под влиянием вибраций и толчков при работе машины, благодаря чему в работе фактически участвует не ограниченный участок кольца, а вся окружность беговой дорожки. Зазор устраняет заклинивание шариков, обеспечивает сборку узла, обеспечивает возможность осевого перемещения подшипника на случай температурных удлинений вала.

На рис. 23 показано сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника 0 или 6 классов точности, поставленного на вращающийся вал при постоянно действующей радиальной нагрузке R . Внутреннее кольцо подшипника при этом испытывает циркуляционное нагружение, наружное кольцо — местное нагружение.

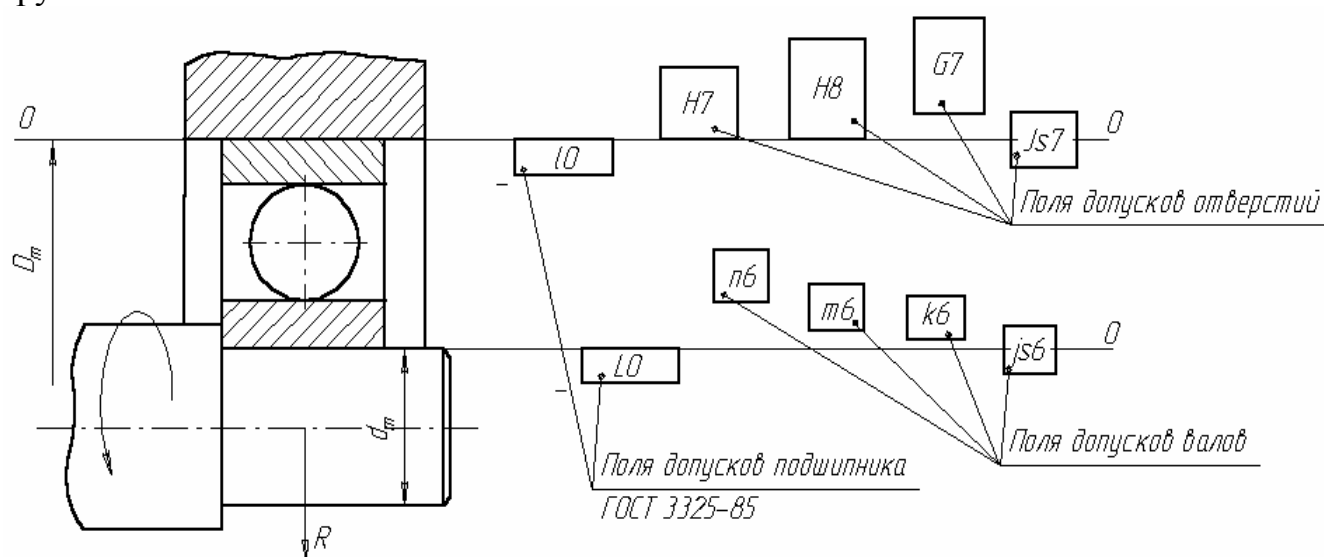


Рис. 23

L — обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия подшипника;

l — обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра подшипника.

На рис. 24 показано сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника качества 0 или 6 классов точности, если вращается корпус. Наружное кольцо подшипника испытывает циркуляционное нагружение, а внутреннее кольцо — местное. Посадку для циркуляционно нагруженного кольца подшипника выбирают по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности.

В приведённом примере назначим посадки подшипника качества в соединениях 16–15 и 16–17 (вкладка). Присоединительные размеры подшипника заданы в таблице на чертеже узла. Принимаем класс точности подшипника 0 и среднюю серию, по которой в зависимости от $d = 35$ мм, $D = 80$ мм определяем ширину кольца $B = 21$ мм и $r = 2,5$ мм [1]. Определяем виды нагружения колец подшипника. Вращается вал, внутренняя обойма подшипника вращается вместе с валом и

воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения. Следовательно, нагружение внутренней обоймы — циркуляционное.

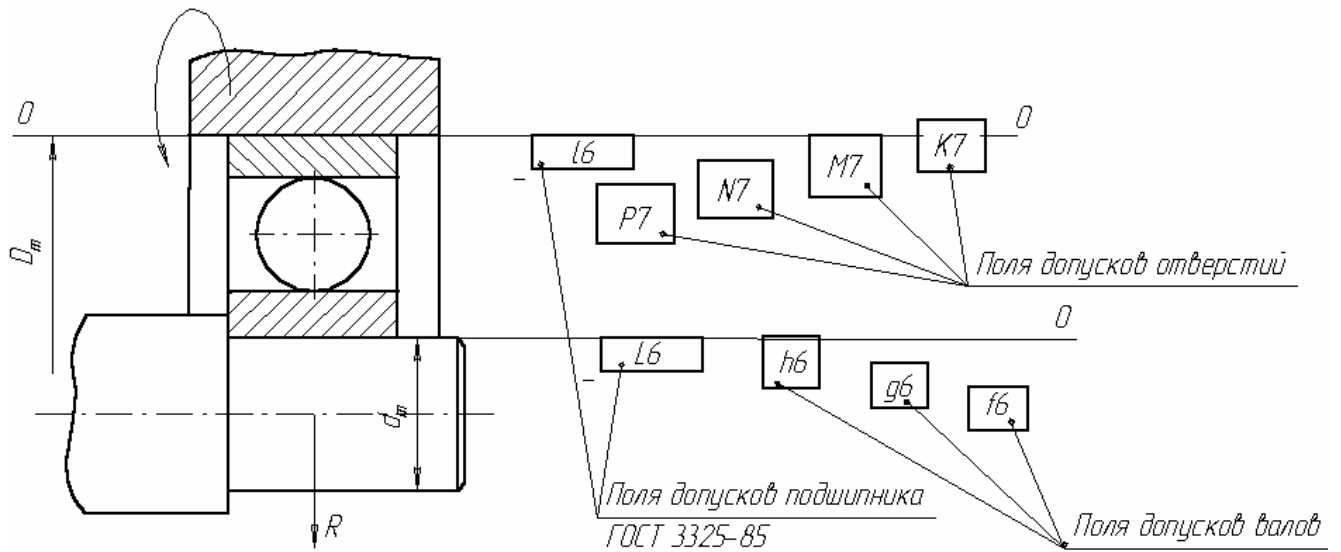


Рис. 24

Наружная обойма подшипника монтируется в неподвижный корпус, воспринимает постоянную по направлению радиальную нагрузку лишь ограниченным участком дорожки качения. Нагружение наружной обоймы — местное.

Возможное сочетание полей допусков отверстия корпуса, вала и подшипника для данного примера показано на рис. 23.

Для уточнения посадки циркуляционно нагруженного кольца подшипника определяем интенсивность радиальной нагрузки на посадочной поверхности

$$P_R = \frac{R}{b} K_n F F_A,$$

где R — приведенная радиальная реакция опоры на подшипник, (реакцию опоры R рассчитать по известному значению $M_{кр}$; если задано только P_o , взять R на чертеже узла);

b — рабочая ширина посадочной поверхности кольца подшипника за вычетом фасок, $b = B - 2r$ мм;

K_n — динамический коэффициент посадки, зависящей от характера нагрузки (при перегрузке до 150%, умеренных толчках и вибрации $K_n = 1$; при перегрузке до 300%, сильных ударах и вибрации $K_n = 1,8$);

F — коэффициент (табл. 13), учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (при сплошном вале $F = 1$);

F_A — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двухрядных подшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии на опоре осевой нагрузки A . При этом F_A может иметь значения от 1,2 до 2. В обычных случаях $F_A = 1$.

В табл. 13 d и D — соответственно диаметры отверстия и наружной поверхности подшипника;

$d_{\text{отв}}$ — диаметр отверстия полого вала;

$D_{\text{корп}}$ — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса.

Принимаем радиальную реакцию опоры $R = 5350 \text{ Н}$, по условию задачи нагрузка с умеренными толчками и вибрацией, тогда

$$P_R = \frac{5350}{16} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 335 \text{ Н/мм}.$$

По величине P_R и диаметру d кольца (табл. 14) находим рекомендуемое основное отклонение.

Таблица 13

Значения коэффициента F

$\frac{d_{\text{отв}}}{d}$ или $\frac{D}{D_{\text{корп}}}$		Величина F при посадке кольца			
		на вал		в корпус	
свыше	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$1,5 < \frac{D}{d} \leq 2$	$\frac{D}{d} > 2$	для подшипников всех размеров
–	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	–	2,0	2,3	3,0	1,8

Таблица 14

Рекомендуемые основные отклонения для циркуляционно нагруженных колец подшипников

Диаметр, мм		Значение P_R , Н/мм			
отверстия внутреннего кольца подшипника		Основные отклонения вала			
свыше	до	js	k	m	n
18	80	до 300	300 – 1350	1350 – 1600	1600 – 3000
80	180	до 600	600 – 2000	2000 – 2500	2500 – 4000
180	360	до 700	700 – 3000	3000 – 3500	3500 – 6000
360	630	до 900	900 – 3400	3400 – 4500	4500 – 8000

наружной поверхности наружного кольца подшипника		Основные отклонения отверстия корпуса			
свыше	до	К	М	Н	Р
50	180	до 800	800 – 1000	1000 – 1300	1300 – 2500
180	360	до 1000	1000 – 1500	1500 – 2000	2000 – 3300
360	630	до 1200	1200 – 2000	2000 – 2600	2600 – 4000
630	1600	до 1600	1600 – 2500	2500 – 3500	3500 – 5500

Таблица 15

Основные отклонения при местном нагружении колец

Размеры посадочных диаметров, мм		Основные отклонения			Типы подшипников
свыше	до	вала (оси)	корпуса		
			неразъемного	разъемного	
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией					
–	80	h	H	H	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	g, f			
260	500	f	G		
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией					
–	80	h	Js	Js	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260	g	H		
260	500				
500	1600				
Нагрузка с ударами и вибрацией					
–	120	h	H	G	Роликовые конические двухрядные
120	1600	g			

Найденным значениям P_R и d соответствует основное отклонение k .

Номер качества зависит от класса точности подшипника.

При посадке на вал, если подшипник 0, 6 класса, то вал IT6, если 4, 5 – IT5, если 2 – IT4.

При посадке в корпус, если подшипник 0, 6 класса, то корпус IT7, если 4, 5 – IT6, если 2 – IT5.

В данном примере поле допуска вала в соединении 16–17 будет $k6$.

Для местно нагруженного кольца основное отклонение выбираем по табл. 15, а номер качества в зависимости от принятого класса подшипника. В данном примере основное отклонение H, для 0 класса IT7, поле допуска отверстия в соединении 16–15 – H7.

Для построения схемы расположения полей допусков находим отклонения наружного и внутреннего колец подшипника по ГОСТ 3325-85. Отклонения вала и отверстия корпуса находим из таблиц ГОСТ 25346-89 или приложений 3, 7 и 8. Найденные отклонения наносим на схему.

В графической части работы выполняем на формате А4 (297×210) схему расположения полей допусков отверстия корпуса, вала, наружного и внутреннего колец подшипника. Определяем по схеме предельные значения зазоров и натягов при сборке подшипника с корпусом и валом.

7.5. Назначение посадок

На выданном узле для всех сопряжений проставить посадки:

- а) полученные расчётом;
- б) назначенные исходя из условий работы, по рекомендациям работ [2, 3], приложений 2, 3 и 4. Номинальные размеры сопряжений даны в таблице на узле.

8. РАСЧЁТ КАЛИБРОВ

Калибрами называются бесшкальные контрольные инструменты, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей предписанным.

По способу оценки годности деталей различаются калибры нормальные, которые устанавливают степень соответствия действительных размеров номинальным, о годности детали судят по величине зазора между контурами детали и шаблона.

Предельные калибры — ограничивают наибольший и наименьший предельные размеры детали.

По назначению предельные калибры делятся на рабочие и контрольные. Контрольные калибры предназначены для контроля калибров-скоб.

8.1. Расчёт исполнительных размеров гладких калибров-скоб

Контроль детали 6 (вкладка) по размеру $\varnothing 90h6$ в массовом и серийном производствах осуществляется с помощью предельных калибров-скоб. Рассмотрим расчёт их исполнительных размеров. По ГОСТ 25346-89 и приложениям 1 и 6 определяем верхнее и нижнее отклонения вала $\varnothing 90h6$:

- верхнее отклонение вала $es = 0$,
- нижнее отклонение вала $ei = -22$ мкм.

Определим наибольший предельный размер вала:

$$d_{\max} = d_H + es = 90 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер вала

$$d_{\min} = d_H + ei = 90 - 0,022 = 89,978 \text{ мм.}$$

По табл. 2 ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» или приложению 8 определяем:

$Z_1 = 5$ мкм — отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для вала относительно наибольшего предельного размера вала;

$H_1 = 6$ мкм — допуск на изготовление калибров для вала;

$Y_1 = 4$ мкм — допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска изделия.

Строим схему расположения нолей допусков вала, ПР и НЕ калибров-скоб (рис. 25).

Считаем исполнительные размеры калибров-скоб.

В качестве исполнительного размера скобы берется наименьший предельный размер её с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

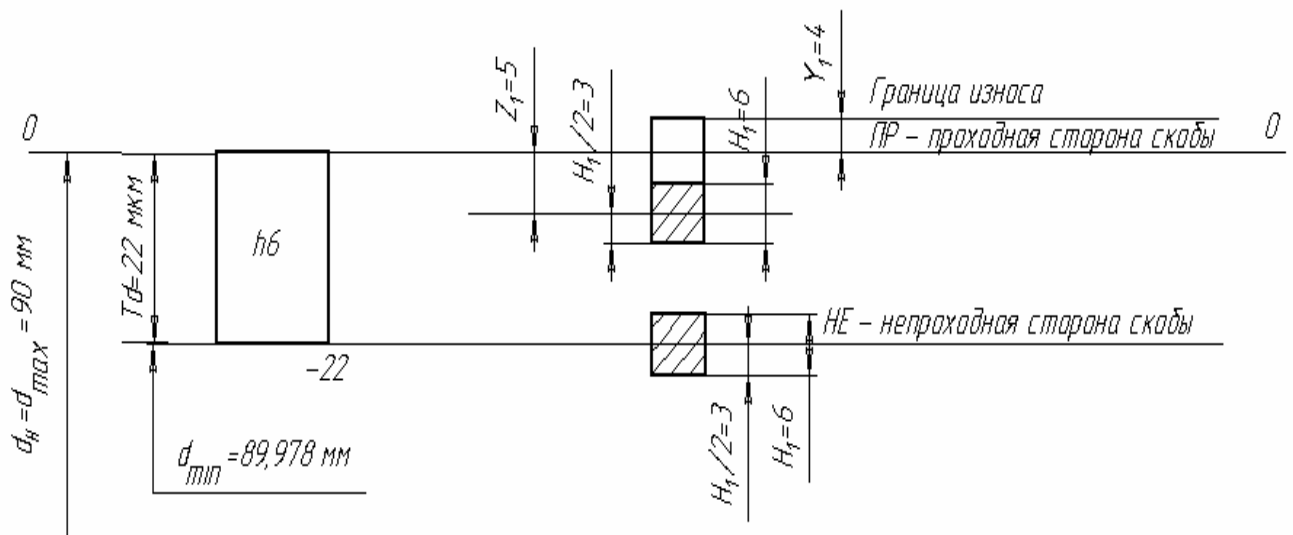


Рис. 25

Наименьший предельный размер ПР стороны калибра-скобы

$$d_{\min \text{ ПР}} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 90 - 0,005 - 0,003 = 89,992 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер НЕ стороны калибра-скобы

$$d_{\min \text{ НЕ}} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 89,978 - 0,003 = 89,975 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер ПР стороны калибра-скобы, который ставится на чертеже калибра, равен $89,992^{+0,006}$. Исполнительный размер НЕ стороны калибра-скобы $89,975^{+0,006}$.

Чертеж калибра-скобы оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры калибров-скоб определяются ГОСТ 18360-93. Технические требования по ГОСТ 2015-84.

8.2. Расчет исполнительных размеров гладких калибров-пробок

Контроль отверстия $\varnothing 90H7$ осуществляется с помощью предельных калибров-пробок. Произведём расчёт их исполнительных размеров.

По ГОСТ 25347-82 или приложениям 1 и 7 определяем верхнее и нижнее отклонения отверстия $\varnothing 90H7$:

- верхнее отклонение отверстия $ES = +35$ мкм;
- нижнее отклонение отверстия $EI = 0$.

Находим наибольший размер отверстия:

$$D_{\max} = D_H + ES = 90 + 0,035 = 90,035 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер отверстия:

$$D_{\min} = D_H + EI = 90 \text{ мм.}$$

По табл. 2 ГОСТ 24853-81 «Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски» или приложению 8 определяем:

$Z = 5$ мкм — отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера отверстия;

$H = 6$ мкм — допуск на изготовление калибров для отверстия;

$Y = 4$ мкм — допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия.

Строим схему расположения полей допусков отверстия, ПР и НЕ калибров-пробок (рис. 26).

Считаем исполнительные размеры калибров-пробок.

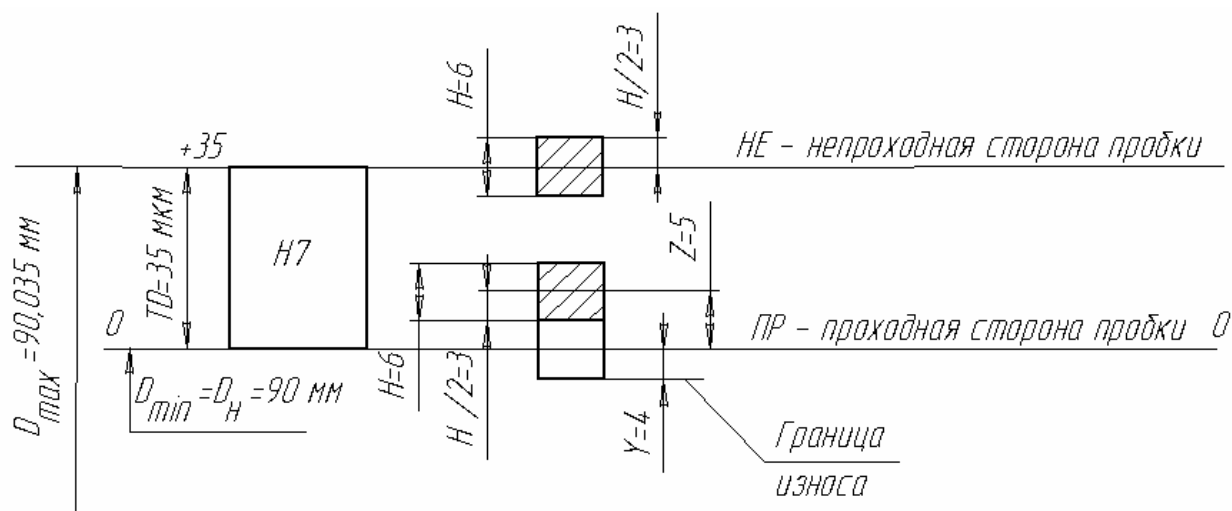


Рис. 26

В качестве исполнительного размера калибра-пробки берётся наибольший предельный размер его с отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

Наибольший предельный размер ПР — проходного калибра-пробки:

$$d_{\max \text{ ПР}} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} = 90 + 0,005 + 0,003 = 90,008 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер проходного калибра-пробки $\varnothing 90,008_{-0,006}$.

Наибольший предельный размер НЕ — непроходного калибра-пробки

$$d_{\max \text{ HE}} = D_{\max} + \frac{H}{2} = 90 + 0,035 + 0,003 = 90,038 \text{ мм.}$$

Исполнительный размер непроходного калибра-пробки $\varnothing 90,038_{-0,006}$.

Чертеж калибров оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры калибров-пробок определяются ГОСТ 14807-69 — ГОСТ 14827-69. Технические требования по ГОСТ 2015-84.

Правила маркировки гладких калибров оговорены ГОСТ 2015-84. На нерабочей поверхности калибра ставится номинальный размер проверяемой детали, обозначение её поля допуска, числовые величины предельных отклонений проверяемой детали, обозначение назначения калибра (например, ПР, НЕ, К-И и т.п.). У пробок с ручками маркировка должна быть нанесена и на ручке. Для нашего примера на калибре-скобе наносится $90h6_{(-0,022)}$ (если скоба односторонняя, двухпредельная, назначение калибра опускается), на калибре-пробке ПР — $90H7^{(+0,035)}$ ПР, калибре-пробке НЕ — $90H7^{(+0,035)}$ НЕ. Правила указания на чертежах о маркировании приведены в ГОСТ 2.314-68 ЕСКД. Выносная линия с точкой от места нанесения маркировки оканчивается за контуром детали знаком маркировки — окружностью диаметром 10...15 мм. Внутри знака указывается номер пункта в технических требованиях, в котором приведены указания о маркировании. Например:

Пример формулировки пункта о маркировании в технических требованиях чертежа калибра - пробки проходного для отверстия $\varnothing 90H7$:

4. Маркировать: $90H7^{(+0,035)}$ ПР.

8.3. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-пробки

Допуски и посадки шлицевых соединений с прямобочным профилем зуба определяются их назначением и принятой системой центрирования. Центрирование по внутреннему диаметру применяется, как правило, для подвижных шлицевых соединений, когда твердость шлицевой втулки выше 40 HRC_Э. Центрирование по боковым поверхностям зубьев применяется при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, при реверсивном движении.

Центрирование по наружному диаметру применяется, как правило, для неподвижных шлицевых соединений, для шлицевых соединений с втулками, твердость которых не выше 40 единиц.

Для неподвижного, шлицевого соединения (вкладка) с прямобочным профилем зубьев выбираем вид центрирования по D. Посадки и размер b выбираем по ГОСТ 1139-80 или работе [2]:

$$D - 6 \times 28 \times 34 \frac{H7}{js6} \times 7 \frac{D9}{h8},$$

где число зубьев $z = 6$; внутренний диаметр $d = 28$ с полем допуска отверстия H11; наружный диаметр $D = 34$ с посадкой $\frac{H7}{js6}$, ширина зуба $b = 7$ с посадкой $\frac{D9}{h8}$.

При центрировании по наружному диаметру D технология изготовления шлицевых деталей проще, чем при центрировании по d так как твёрдость шлицевой втулки 32...40 HRC₃ доступна для протягивания (калибрования) инструментами из быстрорежущих сталей, шлифование наружного центрирующего диаметра вала производится обычным путём на круглошлифовальных станках.

По ГОСТ 25346-89 или приложениям 3, 7 и 8 определяем верхние и нижние отклонения размеров шлицевого отверстия $D - 6 \times 28 \times 34H7 \times 7D9$:

- верхнее отклонение центрирующего наружного диаметра $ES_D = +25$ мкм;
- нижнее отклонение центрирующего наружного диаметра $EI_D = 0$ мкм;
- верхнее отклонение ширины шлицевого паза $ES_B = +76$ мкм;
- нижнее отклонение ширины шлицевого паза $EI_B = +40$ мкм;
- верхнее отклонение нецентрирующего внутреннего диаметра $ES_d = +130$ мкм;
- нижнее отклонение нецентрирующего внутреннего диаметра $EI_d = 0$ мкм.

Размеры и точность шлицевого вала выбранного нами обозначаются:

$$D - 6 \times 28 \times 34js6 \times 7h8.$$

По ГОСТ 1139-80 и ГОСТ 25346-89 или работе [2] определяем верхнее и нижнее отклонения размеров шлицевого вала.

Верхнее отклонение центрирующего диаметра $es_D = +8$ мкм; нижнее отклонение центрирующего диаметра $ei_D = -8$ мкм; верхнее отклонение ширины шлица $es_B = 0$; нижнее отклонение ширины шлица $ei_B = -22$ мкм.

Для внутреннего нецентрирующего диаметра вала ГОСТ 1139-80 оговаривает размер $d_1 = 25,9$ мм.

Найденные отклонения изображены на схеме полей допусков шлицевого соединения (рис. 27).

Шлицевое соединение, как правило, контролируется комплексными проходными калибрами. Для контроля шлицевого отверстия используют комплексный калибр-пробку, а для контроля шлицевого вала — калибр-кольцо. Шлицевое отверстие считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит в отверстие, а диаметры и ширина паза не выходят за установленные верхние пределы. При этом поэлементный контроль осуществляется непроходными калибрами.

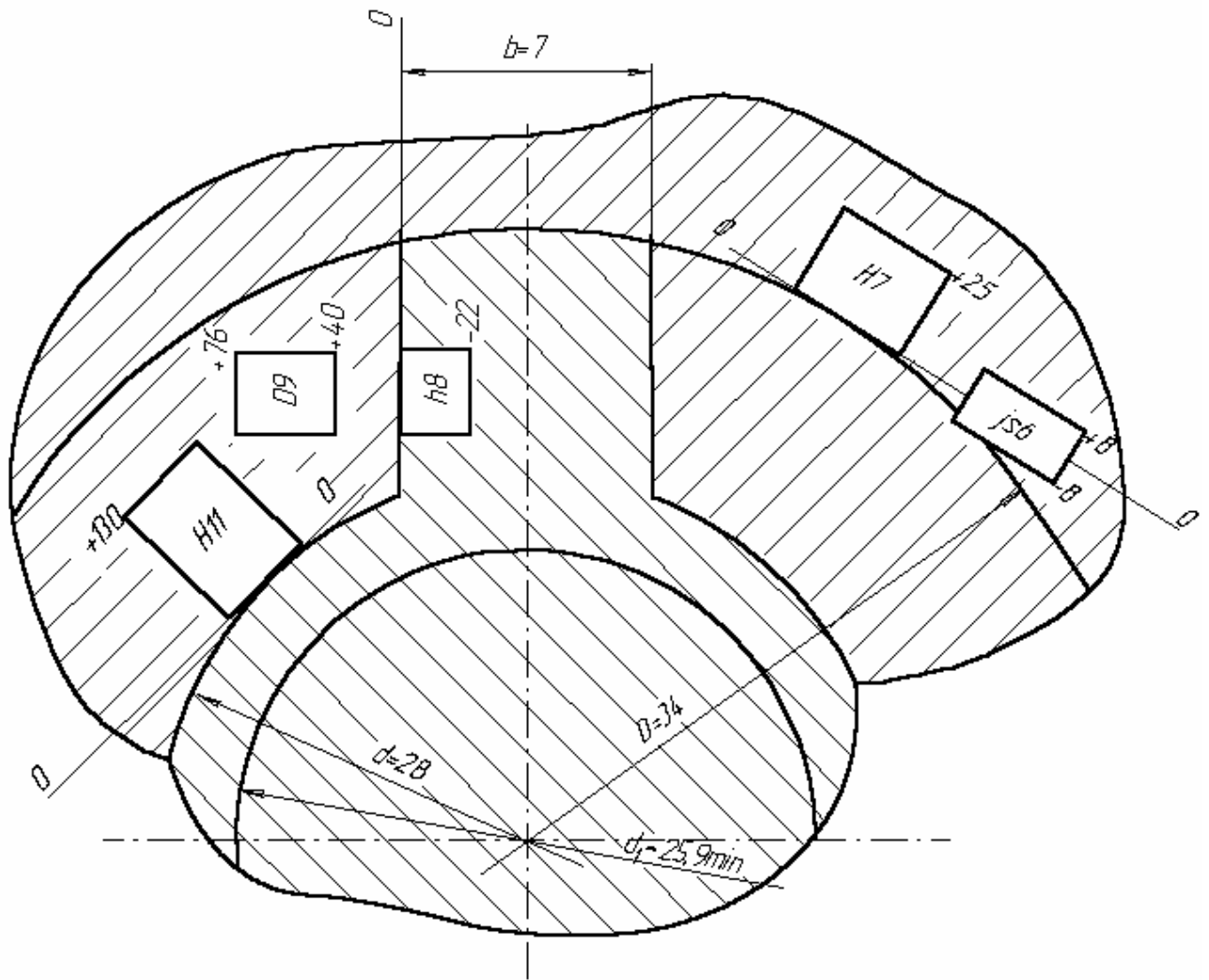


Рис. 27

По табл. 4 ГОСТ 7951-80 «Калибры для контроля шлицевых прямобочных соединений. Допуски» или приложения 12 определяем:

$Z_D = 7$ — расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-пробки по наружному диаметру до наименьшего предельного наружного диаметра втулки;

$H_D = 4$ — допуск на изготовление калибра-пробки по центрирующему диаметру — D ;

$Y_D = 13$ — допустимый выход размера изношенного калибра-пробки за границу поля допуска втулки по наружному диаметру.

По табл. 3 ГОСТ 7951-80 или приложению 12 находим:

$Z_B = 12$ — расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-пробки по ширине шлица до наименьшего предельного размера ширины шлицевого паза отверстия;

$H_B = 4$ — допуск на изготовление калибра-пробки по ширине шлица;

$Y_B = 18$ — допустимый выход размера изношенного калибра-пробки за границу поля допуска втулки по ширине шлицевого паза.

В соответствии с чертежом 7 ГОСТ 7951-80 или приложением 12 для нецентрирующего внутреннего диаметра по ГОСТ 25346-89 или приложению 1 определяем величину допуска калибра-пробки, он задаётся по h8 и равен 33 мкм.

Строим схему расположения полей допусков размеров шлицевого отверстия и комплексного шлицевого калибра-пробки (рис. 28).

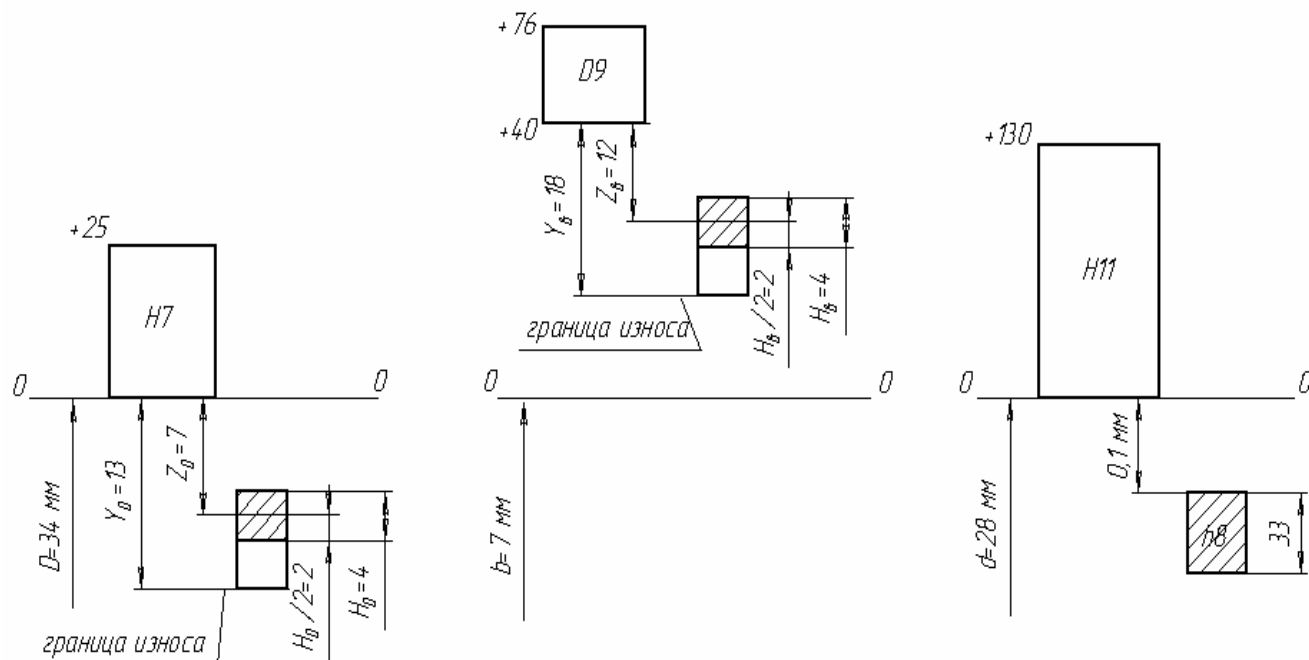


Рис. 28

Считаем исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-пробки.

В качестве исполнительного размера берётся наибольший предельный размер его с отрицательным отклонением, равным допуску на изготовление.

Наибольший предельной наружный диаметр комплексного шлицевого калибра-пробки

$$D_{\max k} = D_{\min} - Z_{\text{э}} + \frac{H_D}{2} = 34 - 0,007 + 0,002 = 33,995 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный размер ширины шлица комплексного шлицевого калибра-пробки

$$b_{\max k} = b_{\min} - Z_{\text{в}} - \frac{H_B}{2} = 7,04 - 0,012 + 0,002 = 7,03 \text{ мм.}$$

Наибольший предельный внутренний диаметр комплексного шлицевого калибра-пробки

$$d_{\max k} = d_{\min} - 0,1 = 28 - 0,1 = 27,9 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-пробки:

- наружный диаметр $33,995_{-0,004}$;
- внутренний диаметр $27,9_{-0,033}$;
- ширина шлица $7,03_{-0,004}$.

Чертеж комплексного шлицевого калибра-пробки оформляется по всем требованиям ГОСТов ЕСКД. Конструкция и основные размеры этих калибров определяются ГОСТ 24960-81, технические требования — ГОСТ 24959-81.

8.4. Расчет исполнительных размеров комплексного шлицевого калибра-кольца

Размеры и точность шлицевого вала выбраны на с. 55: $D - 6 \times 28 \times 34js6 \times 7h8$.

Шлицевой вал контролируется комплексным калибром-кольцом, который рассчитывается как проходной. Помимо этого для полного контроля шлицевого вала используют поэлементный контроль наружного, внутреннего диаметров и толщины зуба с помощью обычных гладких предельных калибров.

По табл. 4 ГОСТ 7951-80 «Калибры для контроля шлицевых прямобоочных соединений. Допуски» или приложению 12 определяем:

$Z_{1D} = 7$ — расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-кольца по наружному диаметру до наибольшего предельного наружного диаметра вала;

$H_{1D} = 4$ — допуск на изготовление калибра-кольца по центрирующему (наружному) диаметру D ;

$Y_{1D} = 13$ — допустимый выход размера изношенного калибра-кольца за границу поля допуска вала по наружному диаметру.

По табл. 5 ГОСТ 7951-80 или приложению 12 находим:

$Z_{1B} = 12$ — расстояние от середины поля допуска на изготовление калибра-кольца по ширине шлицевого паза до наибольшего предельного размера ширины шлица на валу;

$H_{1B} = 6$ — допуск на изготовление калибра-кольца по ширине шлицевого паза;

$Y_{1B} = 21$ — допустимый выход размера изношенного калибра-кольца за границу поля допуска вала по ширине шлица.

В соответствии с чертежом 7 ГОСТ 7951-80 или приложением 12 для нецентрирующего внутреннего диаметра калибра-кольца поле допуска $H8$ откладывается от размера $(d - 0,1) = 28 - 0,1 = 27,9$ мм.

По ГОСТ 25346-89 или приложению 1 для поля допуска $H8$ нижнее отклонение $EI = 0$, верхнее отклонение $ES = + 33$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков размеров шлицевого вала и комплексного шлицевого калибра-кольца (рис. 29).

Считаем исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-кольца.

В качестве исполнительного размера калибра-кольца берётся наименьший предельный размер его с положительным отклонением, равным допуску на изготовление калибра.

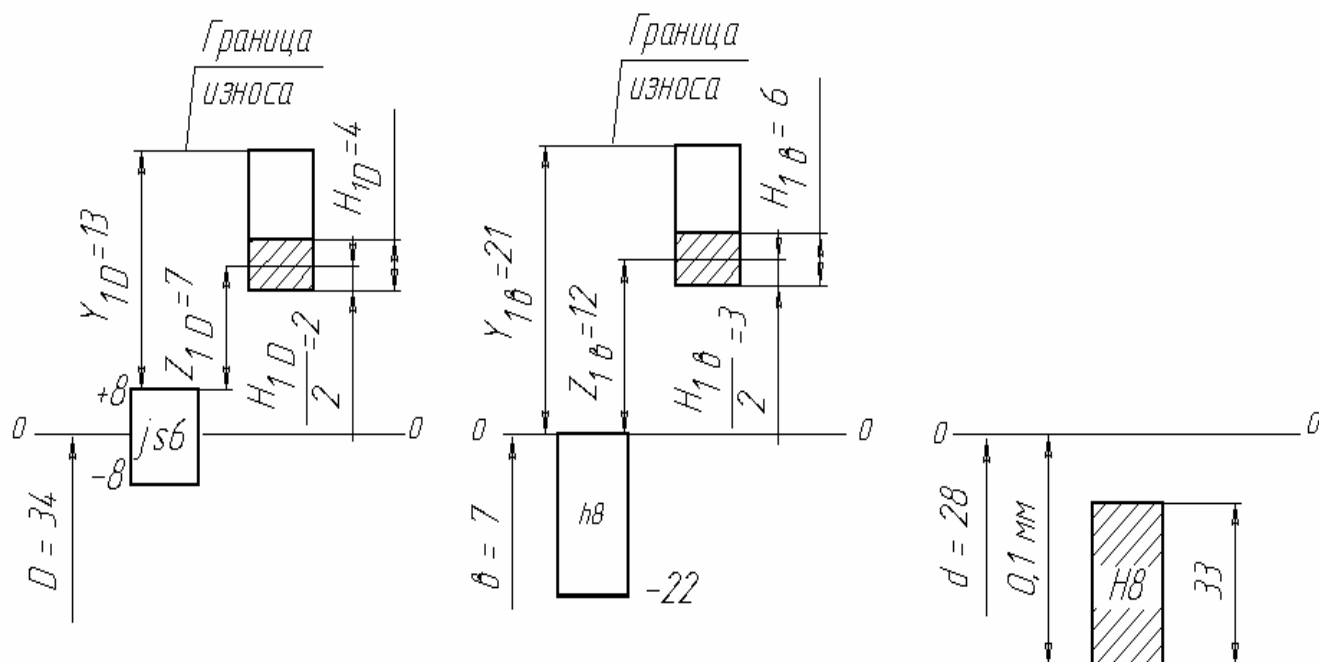


Рис. 29

Наименьший предельный наружный диаметр комплексного шлицевого калибра-кольца

$$D_{\min k} = D_{\max} + Z_{1D} - \frac{H_{1D}}{2} = 34,008 + 0,007 - 0,002 = 34,013 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер ширины паза комплексного шлицевого калибра-кольца

$$b_{\min k} = b_{\max} + Z_{1b} - \frac{H_{1b}}{2} = 7 + 0,012 - 0,003 = 7,009 \text{ мм.}$$

Наименьший предельный размер внутреннего диаметра комплексного шлицевого калибра-кольца

$$d_{\min k} = d - 0,1 = 28 - 0,1 = 27,9 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры комплексного шлицевого калибра-кольца:

- наружный диаметр $34,013^{+0,004}$;
- внутренний диаметр $27,9^{+0,033}$;
- ширина паза $7,009^{+0,006}$.

Размеры изношенного шлицевого калибра-кольца:

- наружный диаметр $D_{\text{к изн}} = D_{\max} + Y_{1D} = 34,008 + 0,013 = 34,021 \text{ мм}$;
- ширина паза $b_{\text{к изн}} = b_{\max} + Y_{1b} = 7 + 0,021 = 7,021 \text{ мм}$.

Чертежи шлицевых калибров оформляются в соответствии со стандартами ЕСКД. Конструкция и основные размеры — [29], технические условия — [24], исполнительные размеры — из расчёта.

8.5. Резьбовые соединения. Схемы полей допусков резьбового соединения

Для обеспечения требований взаимозаменяемости соединяемых изделий устанавливают предельные контуры резьбы болта и гайки. По ГОСТ 24507-81 или работе [2] определим основные размеры резьбового соединения M14×1,5.

Наружный диаметр резьбы общий для болта и гайки $d = D = 14$ мм, средний диаметр болта и гайки $d_2 = D_2 = 13,026$ мм, внутренний диаметр болта и гайки $d_1 = D_1 = 12,376$ мм, угол профиля метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$.

Построим профиль резьбы, на рис. 30 он показан жирной линией.

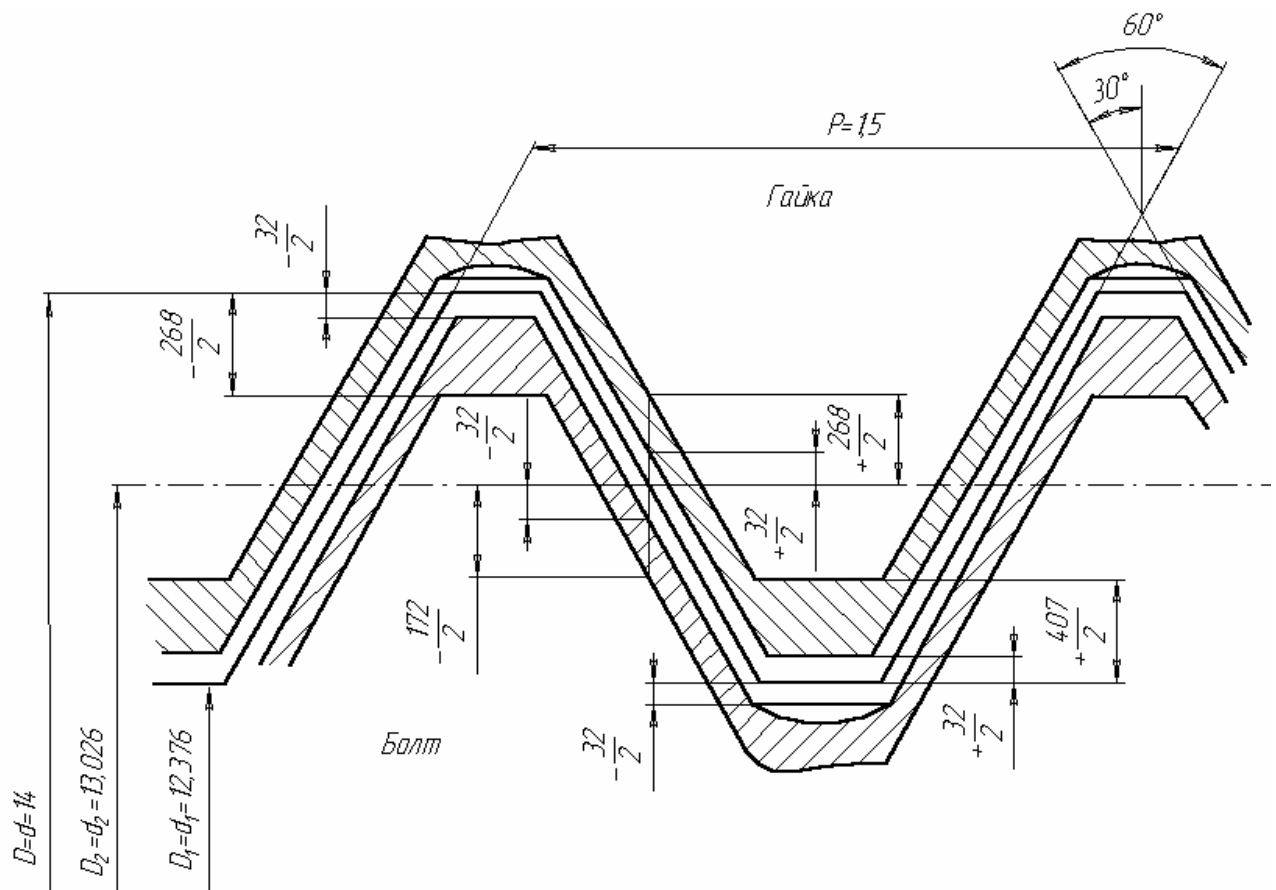


Рис. 30

Точность резьбового соединения задана $M14 \times 1,5 - \frac{7G}{6g}$,

$M14 \times 1,5 - 7G$ — условное обозначение внутренней резьбы (гайки);

$M14 \times 1,5 - 6g$ — обозначение наружной резьбы (болта).

По ГОСТ 16093-81 находим предельные отклонения диаметров гайки:

- нижние отклонения D ; D_2 ; $D_1 \rightarrow EI = + 32$ мкм;
- верхнее отклонение $D_2 \rightarrow ES_{D_2} = + 268$ мкм;
- верхнее отклонение $D_1 \rightarrow ES_{D_1} = + 407$ мкм.

По ГОСТ 16093 — 81 находим предельные отклонения диаметров болта:

- верхнее отклонение d , d_2 , $d_1 \rightarrow es = - 32$ мкм;

- нижнее отклонение $d \rightarrow e_i = -268$ мкм;
- нижнее отклонение $d_2 \rightarrow e_i = -172$ мкм.

8.6. Расчет исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-пробок для внутренней резьбы (гайки) M14×1,5 – 7G

Метрическая резьба с мелким шагом обозначается M14×1,5 – 7G, где 14 — наружный диаметр резьбы; 1,5 — шаг резьбы; 7 — степень точности резьбы; G — основное отклонение; 7G — обозначение поля допуска среднего и внутреннего диаметров внутренней резьбы (гайки).

Метрическая резьба с крупным шагом обозначается M14 – 7G. Свинчиваемость резьб болта и гайки зависит от правильности выполнения наружного, среднего, внутреннего диаметров резьбы, шага и половины угла профиля.

Средний диаметр, шаг и угол профиля являются основными параметрами резьбы, т.к. они определяют характер контакта резьбового соединения. Однако для упрощения контроля резьб вследствие взаимосвязи между отклонениями шага, угла профиля и собственно среднего диаметра устанавливается только суммарный допуск на средний диаметр, который включает допустимое отклонение собственно среднего диаметра и диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля.

От номинального контура резьбы в направлении, перпендикулярном к оси резьбы, отсчитываются отклонения диаметров резьбы гайки и болта, тем самым определяются предельные контуры резьбы. Для обеспечения свинчиваемости и качества соединений действительные контуры свинчиваемых деталей, определяемые действительными значениями диаметров, угла и шага резьбы, не должны выходить за предельные контуры на всей длине свинчивания.

Соблюдение этих требований проверяется проходными и непроходными калибрами. Свинчиваемость проходного калибра с гайкой означает, что приведённый средний, наружный и внутренний диаметры резьбы гайки не выходят за установленные наименьшие предельные размеры. Приведённый средний диаметр — это средний диаметр с учетом погрешностей шага и угла профиля. Проходные резьбовые калибры должны иметь полную высоту профиля резьбы и длину, равную длине свинчивания.

Непроходной резьбовой калибр контролирует наибольший предельный контур гайки. Он не должен свинчиваться с проверяемой резьбой, за исключением первых двух витков.

Непроходные резьбовые калибры проверяют только собственно средний диаметр. Они имеют минимальную измерительную длину сторон профиля резьбы (укороченную высоту профиля) и сокращенное число витков для того, чтобы уменьшить влияние погрешностей половины угла профиля и шага на результат проверки.

Для проверки наружного диаметра болта используют предельные гладкие скобы, а для внутреннего диаметра гаек — предельные гладкие пробки. Допуски для резьбовых калибров построены по тому же принципу, что и допуски гладких

калибров. В отличие от резьбовых деталей допуски для резьбовых калибров установлены отдельно на каждый параметр резьбы. Предельные отклонения отсчитываются от соответствующих предельных размеров резьбы деталей, являющихся номинальными размерами калибров.

Строим схему расположения поля допуска резьбового отверстия.

По ГОСТ 24705-81 или работе [1] определяем основные размеры резьбы M14×1,5–7G: наружный диаметр $D = 14$ мм; средний диаметр $D_2 = 13,026$ мм; внутренний диаметр $D_1 = 12,376$ мм.

По ГОСТ 16093-81 или работе [2] находим предельные отклонения диаметров резьбы:

- нижнее отклонение $D, D_2, D_1, EI = +32$ мкм;
- верхнее отклонение $D_2, ES_{D_2} = +268$ мкм;
- верхнее отклонение $D_1, ES_{D_1} = +407$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков резьбовых калибров-пробок.

По ГОСТ 24997-81 или приложению 13 определяем отклонения и допуски калибров и наносим их на схему (рис. 31, 32).

На рис. 31 отклонения гайки даны на профиль (радиус), а отклонения калибров — на диаметр.

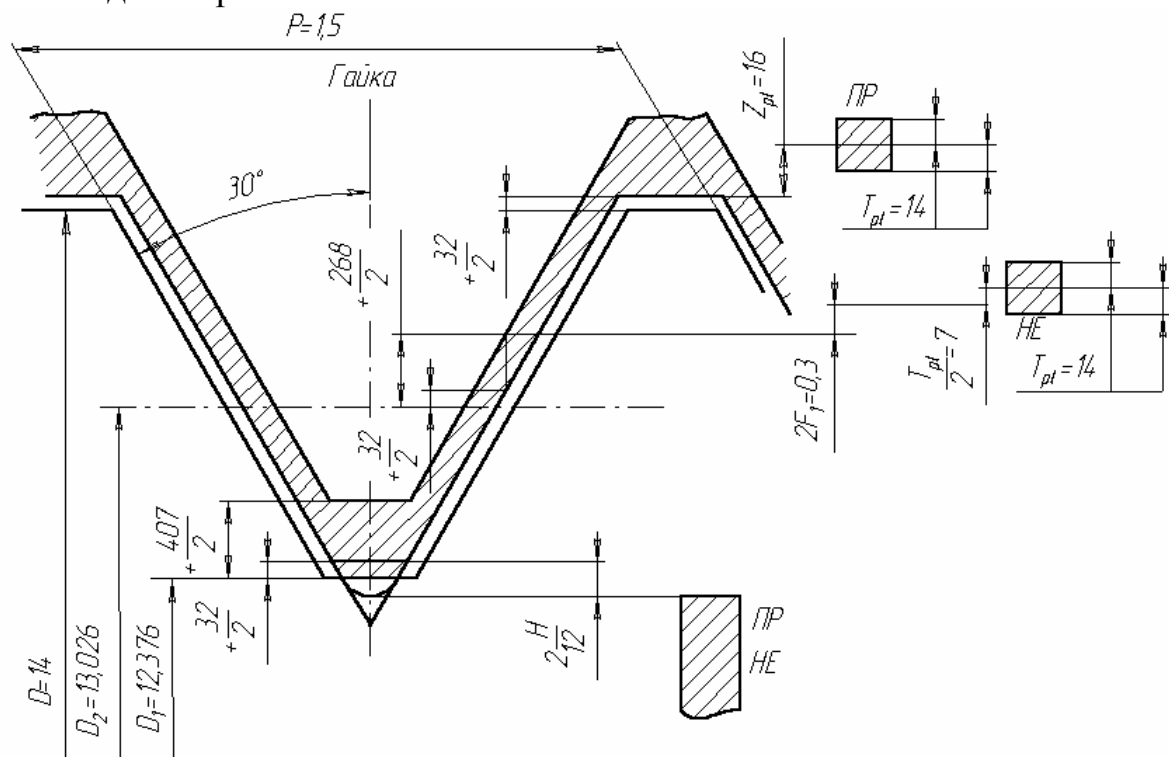


Рис. 31

Расчёт проходного калибра-пробки по наружному, среднему и внутреннему диаметрам ведётся соответственно от наименьших наружного, среднего и внутреннего диаметров гайки. Расчёт непроходного калибра-пробки ведётся: по наружному диаметру — от размера, равного сумме наибольшего среднего диаметра гайки, и удвоенной высоты головки профиля F_1 ; по среднему диаметру — от наибольшего

среднего диаметра гайки; по внутреннему — аналогично проходному калибру от наименьшего внутреннего диаметра гайки.

Считаем исполнительные размеры резьбовых калибров-пробок. В соответствии с примечанием к табл. 7 приложения 13 определяем наибольшие предельные диаметры резьбы калибра. Верхнее отклонение диаметров резьбы калибра при этом будет равно нулю, а нижнее — отрицательное и равно по величине допуску на изготовление калибра.

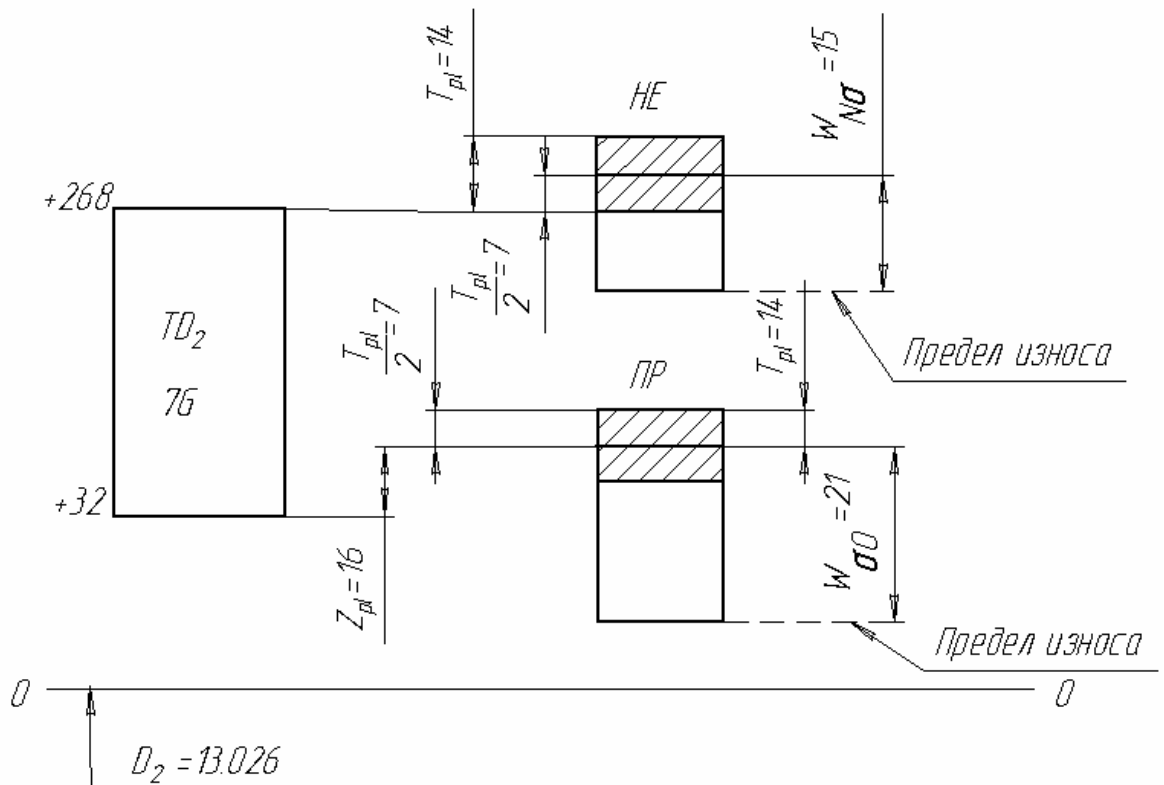


Рис. 32

Для ПР резьбового калибра-пробки:

наибольший предельный наружный диаметр

$$d_{\max \text{ ПР}} = D + EI_D + Z_{PL} + T_{PL} = 14 + 0,032 + 0,016 + 0,014 = 14,062;$$

наибольший предельный средний диаметр

$$d_{2 \max \text{ ПР}} = D_2 + EI_{D2} + Z_{PL} + \frac{T_{PL}}{2} = 13,026 + 0,032 + 0,016 + 0,007 = 13,081.$$

Наибольший предельный внутренний диаметр (см. табл. 7, приложения 13)

$$d_{1 \max \text{ ПР}} = D_1 + EI_{D1} - \frac{H}{6} = 12,376 + 0,032 - 0,210 = 12,198.$$

Значение $\frac{H}{6}$ в табл. 1 приложения 13.

В соответствии с рис. 31 и 32 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра. Допуски наружного диаметра ПР резьбового калибра-пробки ($Td_{\text{ПР}}$) и среднего диаметра ($Td_{2 \text{ ПР}}$):

$$Td_{\text{ПР}} = 2T_{PL} = 2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ мм}; \quad Td_{2 \text{ ПР}} = T_{PL} = 0,014 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры ПР резьбового калибра-пробки:

- наружный диаметр $14,062_{-0,028}$;
- средний диаметр $13,081_{-0,014}$;
- внутренний диаметр $12,198$ max по канавке или радиусу.

Размер изношенного резьбового калибра-пробки по среднему диаметру:

$$d_{2\text{ПРизн}} = D_2 + EI_{D2} + Z_{PL} - W_{GO} = 13,026 + 0,032 + 0,016 - 0,021 = 13,053.$$

Для НЕ резьбового калибра-пробки:

- наибольший предельный наружный диаметр

$$d_{\text{max HE}} = D_2 + ES_{D2} + 2F_1 + \frac{T_{PL}}{2} + T_{PL} =$$

$$= 13,026 + 0,268 + 0,3 + 0,007 + 0,014 = 13,615;$$

- наибольший предельный средний диаметр

$$d_{2\text{max HE}} = D_2 + ES_{D2} + T_{PL} = 13,026 + 0,268 + 0,014 = 13,308;$$

- наибольший предельный внутренний диаметр

$$d_{1\text{max HE}} = D_1 + EI_{D1} - \frac{H}{6} = 12,736 + 0,032 - 0,210 = 12,198.$$

В соответствии с рис. 31 и 32 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск наружного диаметра НЕ резьбового калибра-пробки

$$Td_{\text{HE}} = 2T_{PL} = 2 \cdot 0,014 = 0,028 \text{ мм.}$$

Допуск среднего диаметра НЕ резьбового калибра-пробки

$$Td_{2\text{HE}} = T_{PL} = 0,014 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры НЕ резьбового калибра-пробки:

- наружный диаметр $13,615_{-0,028}$;
- средний диаметр $13,308_{-0,014}$;
- внутренний диаметр $12,198$ max по канавке или радиусу.

Размер изношенного НЕ резьбового калибра-пробки по среднему диаметру:

$$d_{2\text{НЕизн}} = D_2 + ES_{D2} + \frac{T_{PL}}{2} - W_{NG} = 13,026 + 0,268 + 0,007 - 0,015 = 13,286.$$

Чертеж калибра-пробки оформляется в соответствии с ГОСТами ЕСКД. Конструкция и основные размеры резьбовых калибров определяются по ГОСТ 17756-72 — ГОСТ 17767-72. Технические требования по ГОСТ 2016-86. На чертежах калибров-пробок надо дать изображение профиля резьбы калибра в увеличенном масштабе с простановкой исполнительных размеров диаметров, шага и половины угла профиля резьбы с допустимыми отклонениями, шероховатости поверхностей. Например, для проходного калибра-пробки профиль изображен на рис. 33.

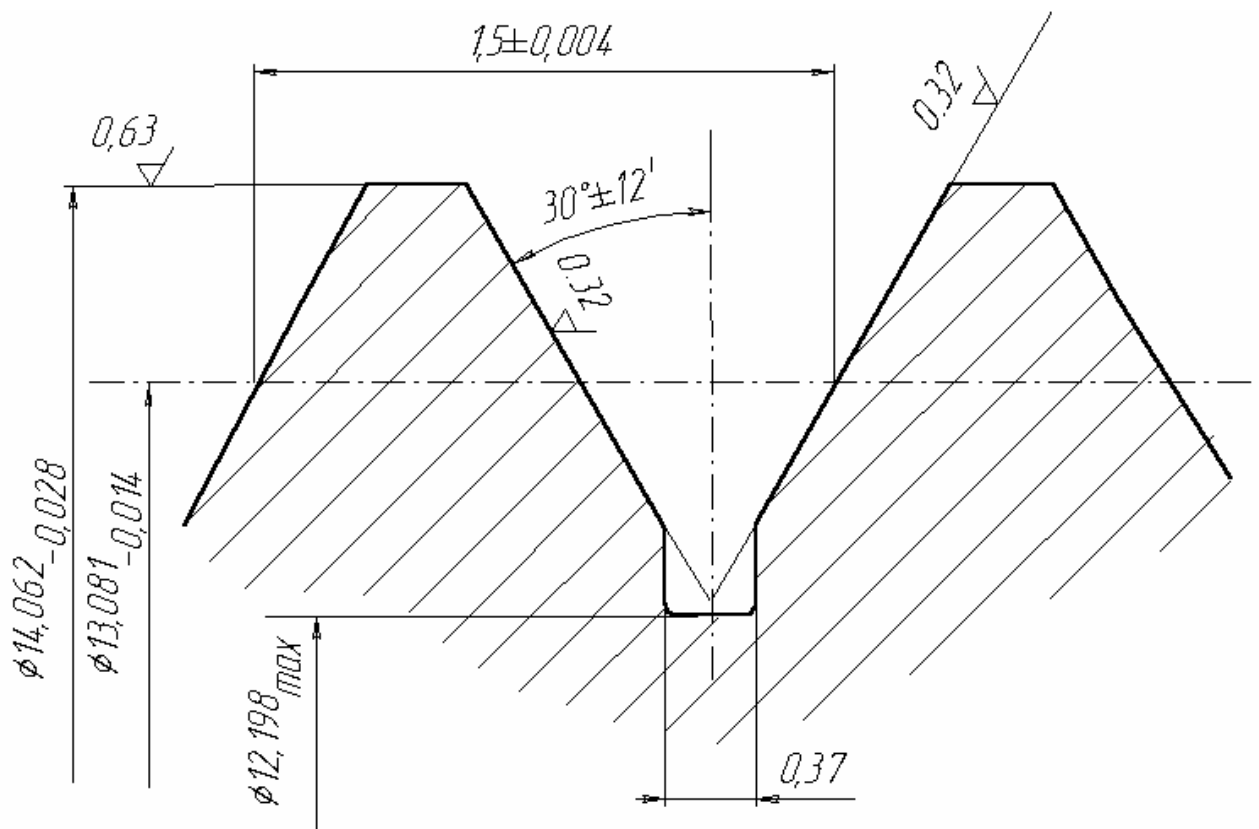


Рис. 33

Если выполняется только сборочный чертёж калибра-пробки, то изображение профиля ПР и НЕ калибра с указанием его точности приводится в расчётно-пояснительной записке.

8.7. Расчёт исполнительных размеров ПР и НЕ резьбовых калибров-колец для наружной резьбы (болта) M14x1,5 – 6g

Строим схему расположения поля допуска наружной резьбы. По ГОСТ 24705-81 или работе [2] определяем основные размеры резьбы M14x1,5 – 6g: наружный диаметр $d = 14$ мм; средний диаметр $d_2 = 13,026$ мм; внутренний диаметр $d_1 = 12,376$ мм.

По ГОСТ 16093-81 или работе [2] находим предельные отклонения диаметров резьбы:

- верхнее отклонение d, d_2, d_1 $es = -32$ мкм;
- нижнее отклонение d $ei_d = -268$ мкм;
- нижнее отклонение d_2 $ei_{d2} = -172$ мкм.

Строим схему расположения полей допусков резьбовых калибров-колец. По ГОСТ 24997-81 или приложению 13 определяем отклонения и допуски калибров и наносим их на схему (рис. 34, 35).

Расчёт проходного калибра-кольца по наружному, внутреннему и среднему диаметру ведётся соответственно от наибольших наружного, внутреннего и среднего диаметров болта. Расчёт непроходного калибра-кольца ведётся: по

внутреннему диаметру — от размера, равного разности наименьшего среднего диаметра болта и удвоенной высоты головки профиля F_1 ; по среднему диаметру — от наименьшего среднего диаметра болта; по наружному диаметру — аналогично проходному калибру от наибольшего наружного диаметра болта.

Считаем исполнительные размеры резьбовых калибров-колец. В соответствии с примечанием к табл. 7 приложения 13 определяем наименьшие предельные диаметры резьбы калибра. Нижнее отклонение диаметров резьбы калибра при этом будет равно нулю, а верхнее — положительное и равно по величине допуску на изготовление калибра.

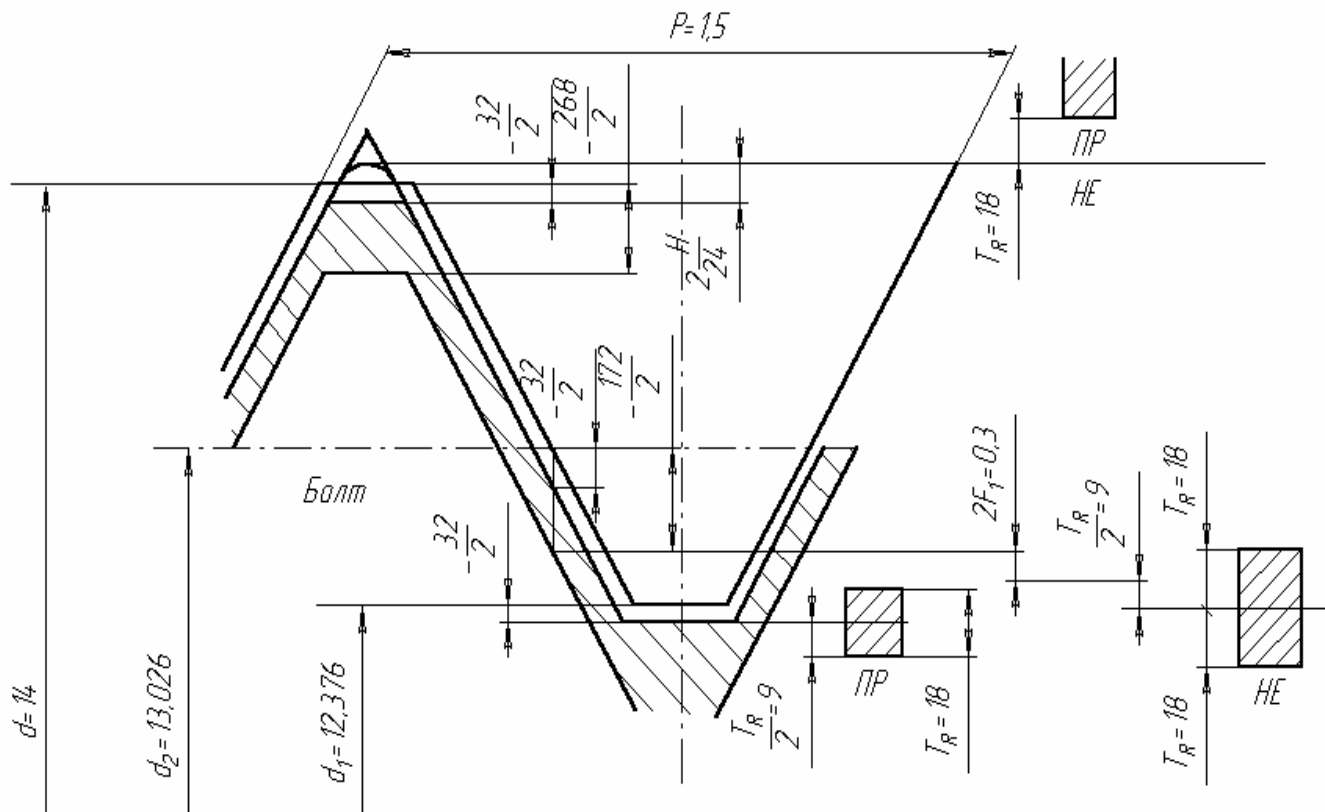


Рис. 34

Для ПР резьбового калибра-кольца наименьший предельный наружный диаметр:

$$D_{\min \text{ ПР}} = d + es_d + T_R + \frac{H}{12} = 14 - 0,032 + 0,108 + 0,018 = 14,094.$$

На рис. 34 отклонения болта даны на профиль (радиус), а отклонения калибров — на диаметр.

Значение $\frac{H}{12}$ — в табл. 1 приложения 13.

Наименьший предельный средний диаметр

$$D_{2 \min \text{ ПР}} = d_2 + es_{d_2} - Z_R - \frac{T_R}{2} = 13,026 - 0,032 - 0,008 - 0,009 = 12,977.$$

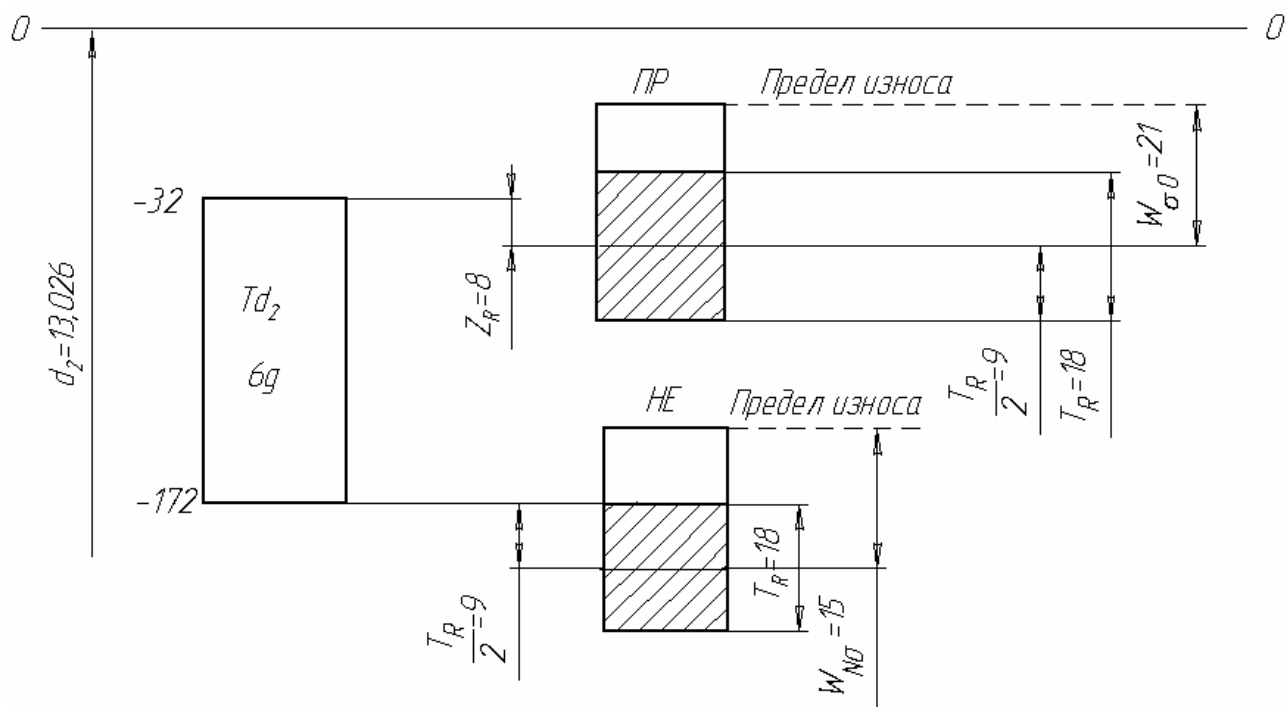


Рис. 35

Наименьший предельный внутренний диаметр

$$D_{1\min \text{ ПР}} = d_1 + es_{d1} - \frac{T_R}{2} = 12,376 - 0,032 - 0,009 = 12,335.$$

В соответствии с рис. 34 и 35 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск среднего диаметра ПР резьбового калибра-кольца

$$TD_{2\text{ПР}} = T_R = 0,018 \text{ мм.}$$

Допуск внутреннего диаметра ПР резьбового калибра-кольца

$$TD_{1\text{ПР}} = T_R = 0,018 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры ПР резьбового калибра-кольца:

- наружный диаметр 14,094 min по канавке или радиусу;
- средний диаметр $12,977^{+0,018}$;
- внутренний диаметр $12,335^{+0,018}$.

Размер изношенного ПР резьбового калибра-кольца по среднему диаметру

$$D_{2\text{ПРИЗН}} = d_2 + es_{d2} - Z_R + W_{GO} = 13,026 - 0,032 - 0,008 + 0,021 = 13,007.$$

Для HE резьбового калибра-кольца:

- наименьший предельный наружный диаметр

$$D_{\min \text{ HE}} = d + es_d + T_R + \frac{H}{12} = 14 - 0,032 + 0,018 + 0,018 = 14,094;$$

- наименьший предельный средний диаметр

$$D_{2\min \text{ HE}} = d_2 + ei_{d2} - T_R = 13,026 - 0,172 - 0,018 = 12,836;$$

- наименьший предельный внутренний диаметр

$$D_{1\min \text{ HE}} = d_2 + ei_{d2} - 2F_1 - \frac{T_R}{2} - T_R = 13,026 - 0,172 - 0,3 - 0,009 - 0,018 = 12,527.$$

В соответствии с рис. 34 и 35 и приложением 13 (табл. 7) определяем допуски на изготовление калибра.

Допуск среднего диаметра НЕ резьбового калибра-кольца

$$TD_{2HE} = T_R = 0,018 \text{ мм.}$$

Допуск внутреннего диаметра НЕ резьбового калибра-кольца

$$TD_{1HE} = 2T_R = 2 \cdot 0,018 = 0,036 \text{ мм.}$$

Исполнительные размеры НЕ резьбового калибра-кольца:

- наружный диаметр 14,094 min по канавке или радиусу;
- средний диаметр $12,836^{+0,018}$;
- внутренний диаметр $12,527^{+0,036}$.

Размер изношенного НЕ резьбового калибра-кольца по среднему диаметру

$$D_{2HEизн} = d_2 + ei_{d2} - \frac{T_R}{2} + W_{NG} = 13,026 - 0,172 - 0,009 + 0,015 = 12,86.$$

Чертеж калибра-кольца оформляется в соответствии с ГОСТами ЕСКД. Конструкция и размеры резьбовых калибров определяются по ГОСТ 17756-72 — ГОСТ 17767-72. Технические требования — по ГОСТ 2016-86. На чертежах калибров-колец надо дать изображение профиля резьбы калибра в увеличенном масштабе с простановкой исполнительных размеров диаметров, шага и половины угла профиля резьбы с допустимыми отклонениями, шероховатости поверхности. Пример см. в расчёте резьбовых калибров-пробок.

9. ЗУБЧАТЫЕ КОЛЁСА И ПЕРЕДАЧИ

По заданным или полученным расчётом модулю m , числу зубьев z и степени точности выполнить чертеж зубчатого колеса, имеющегося на выданном чертеже узла. Назначить контролируемые параметры по ГОСТ 1643-81 и средства контроля.

В данном примере рассматриваем зубчатое колесо 3 (вкладка) и задаём для него $m = 3$; $z = 29$; 8–7–7–В.

Назначаем показатели точности по всем нормам и виду сопряжения.

В ГОСТ 1643-81 даются показатели точности для колеса и показатели точности для передачи. Чтобы обеспечить качество передачи в соответствии с требованиями стандарта, нет необходимости контролировать все показатели, так как они связаны и взаимозаменяемы. Назначение показателей ведётся в соответствии с методами контроля, а они не равноценны по трудоёмкости, квалификации и стоимости приборов. Поэтому при выборе показателей необходимо сочетать эксплуатационные требования с экономической целесообразностью. Параметры, которые выявляют наиболее полно эксплуатационные свойства передачи, требуют больших затрат на контроль. Поэтому такие параметры назначаются только для точных передач (до 6-й степени).

В данном примере зубчатое колесо предназначено для скоростной передачи (нормы плавности, точнее норм кинематики), средней точности (7–9-я степени), вид производства — крупносерийный, габариты известны.

Для данных габаритов колеса и крупносерийного или массового производства выбираем два прибора для контроля: межцентромер и нормалемер.

При выборе параметров контроля необходимо использовать показатели ГОСТ 1643-81, характеризующие кинематическую точность, плавность работы, контакт зубьев и боковой зазор [2]. Для норм кинематической точности по 8-й степени определяем по ГОСТ 1643-81, табл. 6:

- допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот зубчатого колеса $F''_i = 63$ мкм;
- допуск на колебание длины общей нормали $F_{vw} = 28$ мкм;

По 7-й степени точности определяем показатель плавности работы колеса, табл. 8 ГОСТ 1643-81 — допуск на колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе $f''_i = 20$ мкм.

По 7-й степени находим показатель норм контакта зубьев в передаче, табл. 12 ГОСТ 1643-81: суммарное пятно контакта по длине зуба не менее 60 %, по высоте не менее 45 %.

В данном примере точность зубчатого колеса 8–7–7–В — по ГОСТ 1643-81. Сопряжение вида В гарантирует минимальную величину бокового зазора, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур колёс и корпуса в 25° С.

Показателем, обеспечивающим гарантированный боковой зазор, является среднее значение длины общей нормали с предельными отклонениями.

Номинальный размер длины общей нормали определяется по табл. 5.30 [2] или по формуле

$W_m = [1,476(2n+1) + z \cdot 0,01387] \cdot m$, в которой $n = 0,11z + 0,5$ — число зубьев, захватываемых губками нормалемера (целое число).

Длина общей нормали $W_m = 23,359$ мм.

По табл. 16 ГОСТ 1643-81 наименьшее отклонение средней длины общей нормали (первое слагаемое) $E_{W_{ms}} = 110$ мкм; наименьшее отклонение средней длины общей нормали (второе слагаемое) $E_{W_{ms}} = 11$ мкм (табл. 17), так как для этого зубчатого колеса радиальное биение F_r равно 45 мкм (табл. 6).

Таким образом, $E_{W_{ms}} = 110 + 11 = 121$ мкм.

По ГОСТ 1643-81 (табл. 18) допуск на среднюю длину общей нормали $T_{W_m} = 70$ мкм. Наибольшее отклонение средней длины общей нормали

$E_{W_{ms}} + T_{W_m} = 121 + 70 = 191$ мкм.

Показатель бокового зазора

$$W_{-(E_{W_{ms}} + T_{W_m})}^{-E_{W_{ms}}} = 23,359_{-0,191}^{-0,121}$$

Поскольку отклонения базовых поверхностей зубчатых колёс оказывают большое влияние на точность обработки и контроля зубчатых колёс, то при разработке рабочих чертежей изделий или технологических процессов обработки и контроля должны быть установлены требования к базовым поверхностям заготовок: к отверстию, базовому торцу и наружному цилиндру зубчатого колеса, используемому в

некоторых случаях для выверки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба.

В данном примере наружный диаметр заготовки не используется в качестве базовой поверхности при установке зубчатого колеса на зубообрабатывающем станке и при контроле толщины зубьев, поэтому диаметр может считаться свободным размером, поле допуска $h 14$.

Допуск на биение окружности вершин зубьев принимается равным $0,1m$. Отклонение перпендикулярности базового торца заготовки к рабочей оси зубчатого колеса приводит к неточности обработки зубчатых колёс, которая в наибольшей мере отражается на отклонении направления зубьев. Поэтому величина допустимого торцового биения базового торца заготовки должна быть установлена на основе допусков на отклонение направления зуба F_{β} :

$$F_T = 0,5 \frac{d}{b} F_{\beta}.$$

Ширина зубчатого венца $b = 30$ мм. Делительный диаметр $d = m \cdot z = 3 \cdot 29 = 87$ мм.

По табл. 11 ГОСТ 1643-81 допуск на погрешность направления зуба $F_{\beta} = 0,011$ мм. Допуск торцового биения $F_T = 0,5 \cdot \frac{87}{30} \cdot 0,011 = 0,016$ мм.

Все данные наносятся на чертеж зубчатого колеса, выполненного в соответствии с ГОСТ 2.403-75.

10. РАСЧЁТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Размерная цепь — совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи.

Конструкторская размерная цепь — цепь, которая решает задачу обеспечения точности при конструировании изделий.

Различают сборочную и подетальную конструкторские размерные цепи.

Технологическая размерная цепь — размерная цепь, с помощью которой решается задача обеспечения точности при изготовлении изделий.

Измерительная размерная цепь — размерная цепь, при помощи которой решается задача измерения величин, характеризующих точность изделия.

Линейная размерная цепь — размерная цепь, звенья которой линейные размеры.

Угловая размерная цепь — цепь, звеньями которой являются угловые размеры.

Плоская размерная цепь — размерная цепь, звенья которой расположены в одной или нескольких параллельных плоскостях.

Пространственная размерная цепь — цепь, звенья которой расположены в непараллельных плоскостях.

Звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате её решения, называется замыкающим и обозначается A_{Δ} .

Звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение исходного или замыкающего звена, называется составляющим.

$A_{i_{ув}}$ — увеличивающее составляющее звено — звено размерной цепи, с увеличением которого увеличивается исходное или замыкающее звено.

$A_{i_{ум}}$ — уменьшающее звено — звено размерной цепи, с увеличением которого уменьшается исходное или замыкающее звено.

Рассчитать размерную цепь — это значит определить допуски и отклонения всех её размеров, исходя из требований конструкции и технологии. Расчёт плоских цепей по РД 50-635-87.

Существуют две задачи:

1. Конструкторская (прямая) когда по допуску и отклонениям замыкающего звена определяют допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев.

2. Проверочная (обратная), когда по установленным величинам номинальных размеров, допусков и отклонений составляющих звеньев определяют (проверяют) номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена.

Обе эти задачи решаются:

1. Методом расчёта на максимум-минимум;
2. Вероятностным расчётом.

Точность замыкающего звена достигается:

- полной взаимозаменяемостью;
- неполной взаимозаменяемостью:
 - а) групповым подбором;
 - б) пригонкой;
 - в) регулированием.

Выбор метода достижения точности замыкающего звена зависит от точности замыкающего звена, числа звеньев размерной цепи, величин допусков стандартных или известных звеньев размерной цепи. На узле задана размерная цепь, в которой точность замыкающего звена (зазора между стаканом 6 и корпусом 8 на рисунке вкладки), определяющего правильность установки червяка в корпусе редуктора, задана тремя вариантами:

- 1) от 1 до 3,5 мм;
- 2) от 1 до 2,12 мм;
- 3) от 0,1 до 0,5 мм.

Расчет размерной цепи начинается с установления уравнения размерной цепи и метода достижения точности. Для этого выявляют все звенья, входящие в данную цепь, путём обхода контуров взаимосвязанных звеньев, начиная от одной из поверхностей (осей), ограничивающих исходное (замыкающее) звено, и доходят до второй поверхности (оси), ограничивающей исходное (замыкающее) звено. Для удобства решения даётся графическое изображение размерной цепи.

Уравнение размерной цепи для данного примера (рис. 36):

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i_{ув}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{ум}}; \quad (10.1)$$

$$A_{\Delta} = A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 - A_1 = (25 + 50 + 107 + 21 + 40) - 240 = 3.$$

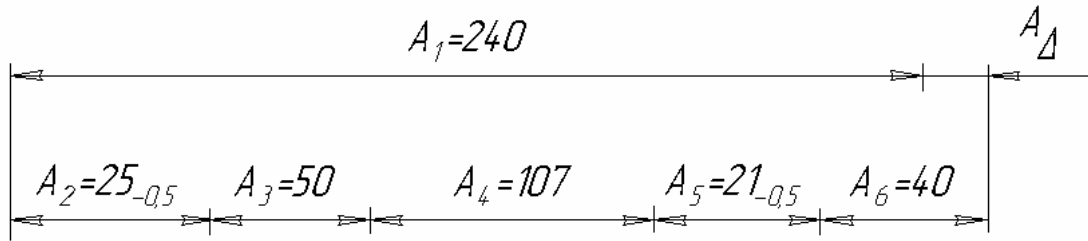


Рис. 36

Выбор метода достижения точности замыкающего звена.

Для предварительной оценки допусков составляющих звеньев определим по способу равных допусков средний допуск составляющих звеньев:

$$TA_C = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{(m-1) - k},$$

где $\sum_{i=1}^k TA_i$ — известные допуски составляющих звеньев;

m — число всех звеньев, в том числе и замыкающего;

k — число составляющих звеньев, допуск которых известен;

TA_{Δ} — допуск замыкающего звена; для данных условий определяется разность его предельных размеров во всех вариантах:

1) $TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 3,5 - 1 = 2,5$ мм;

2) $TA_{\Delta} = 2,12 - 1 = 1,12$ мм;

3) $TA_{\Delta} = 0,5 - 0,1 = 0,4$ мм.

По величине TA_C выбираем метод достижения точности замыкающего звена.

1-й вариант:

$$TA_C = \frac{2,5 - (0,5 + 0,5)}{(7-1) - 2} = \frac{1,5}{4} = 0,375 \text{ мм.}$$

Число единиц допуска для самого большого звена

$$TA = a_{240} \cdot i = a_{240} \left(0,45 \sqrt[3]{A_{iC}} + 0,001 A_{iC} \right)$$

где a — число единиц допуска;

i — единица допуска (табл. 17);

A_{iC} — средний размер интервала, в который входит размер составляющего звена:

$$375 = a_{240} \cdot 2,9; \quad a_{240} = \frac{375}{2,9} = 129 \text{ мкм.}$$

По табл. 16 определяем номер качества. Точность звена $A_1 = 240$ мм будет между IT11 и IT12, а для меньших размеров при этом допуске номер качества будет ещё больше, что экономически приемлемо, поэтому применим в этом случае метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость.

2-й вариант:

$$T_{AC} = \frac{1,12 - (0,5 + 0,5)}{(7-1) - 2} = \frac{0,12}{4} = 0,03.$$

Определим значения a для наибольшего A_1 и наименьшего A_6 размеров:

$$a_{240} = \frac{30}{2,9} = 10; a_{40} = \frac{30}{1,56} \approx 12.$$

По табл. 16 определяем, что a соответствует IT6 как для самого большого, так и для самого малого размера, поэтому выбирать для этого варианта метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость, будет экономически нецелесообразно.

Принимаем метод неполной взаимозаменяемости с применением вероятностного расчёта.

3-й вариант:

$$T_{AC} = \frac{0,4 - (0,5 + 0,5)}{(7-1) - 2}.$$

В этом случае числитель оказывается отрицательной величиной, в других случаях T_{AC} может оказаться таким (менее IT5), что обоими предыдущими методами его выполнять неэкономично или практически невозможно. В таких случаях точность замыкающего звена достигается одним из трёх методов: методом группового подбора, методом пригонки или методом регулирования.

1. Метод группового подбора применяется для короткозвенных цепей $m-1 = 2 \dots 3$. В данной цепи число звеньев $7 - 1 = 6$. Этот метод неприемлем.

2. Метод пригонки применяется в мелкосерийном, опытным производствах. Для данной цепи его можно применить, если принять соответствующий вид производства.

3. Метод регулирования. Принимаем, что узел изготавливается в крупносерийном производстве. Поэтому для данной цепи применим этот метод.

Рассмотрим методы обеспечения точности замыкающего звена для трех его вариантов (число звеньев и номинальные размеры звеньев одни и те же).

Таблица 16

Число единиц допуска — a

Обозначение допуска	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Значение допуска a_i	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i	1600i	2500i

Значение единиц допуска $i = 0,45\sqrt[3]{A_{iC}} + 0,001A_{iC}$

Основные интервалы номинальных размеров, мм Свыше — до	До 3	3 – 6	6 – 10	10 – 18	18 – 30	30 – 50	50 – 80	80 – 120	120 – 180	180 – 250	250 – 315	315 – 400	400 – 500
Значение i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,90	3,23	3,54	3,89

10.1. Метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость

Для решения конструкторской задачи существует три способа:

- способ равных допусков;
- способ пробных расчётов;
- способ допусков одного качества.

Первые два требуют корректировки составляющих звеньев, в первом случае корректировка произвольная, поэтому недостаточно точна, во втором — производится корректировка, исходя из конструктивных, технологических и экономических соображений. Оба способа субъективны в недостаточно точны.

Решаем задачу третьим способом — способом назначения допусков одного качества.

Определяем число единиц допуска, или коэффициент качества

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{\sum_{i=1}^{m-1-k} (0,45\sqrt[3]{A_{iC}} + 0,001A_{iC})} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{i_1 + i_3 + i_4 + i_6}.$$

Допуски размеров A_2 и A_5 (допуски ширины подшипников) регламентированы ГОСТом на подшипники. Получим

$$a = \frac{2500 - (500 + 500)}{2,9 + 1,56 + 2,17 + 1,56} = \frac{1500}{8,19} = 183 \text{ мкм.}$$

Значения i берём из табл. 17, а — из табл. 16. По a определяем номер качества, в данном случае, a находится между IT12 ($a = 160$) и IT13 ($a = 250$). Принимаем качество IT12, для звена $A_1 = 240$ качество IT13.

Исходя из номинальных размеров звеньев цепи и выбранных качеств по таблице ГОСТ 25346-89 или приложению 1 определяем допуски составляющих звеньев.

Назначаем для всех составляющих звеньев отклонения. Обычно принято назначать отклонения в тело детали, т.е. для размеров наружных (охватываемых) элементов детали в минус, для размеров внутренних (охватываемых) элементов деталей в плюс, а для размеров между осями, глубины расточки, а также в тех случаях, когда затруднительно бывает определить, охватывающим или охватываемым является размер, отклонения проставляются симметрично.

В данном примере на все размеры назначим отклонения в тело (минус), за исключением размеров A_1 и A_6 , для которых отклонения назначим симметрично.

Проставим отклонения на размеры $240 \pm 0,360$; $50_{-0,250}$; $40 \pm 0,125$.

Примем неизвестными нестандартными отклонения звена A_{4y}^x .

Составляем уравнение размерной цепи:

$$3_{-2}^{+0,5} = (25_{-0,5}) + (50_{-0,25}) + 107_y^x + (21_{-0,5}) + (40 \pm 0,125) - (240 \pm 0,360)$$

Решаем его по формулам:

$$\Delta_{BA_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \Delta_{BA_{iyB}} - \sum_{i=1}^p \Delta_{HA_{iyM}}; \quad (10.2)$$

$$\Delta_{HA_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n \Delta_{HA_{iyB}} - \sum_{i=1}^p \Delta_{BA_{iyM}};$$

$$0,5 = 0 + 0 + x + 0,125 - (-0,036),$$

$$x = +0,015 \text{ мм}$$

$$-2 = -0,5 - 0,25 + y - 0,5 - 0,125 - 0,36,$$

$$y = -0,265 \text{ мм.}$$

$$A_4 = 107_{-0,265}^{+0,015}$$

Производим проверку суммы допусков составляющих звеньев по формуле

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i.$$

$$2,5 = 0,5 + 0,25 + 0,28 + 0,5 + 0,25 + 0,72.$$

$$2,5 = 2,5.$$

Равенство удовлетворяется, а значит, все допуски и отклонения составляющих звеньев определены правильно.

10.2. Метод неполной взаимозаменяемости с применением вероятностного расчёта

Конструкторская задача вероятностным методом решается также двумя способами.

1. Способ равных допусков имеет ряд недостатков (см. метод, обеспечивающий полную взаимозаменяемость).

Определим средний допуск составляющих звеньев по формуле

$$TA_C = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{m-1}}.$$

2. Способ назначения допусков одного качества. Последовательность расчёта та же, что и в методе полной взаимозаменяемости.

Находим коэффициент качества

$$a = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} i_i^2}} \quad \text{или} \quad a = \sqrt{\frac{TA_\Delta^2 - \sum_{i=1}^k TA_i^2}{\sum_{i=1}^{m-1-k} i_i^2}}.$$

Также из шести составляющих звеньев на два звена (подшипники) допуски заданы по стандарту, поэтому a определяем без учёта их:

$$a = \sqrt{\frac{1,12^2 - (0,5^2 + 0,5^2)}{2,9^2 + 1,56^2 + 2,17^2 + 1,56^2}} = \sqrt{\frac{754400}{17,9861}} = 204 \text{ мкм.}$$

i_i , берём из табл. 17.

По табл.16 определяем, что $a = 204$ находится между IT12 = 160i и IT13 = 250 i.

По таблицам ГОСТ 25346-89 или приложению 1 определяем допуски на все размеры по IT12:

$$TA_1 = 0,460 \text{ мм}; TA_3 = 0,250 \text{ мм}; TA_4 = 0,350 \text{ мм}; TA_6 = 0,250 \text{ мм.}$$

Рассчитываем допуск замыкающего звена

$$TA_\Delta = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2},$$

где λ'_{Ai} — коэффициент относительного рассеяния размеров.

Принимаем, что рассеяние размеров всех составляющих звеньев подчиняется нормальному закону распределения, тогда $\lambda'_{Ai} = \frac{1}{9}$.

Коэффициент t , характеризующий процент выхода расчётных отклонений за пределы допуска, задаётся процентом риска $P = 0,27\%$. По табл. 18 находим $t = 3$.

Таблица 18

Значение коэффициента t от выбранного процента риска P

Процент риска P	32,0	10,0	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
Коэффициент t	1,0	1,65	2,0	2,57	3,0	3,29	3,89

$$TA_\Delta = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (0,46^2 + 0,5^2 + 0,25^2 + 0,35^2 + 0,5^2 + 0,25^2)} = 0,97 \neq 1,12 \text{ мм.}$$

Чтобы получить равенство допусков, надо допуск одного из звеньев увеличить. Для этого берем звено A_1 (корпус) и определяем его допуск:

$$TA_1 = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i^2} = \sqrt{1,12^2 - (0,5^2 + 0,25^2 + 0,35^2 + 0,5^2 + 0,25^2)} = 0,71.$$

Назначаем отклонения составляющих звеньев, как и в предыдущем случае (в тело деталей):

$$A_1 = 240_{\pm 0,71}^x; A_2 = 25_{-0,5}; A_3 = 50_{-0,25}; A_4 = 107_{-0,35}; A_5 = 21_{-0,5}; A_6 = 40 \pm 0,125.$$

Определяем координаты центров группирования размеров, приняв при этом коэффициент асимметрии $\alpha_i = 0$, это значит, что рассеяние всех составляющих звеньев симметрично относительно середины поля допуска, а значит, координаты центров группирования размеров будут соответствовать координатам середины полей допусков:

$$\Delta_C A_1 = ?; \Delta_C A_2 = -0,25; \Delta_C A_3 = -0,125; \Delta_C A_4 = -0,175; \Delta_C A_5 = 0,25; \Delta_C A_6 = 0.$$

Вычисляем отклонения и координаты середины поля допуска замыкающего звена:

$$3_{-2,00}^{-0,88} = (25_{-0,5}) + (50_{-0,25}) + (107_{-0,35}) + (21_{-0,5}) + (40 \pm 0,125) - A_1;$$

$$\Delta_B A_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = 2,12 - 3 = -0,88;$$

$$\Delta_H A_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = 1,0 - 3 = -2;$$

$$\Delta_C A_{\Delta} = \frac{\Delta_B A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta}}{2} = \frac{-0,88 + (-2)}{2} = -1,44.$$

Определяем координату середины поля допуска звена A_1 :

$$\Delta_C A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_C A_{i_{yB}} - \sum_{i=1}^p \Delta_C A_{i_{yM}};$$

$$-1,44 = (-0,25) + 0,125 + 0,175 + (-0,25) + 0 - \Delta_C A_1;$$

$$\Delta_C A_1 = -0,8 - (-1,44) = +0,64.$$

Определяем отклонения звена A_1 :

$$\Delta_B A_1 = \Delta_C A_1 + \frac{TA_1}{2} = 0,64 + \frac{0,71}{2} = +0,995;$$

$$\Delta_H A_1 = \Delta_C A_1 - \frac{TA_1}{2} = 0,64 - \frac{0,71}{2} = +0,285.$$

$$\text{Звено } A_1 = 240_{+0,285}^{+0,995}.$$

Проверка.

Поскольку равенства в уравнениях:

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{A_i} TA_i^2};$$

$$\Delta_C A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_C A_{i_{yB}} - \sum_{i=1}^p \Delta_C A_{i_{yM}}.$$

выдержаны, проверяем предельные отклонения замыкающего звена A_{Δ} :

$$\Delta_{B}A_{\Delta} = \Delta_{C}A_{\Delta} + \frac{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2}}{2};$$

$$\Delta_{B}A_{\Delta} = -1,41 + \frac{1,12}{2} = -0,88.$$

$$\Delta_{H}A_{\Delta} = \Delta_{C}A_{\Delta} - \frac{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m-1} \lambda'_{Ai} \cdot TA_i^2}}{2};$$

$$\Delta_{H}A_{\Delta} = -1,44 - \frac{1,12}{2} = -2,0.$$

Требования по замыкающему звену выдержаны.

10.3. Метод регулирования

Для вращения червяка без заедания и осевого люфта необходимо иметь между роликами и обоймами подшипника зазор с колебаниями в очень малых пределах. Регулирование зазора осуществляется подбором соответствующей толщины прокладок между корпусом 8 и стаканом 6 (вкладка). Поэтому прокладки будут являться компенсирующим звеном, а зазор между подшипником 7 и стаканом 6 — замыкающим.

Схема размерной цепи приведена на рис. 37.

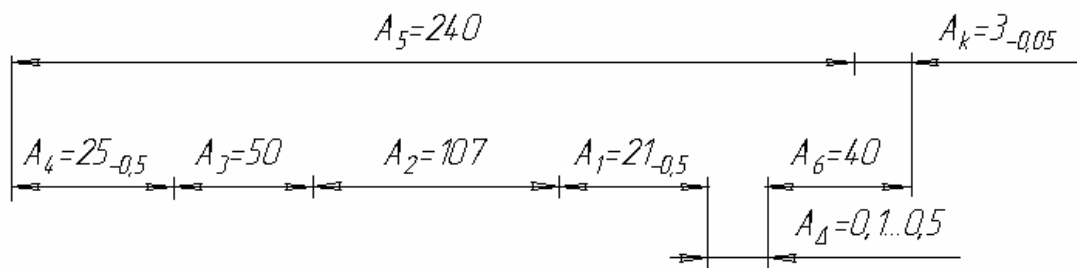


Рис. 37

Уравнение размерной цепи

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i_{yB}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{yM}} \pm A_K,$$

где A_K — номинальный размер компенсатора. Если A_K — увеличивающее звено, то знак «плюс», если A_K — уменьшающее звено, то знак «минус».

В нашем примере принят $A_K = 3$.

Определяем номинальный размер замыкающего звена:

$$A_{\Delta} = 240 - (25 \pm 50 + 107 + 21 + 40) + 3 = 0.$$

Находим предельные отклонения и координату середины поля допуска замыкающего звена A_{Δ} :

$$\Delta_B A_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = 0,5 - 0 = +0,5;$$

$$\Delta_H A_{\Delta} = A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = 0,1 - 0 = +0,1;$$

$$\Delta_C A_{\Delta} = \frac{\Delta_B A_{\Delta} + \Delta_H A_{\Delta}}{2} = \frac{0,5 + 0,1}{2} = +0,3.$$

При методе регулирования все звенья выполняются по экономически приемлемым допускам. Примем точность всех составляющих звеньев, полученную методом, обеспечивающим полную взаимозаменяемость:

$$A_5 = 240 \pm 0,360; A_3 = 50_{-0,250}; A_2 = 107_{-0,350}; A_6 = 40 \pm 0,125.$$

Можно назначить допуски, соответствующие одному из квалитетов IT11...IT15.

Вычисляем возможную величину компенсации:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA'_i - TA_K.$$

Величина компенсации TA_K должна перекрывать разницу между суммой расширенных допусков составляющих звеньев и допуском замыкающего звена:

$$TA_K = (0,72 + 0,5 + 0,25 + 0,35 + 0,5 + 0,25) - 0,4 = 2,17.$$

Определяем количество ступеней компенсаторов:

$$N = \frac{TA_K}{TA_{\Delta} - T_K} + 1.$$

Здесь T_K — допуск на изготовление компенсатора.

$$N = \frac{2,17}{0,4 - 0,05} + 1 = 7.$$

Для упрощения расчета размеров компенсаторов совместим нижние границы полей допусков заданного замыкающего звена и полученного при расширенных допусках размеров, т.е. необходимо соблюсти условие (рис. 38)

$$\Delta_H A_{\Delta} = \Delta_H A'_{\Delta} \text{ или } \sum_{i=1}^{m-1} \Delta_C A'_i = \Delta_H A_i + \frac{\sum_{i=1}^{m-1} TA'_i}{2}.$$

Для решаемого примера должно быть

$$\sum_{i=1}^{m-1} \Delta_C A'_i = 0,1 + \frac{2,57}{2} = +1,385.$$

По принятым отклонениям:

$$\sum_{i=1}^{m-1} \Delta_C A_i = \sum_{i=1}^n \Delta_C A_{i_{yB}} - \sum_{i=1}^p \Delta_C A_{i_{yM}};$$

$$\sum_{i=1}^{m-1} \Delta_C A_i = 0 - [(-0,125) + (-0,175) + (-0,25)2 + 0] = +0,8.$$

Для совмещения границ необходимо внести поправку в координату середины поля допуска одного из составляющих звеньев. При совмещении нижних границ полей допусков поправка

$$\Delta_{\Pi} = \frac{TA_{\kappa}}{2} - \sum_{i=1}^{m-1} \Delta_C A_i + \Delta_C A_{\Delta};$$

$$\Delta_{\Pi} = \frac{2,17}{2} - (+0,8 + (+0,3)) = 0,585.$$

Если корректируемым является увеличивающее звено, то поправка к координате середины его поля допуска вносится со своим знаком, если уменьшающее, то с противоположным знаком.

Корректируем увеличивающее звено $A_5 = 240$:

$$\Delta_C A_5 = 0 + 0,585 = +0,585;$$

$$\Delta_B A_5 = +0,585 + \frac{0,72}{2} = +0,945;$$

$$\Delta_H A_5 = +0,585 - \frac{0,72}{2} = +0,225.$$

$$\text{Размер } A_5 = 240 \begin{matrix} +0,945 \\ +0,225 \end{matrix}.$$

Проверим нижнее отклонение замыкающего звена $+0,1 = +0,225 - (0 + 0 + 0 + 0 + 0,125) = +0,1$.

Нижние границы полей допусков совмещены.

Определяем размеры компенсаторов.

Найдём предельные размеры A_{κ} .

Для A_{κ} увеличивающего звена:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i_{\text{ув max}}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{\text{ум min}}} + A_{\kappa \min};$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i_{\text{ув min}}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{\text{ум max}}} + A_{\kappa \max};$$

$$0,5 = 240,945 - 241,275 + A_{\kappa \min};$$

$$A_{\kappa \min} = 0,83;$$

$$0,1 = 240,225 - 243,125 + A_{\kappa \max};$$

$$A_{\kappa \max} = 3,0.$$

Прокладка $A_{\kappa \min} = 0,83$ принимается за постоянную.

Уточняем величину ступени компенсации

$$TA'_{\kappa} = \frac{\sum_{i=1}^{m-1} TA_i - TA_{\Delta}}{N} = \frac{2,57 - 0,4}{7} = 0,31.$$

Допуск компенсатора $T'_{\kappa} = TA_{\Delta} - TA'_{\kappa} = 0,4 - 0,31 = 0,09$.

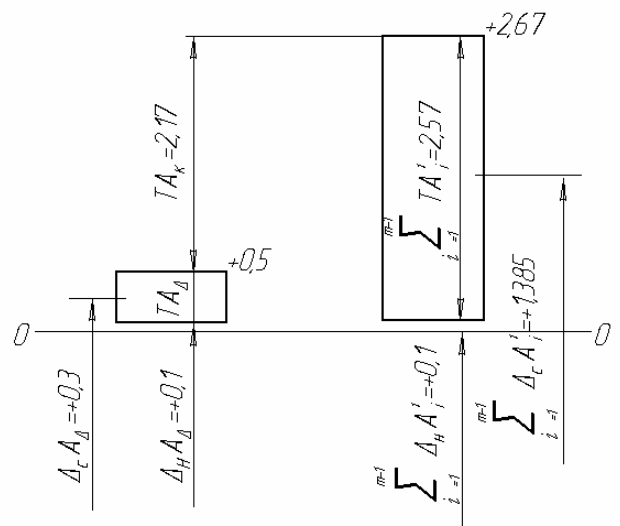


Рис. 38

Размеры компенсаторов каждой ступени будут отличаться от предыдущей на величину ступени компенсации:

I ступень $0,83 + 0,31 = 1,14_{+0,09}$ и так далее до VII ступени,

VII ступень $0,83 + 0,31 \cdot 7$ ступеней $= 3,0_{-0,09}$.

11. ВЫПОЛНЕНИЕ ЧЕРТЕЖА ДЕТАЛИ

Выполнение чертежа включает 3 этапа:

1. Назначение номинальных размеров; 2. Вычерчивание детали; 3. Назначение и указание в чертеже показателей точности.

Рассмотрим на примере выполнения чертежа стакана 6 (вкладка). Чертеж приведён на рис. 39.

1-й этап. Из узла (вкладка) известны: наружный посадочный диаметр стакана 90 мм, диаметр отверстия под посадку подшипника 62 мм и осевой размер 40 мм, входящий в сборочную размерную цепь (размер А6). Остальные размеры назначаются конструктивно [5, 6].

2-й этап. При вычерчивании стакана достаточно привести главный вид и вид слева, используя ЕСКД [5, 6].

3-й этап. Точность детали задается следующими показателями:

1) допусками размеров; 2) шероховатостью поверхностей; 3) допуском формы; 4) допуском расположения поверхностей.

Рассмотрим последовательно принципы назначения этих показателей.

1. Для основных сопрягаемых размеров точность определяется при выборе посадок.

Из узла (вкладка), ГОСТ 2534-89 и приложений 1, 6, 7 получим: для наружного посадочного диаметра $90h6(-0,022)$, для отверстия под подшипник $62H7(+0,03)$. Из расчёта размерной цепи берём точность осевого размера $40(\pm 0,125)$. Остальные размеры стакана на правильность работы не влияют и являются свободными, т.е. могут иметь точность не выше 14 качества (черновая обработка) или оставаться в состоянии поставки. Их точность оговорена в технических требованиях п. 5 (рис. 39). Нанесение размеров и предельных отклонений по — ЕСКД, ГОСТ 2.307-68.

2. Шероховатость поверхности (см. раздел 6.5) назначается, исходя из условий работы сопряжения. Высота неровностей R_z может составлять лишь часть допуска T на размер:

$$R_z \leq (0,2...0,05)T \text{ по БВ РТМ - 62 - 71 или } R_a \leq (0,05...0,012)T.$$

При выполнении работы можно принимать $R_a \leq 0,05T$ или использовать рекомендации [1, 2, 5, 6].

Для поверхностей под подшипники шероховатость указана в ГОСТ 3325-85. При расчёте шероховатости $R_a \leq 0,05T$ по полученной величине определяют, что указать в чертеже: R_a или R_z и выбирают соответственно ближайшее меньшее значение параметра по ГОСТ 2789-73 или работам [1, 2]. Нанести на чертёж обозначения шероховатости поверхностей по ЕСКД ГОСТ 2.309-73. В

стакане поверхности Б и В — основные сопрягаемые, обеспечивающие центрирование стакана в корпусе и подшипника в стакане. По нижеизложенной методике шероховатость поверхности Б поверхности В, заплечиков (торца) под подшипник. Торце фланца детали, прилегающий к корпусу

Остальные поверхности на работу детали существенно не влияют. Механически обработанные поверхности могут иметь шероховатость не выше Rz80, а наружный диаметр, несопрягаемый торец фланца и отверстие $\varnothing 58$ можно оставить в состоянии поставки

в) Допуски формы (см. раздел 6.2) должны оговариваться в чертеже только при наличии особых требований, вытекающих из условия работы, изготовления или измерения детали. Указание их в чертежах по ЕСКД — ГОСТ 2.308-89.

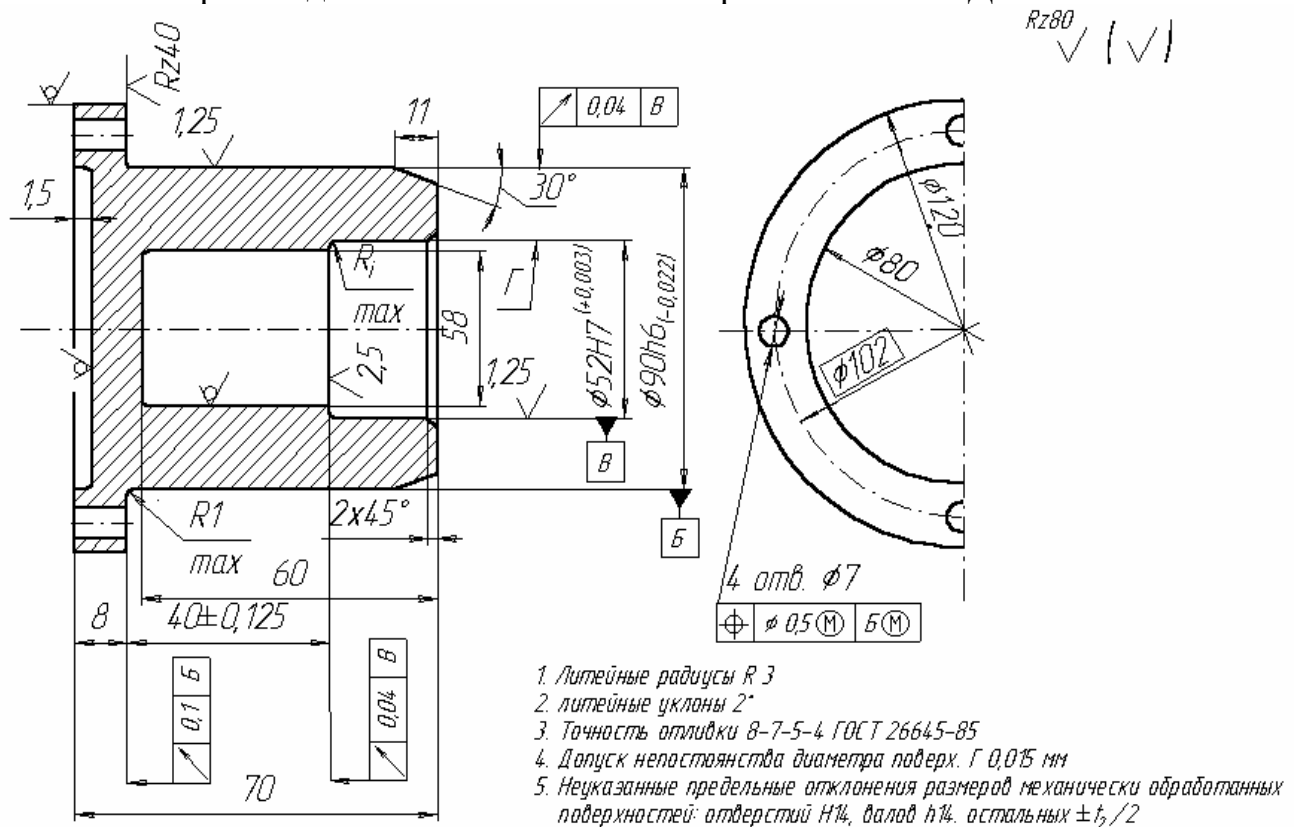


Рис. 39

Для посадочных поверхностей под подшипники качения по ГОСТ 3325-85 указывается либо допуск круглости и профиля продольного сечения равный четверти допуска на размер посадочной поверхности детали, либо допуск непостоянства диаметра равный половине допуска на размер посадочной поверхности.

В п. 4 технических требований на рис. 39 указан допуск непостоянства диаметра поверхности Г, равный $0,5 \cdot IT7 = 0,5 \cdot 0,03 = 0,015$ мм. Здесь IT7 — допуск размера $\varnothing 62H7$.

Для остальных поверхностей допуски формы можно особо не оговаривать, то есть их величина будет ограничена половиной допуска на соответствующий размер.

4. Допуски расположения поверхностей (см. разделы 6.3 и 6.4) также оговариваются в чертеже лишь при наличии особых требований, вытекающих из условий работы, изготовления или измерения детали.

Увязываются между собой основные сопрягаемые поверхности детали и поверхности, определяющие собираемость. Рекомендации по выбору допусков расположения поверхностей приведены в работах [1, 2, 5].

Указание их в чертежах по ЕСКД — ГОСТ 2.308-79.

Отклонение от соосности поверхностей Б и В стакана вызовет перекося вала, что приведет к быстрому износу зубчатых передач, подшипников и т.п. В чертеже условным обозначением задан допуск радиального биения поверхности Б относительно оси В (непосредственный контроль несоосности неудобен).

Биение торца фланца вызовет перекося стакана в корпусе, что отразится на работе подшипника. Допуск биения указан условным знаком в чертеже.

Допуск биения заплечиков под подшипники определяется по ГОСТ 3325—85 или работе [1]. Он задан в чертеже условным обозначением.

Позиционное отклонение осей крепёжных отверстий $\varnothing 7$ может привести к нарушению собираемости деталей.

Позиционный допуск $T_{\text{поз}}$ определяется в зависимости от наименьшего зазора S_{min} между винтом и отверстием — зависимый допуск.

По ГОСТ 14140-81 или [1, 2] для случая крепления винтами

$$T_{\text{поз}}^R = 0,25S_{\text{min}}, T_{\text{поз}}^{\varnothing} = 0,5S_{\text{min}}.$$

При винте М6 – 8h и диаметре отверстия для него в стакане $\varnothing 7\text{H}14$

$$S_{\text{min}} = 7 - 6 = 1 \text{ и } T_{\text{поз}}^{\varnothing} = 0,5 \cdot 1 = 0,5 \text{ мм}.$$

В чертеже $T_{\text{поз}}^{\varnothing}$ показан условным обозначением.

12. ОФОРМЛЕНИЕ СХЕМ КОНТРОЛЯ

Схема контроля должна точно соответствовать обозначению контролируемого требования на чертеже, то есть базовые элементы приспособления подведены к элементам детали, обозначенным базовыми в чертеже; отсчётные устройства по точности соответствуют величине допуска в чертеже.

Схема может быть выполнена либо в прямоугольной проекции, либо в аксонометрической проекции. Соблюдение масштаба необязательно.

Схема контроля должна содержать: эскиз проверяемой детали (на нём можно не указывать малозначащие элементы), базовые элементы приспособления (призмы, центры, оправки, контрольные плиты и т.п.), отсчётные устройства.

Примеры схем приведены в работе [2, 3] и некоторых других.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. — М.: Машиностроение, 2001.
2. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2-х ч. — СПб.: Политехника, 2001.
3. Белкин И.М. Допуски и посадки: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей высших учебных заведений. — М.: Машиностроение, 1992.
4. Зябрева Н.Н., Перельман Е.И., Шегал М.Я. Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения». — М.: Высшая школа, 1977.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Высшая школа, 2000.
6. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирования. — М.: Высшая школа, 1975.
7. Руководство к выполнению курсовой работы по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям: Учебное пособие с применением ЭВМ серии СМ для расчёта посадок с натягом./ С.Н. Корчак, П.П. Переверзев, Н.Л. Борблик, И.В. Серадская; Под общей редакцией проф. С.Н. Корчака. — Челябинск, ЧГТУ, 1990.
8. ГОСТ 25346-89. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. Межгосударственный стандарт. — М.: 2002.
9. ГОСТ 25347-82. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки. — М.: 2002.
10. ГОСТ 2.307-68. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений. Межгосударственный стандарт. — М.: 2001.
11. ГОСТ 24642-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения. Межгосударственный стандарт. — М.: 2002.
12. ГОСТ 24643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения. — М.: Госстандарт, 1981.
13. ГОСТ 2.308-79. Единая система конструкторской документации. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей. Межгосударственный стандарт. — М.: 2001.
14. ГОСТ 520-02. Подшипники качения. Общие технические условия. Межгосударственный стандарт. — Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии, сертификации, 2003.
15. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. — М.: Госстандарт, 1986.

Оформление чертежей. Стандарты ЕСКД

16. ГОСТ 2.101-68 — ГОСТ 2.120-3. // Единая система конструкторской документации. Основные положения. — М.: 2001.
17. ГОСТ 2.301-68 — ГОСТ 2.320-82. // Единая система конструкторской документации. — М.: 2001.
18. ГОСТ 2.401-68 — ГОСТ 2.411-72. // Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей различных изделий. — М.: 1998.
19. ГОСТ 2.412-81 — ГОСТ 2.420-69. // Единая система конструкторской документации. Правила выполнения чертежей различных изделий. — М.: 1998.

Допуски на калибры и технические требования

20. ГОСТ 24853-81. Калибры гладкие для размеров до 500 мм. Допуски. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 1. — М.: Изд-во стандартов. 2003.
21. ГОСТ 7951-80. Калибры для контроля шлицевых прямобоочных соединений. Допуски. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 1. — М.: 2003.
22. ГОСТ 24997-81. Калибры для метрической резьбы. Допуски. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 2. — М.: 2003.
23. ГОСТ 2015-84. Калибры гладкие нерегулируемы. Технические требования. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 1. — М.: 2003.
24. ГОСТ 24959-81. Калибры для шлицевых соединений. Технические требования. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 1 — М.: 2003.
25. ГОСТ 2016-86. Калибры резьбовые. Технические условия. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 2. — М.: 2003.

Конструкции калибров

26. ГОСТ 16775-93 — ГОСТ 16780-71. Калибры, скобы и пробки гладкие, оснащенные твёрдым сплавом. Конструкции и размеры.
27. ГОСТ 14807-69 — ГОСТ 14827-69. Калибры-пробки гладкие диаметром от 1 до 360 мм. Конструкция и размеры. — М.: Из-во стандартов , 1988.
28. ГОСТ 17756-72 — ГОСТ 17767-72. Калибры резьбовые для метрической резьбы. Конструкция и основные размеры. — М.: Из-во стандартов , 1990.
29. ГОСТ 18360—93. Калибры-скобы листовые для диаметров от 3 до 260 мм. Размеры. — М.: Из-во стандартов , 1995.
30. ГОСТ 24960-81. Калибры комплексные для контроля шлицевых прямобоочных соединений. Виды, основные размеры. Межгосударственный стандарт. // Калибры. Часть 1. — М.: 2003
31. ГОСТ 14748-69 — ГОСТ 14752-69. Ручки для калибров-пробок. Конструкция и размеры. — М.: Из-во стандартов , 1987.
32. ГОСТ 24109-80 — ГОСТ 24121-80. Калибры для шпоночных соединений. — М.: Из-во стандартов , 1980.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Значения допусков (ГОСТ 25346-89), мкм

Допуски «валов» и «отверстий»

Класс	1	2	2а	3	3	3а	4	5	5	7	8	9	10
Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Номинал, мм	Допуски, мкм					Допуски, мм							
До 3	4	6	10	14	0,025	0,040	0,06	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,0
3...6	5	8	12	18	0,030	0,048	0,07	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2
6...10	6	9	15	22	0,036	0,058	0,09	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5
10...18	8	11	18	27	0,043	0,070	0,11	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,8
18...30	9	13	21	33	0,052	0,084	0,13	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,1
30...50	11	16	25	39	0,062	0,100	0,16	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5
50...80	13	19	30	46	0,074	0,120	0,19	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,0
80...120	15	22	35	54	0,087	0,140	0,22	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5
120...180	18	25	40	63	0,100	0,160	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,0
180...250	20	29	46	72	0,115	0,185	0,29	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,6
250...315	23	32	52	81	0,130	0,210	0,32	0,52	0,80	1,30	2,10	3,20	5,2
315...400	25	36	57	89	0,140	0,230	0,36	0,57	0,90	1,40	2,30	3,60	5,7
400...500	27	40	63	97	0,155	0,250	0,40	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3
500...630	30	44	70	110	0,175	0,280	0,44	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,0
630...800	35	50	80	125	0,200	0,320	0,50	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,0
800...1000	40	56	90	140	0,230	0,360	0,56	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,0
1000...1250	46	66	105	165	0,260	0,420	0,66	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,5
1250...1600	54	78	125	195	0,310	0,500	0,78	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,5
1600...2000	65	92	150	230	0,370	0,600	0,92	1,50	3,30	3,70	6,00	9,20	15,0

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Значения допусков (ГОСТ 25346–89), мкм

Квалитет		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Для интервалов размеров, мм	До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3	4	8	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
	Свыше 3 до 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
	Свыше 6 до 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
	Свыше 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	11	16	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
	Свыше 18 до 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	6	9	13	18	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
	Свыше 30 до 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4,0	7	11	16	21	39	63	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
	Свыше 50 до 80	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8	13	19	25	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
	Свыше 80 до 120	1,0	1,8	2,5	4,0	6,0	10	16	22	30	64	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
	Свыше 120 до 180	1,2	2,0	3,5	5,0	9,0	12	18	26	30	68	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
	Свыше 180 до 250	2,0	3,0	4,5	7,0	10,0	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
	Свыше 250 до 315	2,5	4,0	6,0	8,0	12,0	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
	Свыше 315 до 400	3,0	5,0	7,0	9,0	13,0	18	26	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
	Свыше 400 до 500	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Примечание. Для размеров до 1 мм квалитеты от 14 до 17 не применяются.

Приложение 2

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347–82)

Основное отверстие	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$								
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$					
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$; $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$; $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$				
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$; $\frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$	
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$												
H9				$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8}$; $\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}$; $\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$												
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}$; $\frac{H10}{h10}$												
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$												
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$												

Рекомендуемые посадки в системе вала при номинальных размерах от 1 до 500 мм (ГОСТ 25347-82)

Основ- ной вал	Основные отклонения отверстий																
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U
	Посадки																
h4							$\frac{G5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{Js5}{h4}$	$\frac{K5}{h4}$	$\frac{M5}{h4}$	$\frac{N5}{h4}$					
h5						$\frac{F7}{h5}$	$\frac{G6}{h5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{Js6}{h5}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$	$\frac{P6}{h5}$				
h6				$\frac{D8}{h6}$	$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F7}{h6}$, $\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$	$\frac{T7}{h6}$	
h7				$\frac{D8}{h7}$	$\frac{E8}{h7}$	$\frac{F8}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{Js8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$					$\frac{U8}{h7}$
h8				$\frac{D8}{h8}$, $\frac{D9}{h8}$	$\frac{E8}{h8}$, $\frac{E9}{h8}$	$\frac{F9}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$, $\frac{H9}{h8}$									
h9				$\frac{D9}{h9}$, $\frac{D10}{h9}$	$\frac{E8}{h9}$	$\frac{F9}{h9}$		$\frac{H8}{h9}$, $\frac{H9}{h9}$, $\frac{H10}{h9}$									
h10				$\frac{D10}{h10}$				$\frac{H10}{h10}$									
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$									
h12		$\frac{B12}{h12}$						$\frac{H12}{h12}$									

— предпочтительные посадки.

Приложение 4

Поля допусков валов при номинальных размерах от 1 до 500 мм
(ГОСТ 25347-82)

Квалитет	Основные отклонения																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
01								h01 *	js 01*												
0								h0*	js0*												
1								h1*	js1*												
2								h2*	js2*												
3								h3*	js3*												
4							g4	h4	js4	k4	m4	n4									
5							g5	h5	js5	k5	m5	n5	p5	r5	s5						
6						f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	t6					
7					e7	f7		h7	js7	k7	m7	n7		s7		u7					
8			c8	d8	e8	f8		h8	js8*							u8		x8		z8	
9				d9	e9	f9		h9	js9*												
10				d10				h10	js10*												
11	a11	b11	c11	d11				h11	js11*												
12		b12						h12	js12*												
13								h13 *	js13*												
14								h14 *	js14*												
15								h15 *	js15*												
16								h16 *	js16*												
17								h17 *	js17*												

Окончание приложения 4

Поля допусков отверстий при номинальных размерах от 1 до 500 мм

Квалитет	Основные отклонения																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	Js	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
01								H01*	Js01*												
0								H0*	Js0*												
1								H1*	Js1*												
2								H2*	Js2*												
3								H3*	Js3*												
4								H4*	Js4												
5							G5	H5	Js5	K5	M5	N5									
6							G6	H6	Js6	K6	M6	N6	P6								
7						F7	G7	H7	Js7	K7	M7	N7	P7	R7	S7	T7					
8				D8	E8	F8		H8	Js8	K8	M8	N8					U8				
9				D9	E9	F9		H9	Js9*												
10				D10				H10	Js10*												
11	A11	B11	C11	D11				H11	Js11*												
12		B12						H12	Js12*												
13								H13*	Js13*												
14								H14*	Js14*												
15								H15*	Js15*												
16								H16*	Js16*												
17								H17*	Js17*												

* Поля допусков, как правило, не предназначены для посадок;
 – предпочтительные поля допусков.

Значение функции $\phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z \exp^{-\frac{z^2}{2}} dz$

z	$\phi(z)$	z	$\phi(z)$	z	$\phi(z)$
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599
0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4953
0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,46	0,1772	1,05	0,3531		
0,47	0,1808	1,10	0,3643		
0,48	0,1844	1,15	0,3749		
0,49	0,1879	1,20	0,3849		
0,50	0,1915	1,25	0,3944		

Значение основных отклонений валов (ГОСТ 25346-89), мкм

Интервалы размеров, мм	Обозначение основного отклонения														
	Верхнее отклонение es														
	a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	js	j		
	Квалитет														
все												5 и 6	7	8	
До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	± IT/2	-2	-4	-6
Св. 3 до 06	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	—
Св. 6 до 10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	—
Св. 10 до 14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0		-3	-6	—
Св. 14 до 18													-3	-6	—
Св. 18 до 24	-300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-7	0		-4	-8	—
Св. 24 до 30													-4	-8	—
Св. 30 до 40	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0		-5	-10	—
Св. 40 до 50	-320	-180	-130										-5	-10	—
Св. 50 до 65	-340	-190	-140	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0		-7	-12	—
Св. 65 до 80	-360	-200	-150										-9	-15	—
Св. 80 до 100	-380	-220	-170	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0		-9	-15	—
Св. 100 до 120	-410	-240	-180										-11	-18	—
Св. 120 до 140	-460	-260	-200	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0		-11	-18	—
Св. 140 до 160	-520	-280	-210										-13	-21	—
Св. 160 до 180	-580	-310	-230	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0		-13	-21	—
Св. 180 до 200	-660	-340	-240										-16	-26	—
Св. 200 до 225	-740	-380	-260	—	-190	-110	—	-56	—	-17	0		-18	-28	—
Св. 225 до 250	-820	-420	-280										-20	-32	—
Св. 250 до 280	-920	-480	-300	—	-210	-125	—	-62	—	-18	0		-20	-32	—
Св. 280 до 315	-1050	-540	-330									-22	-34	—	
Св. 315 до 355	-1200	-600	-360	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0	-22	-34	—	
Св. 355 до 400	-1350	-680	-400									-24	-36	—	
Св. 400 до 450	-1500	-760	-440	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0	-24	-36	—	
Св. 450 до 500	-1650	-840	-480									-26	-38	—	

Значение основных отклонений валов, мкм

Интервалы размеров, мм	Обозначение основного отклонения															
	Нижнее отклонение e _i															
	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	
	Квалитеты															
от 4 до 7	до 3 и св. 7	все														
До 3	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18	—	+20	—	+26	+32	+40	+60
Св. 3 до 06	+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	+35	+42	+50	+80
Св. 6 до 10	+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42	+52	+67	+97
Св. 10 до 14	+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130
Св. 14 до 18										+39	+45	—	+60	+77	+108	+150
Св. 18 до 24	+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
Св. 24 до 30								+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
Св. 30 до 40	+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
Св. 40 до 50								+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
Св. 50 до 65	+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
Св. 65 до 80						+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
Св. 80 до 100	+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
Св. 100 до 120						+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
Св. 120 до 140	+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
Св. 140 до 160						+65	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
Св. 160 до 180						+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
Св. 180 до 200	+4	0	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
Св. 200 до 225						+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
Св. 225 до 250						+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
Св. 250 до 280	+4	0	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
Св. 280 до 315						+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
Св. 315 до 355	+4	0	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
Св. 355 до 400						+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
Св. 400 до 450	+5	0	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
Св. 450 до 500						+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

Примечания:

1. Основные отклонения a и b для размеров до 1 мм не предусмотрены.

2. Значения $\pm \frac{IT}{2}$ для js квалитетов 7 ... 11 могут округляться до ближайшего меньшего четного числа если значение IT нечетное.

Значение основных отклонений отверстий (ГОСТ 25346-89), мкм

Интервалы размеров, мм	Обозначение основного отклонения																
	Нижнее отклонение EI																
	A	B	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	Js	J		K		
	Квалитеты																
все												6	7	8	До 8	Св. 8	
До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	± $\frac{IT}{2}$ Предельные отклонения =	+2	+4	+6	0	0
Св. 3 до 06	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5	+6	+10	-1+Δ	—
Св. 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+6	0		+5	+8	+12	-1+Δ	—
Св. 10 до 14	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0		+6	+10	+15	-1+Δ	—
Св. 14 до 18													+8	+12	+20	-2+Δ	—
Св. 18 до 24	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0		+10	+14	+24	-2+Δ	—
Св. 24 до 30													+13	+18	+28	-2+Δ	—
Св. 30 до 40	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0		+16	+22	+34	-3+Δ	—
Св. 40 до 50	+320	+180	+130										+18	+28	-2+Δ	—	
Св. 50 до 65	+340	+190	+140	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0		+22	+30	+47	-4+Δ	—
Св. 65 до 80	+360	+200	+150										+25	+36	-3+Δ	—	
Св. 80 до 100	+380	+220	+170	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0		+30	+39	+60	-4+Δ	—
Св. 100 до 120	+410	+240	+180										+33	+43	-3+Δ	—	
Св. 120 до 140	+460	+260	+200	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0		+36	+43	+66	-5+Δ	—
Св. 140 до 160	+520	+280	+210										+47	+55	-4+Δ	—	
Св. 160 до 180	+580	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0		+43	+55	+85	-5+Δ	—
Св. 180 до 200	+660	+340	+240										+59	+72	-4+Δ	—	
Св. 200 до 225	+740	+380	+260	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0		+55	+72	+110	-5+Δ	—
Св. 225 до 250	+820	+420	+280										+63	+85	-4+Δ	—	
Св. 250 до 280	+920	+480	+300	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0		+72	+92	+140	-5+Δ	—
Св. 280 до 315	+1050	+540	+330									+75	+100	-5+Δ	—		
Св. 315 до 355	+1200	+600	+360	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+92	+120	+180	-5+Δ	—	
Св. 355 до 400	+1350	+680	+400									+87	+120	-5+Δ	—		
Св. 400 до 450	+1500	+760	+440	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+120	+165	+240	-5+Δ	—	
Св. 450 до 500	+1650	+840	+480									+100	+150	-5+Δ	—		

Примечания:

1. Основные отклонения A и B во всех квалитетах и N в квалитетах более 8 для размеров до 1 мм не предусмотрены.
2. Значения $\pm \frac{IT}{2}$ для Js квалитетов 7 ... 11 могут округляться до ближайшего меньшего числа, если значение IT нечётное.
3. Частный случай для основного отклонения M6 размеров св. 250 до 315 мм ES = -9, а не -11 мкм.
4. Согласно специальному правилу (см. п. 2.1.4) для вычисления основных отклонений K, M, N до квалитета 8 и P... ZC до квалитета 7 значения Δ берутся в крайних правых графах таблицы. Например: для P7 св. 18 до 30 мм Δ = 8 мкм, тогда ES = -14 мкм.

Окончание приложения 7

Обозначение основного отклонения															Δ, мкм									
Верхнее отклонение ES																								
M	N		от P до ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB									ZG	
Квалитеты																								
до.8	св.8	до.8	св.8	до.7	св.7										3	4	5	6	7	8				
-2	-2	-4	-4	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	-	0	-					
-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	0	1,5	1	3	4	6		
-6+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1,0	1,5	2	3	6	7		
-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1,0	2,0	3	3	7	9		
										-39	-45	-	-60	-77	-108	-150								
-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1,5	2,0	3	4	8	12		
								-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218								
-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3,0	4	5	9	14		
								-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325								
-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2,0	3,0	5	6	11	16		
								-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274							-360	-480
-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2,0	4,0	5	7	13	19		
								-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400							-525	-690
-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3,0	4,0	6	7	15	23		
								-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535							-700	-900
								-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600							-780	-1000
-17+Δ	-17	-31+Δ	0	-50	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	3,0	4,0	6	9	17	26			
							-80	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740							-960	-1250	
							-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820							-1050	-1350	
-20+Δ	-20	-34+Δ	0	-56	-94	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1550	4,0	4,0	7	9	20	29			
							-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000							-1300	-1700	
-21+Δ	-21	-37+Δ	0	-62	-108	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	4,0	5,0	7	11	21	32			
							-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300							-1650	-2100	
-23+Δ	-23	-40+Δ	0	-68	-126	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5,0	5,0	7	13	23	34			
							-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600							-2100	-2600	

Примечания:

1. Основные отклонения Ai B во всех квалитетах и N в квалитетах более 8 для размеров до 1 мм не предусмотрены.
2. Значения $\pm \frac{IT}{2}$ для Js квалитетов 7 ... 11 могут округляться до ближайшего меньшего числа, если значение IT нечётное.
3. Частный случай для основного отклонения M6 размеров св. 250 до 315 мм ES = -9, а не -11 мкм.
4. Согласно специальному правилу (см. п. 2.1.4) для вычисления основных отклонений K, M, N до квалитета 8 и P... ZC до квалитета 7 значения Δ берутся в крайних правых графах таблицы. Например: для P7 св. 18 до 30 мм Δ = 8 мкм, тогда ES = -14 мкм.

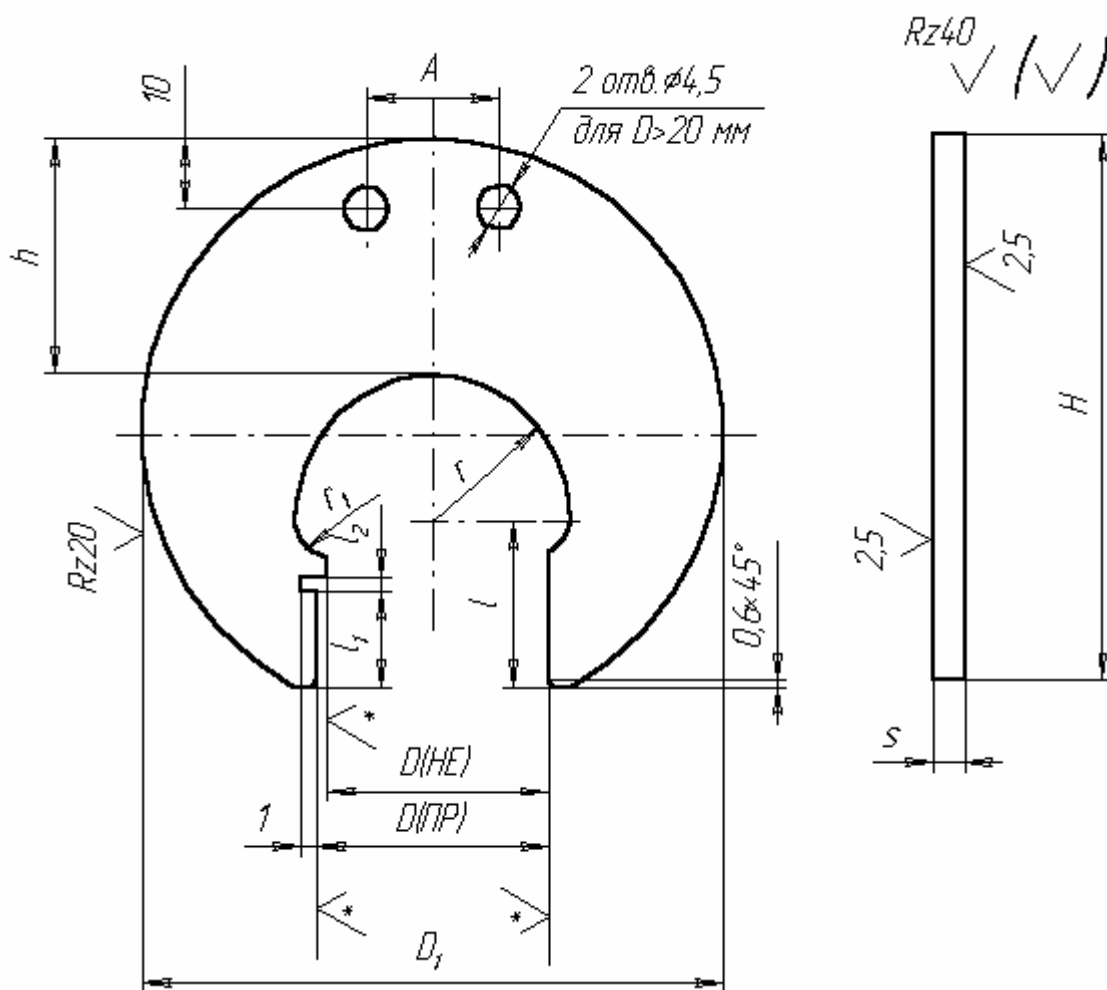
Допуски и отклонения гладких калибров (ГОСТ 24853–81), мкм

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм							Допуск на форму калибра
		Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	
6	Z	2	2	2,5	2,5	3	4	5	
	Y	1,5	1,5	2	2	3	3	4	
	Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y ₁	2	3	3	3	4	4	5	
	H	2	2,5	2,5	3	4	5	7	IT1
	H ₁	3	4	4	5	6	8	10	IT2
7	Z, Z ₁	2,5	3	3,5	4	5	6	7	
	Y, Y ₁	2	3	3	3	4	4	6	
	H, H ₁	3	4	4	5	6	8	10	IT2
8	Z, Z ₁	4	5	6	7	8	9	12	
	Y, Y ₁	4	4	5	5	6	6	7	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3

95

Квалитеты допусков изделий	Обозначения	Интервалы размеров, мм							Допуск на форму калибра
		Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 180	Свыше 180 до 250	
9	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	21	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3
10	Z, Z ₁	8	9	11	13	15	18	24	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	H	3	4	4	5	6	8	10	IT2
	H ₁	5	6	7	8	10	12	14	IT3
11	Z, Z ₁	16	19	22	25	28	32	40	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H ₁	8	9	11	13	15	18	20	IT4
12	Z, Z ₁	16	19	22	25	28	32	40	
	Y, Y ₁	0	0	0	0	0	0	0	
	H, H ₁	8	9	11	13	15	18	20	IT4

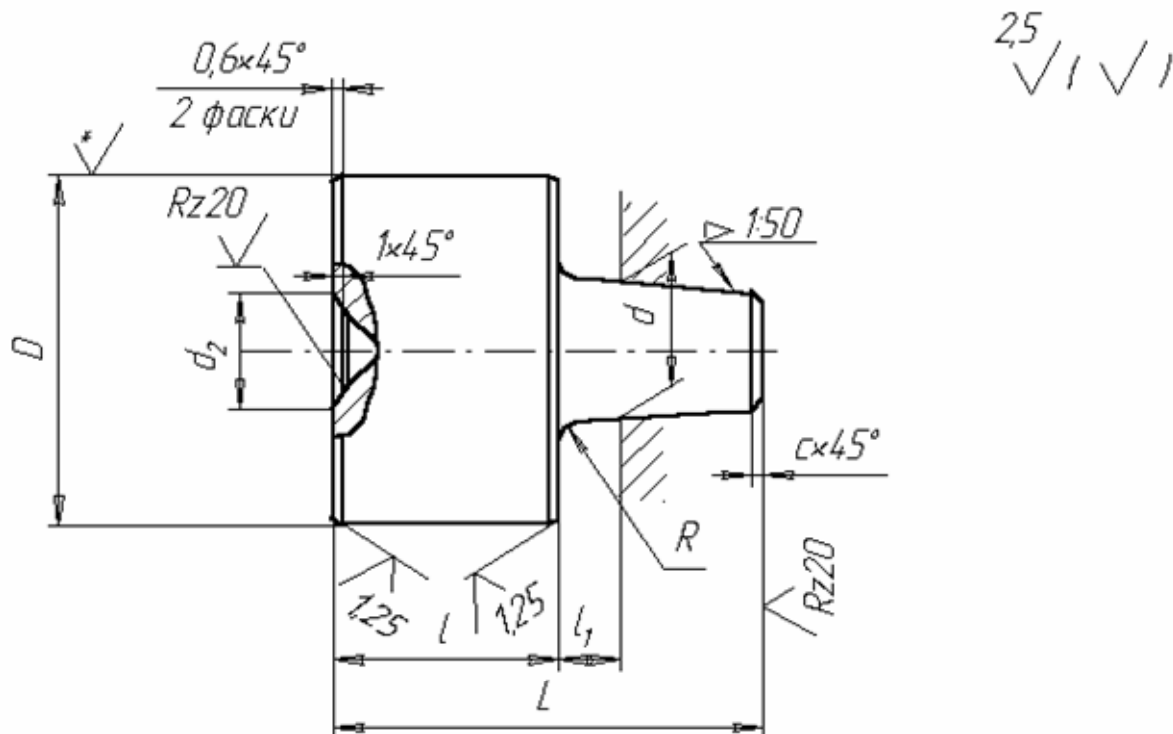
Калибр-скоба для диаметров от 10 до 100 мм (ГОСТ 18360-93)



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

* Смотреть ГОСТ 2015-84 на технические требования к калибрам.

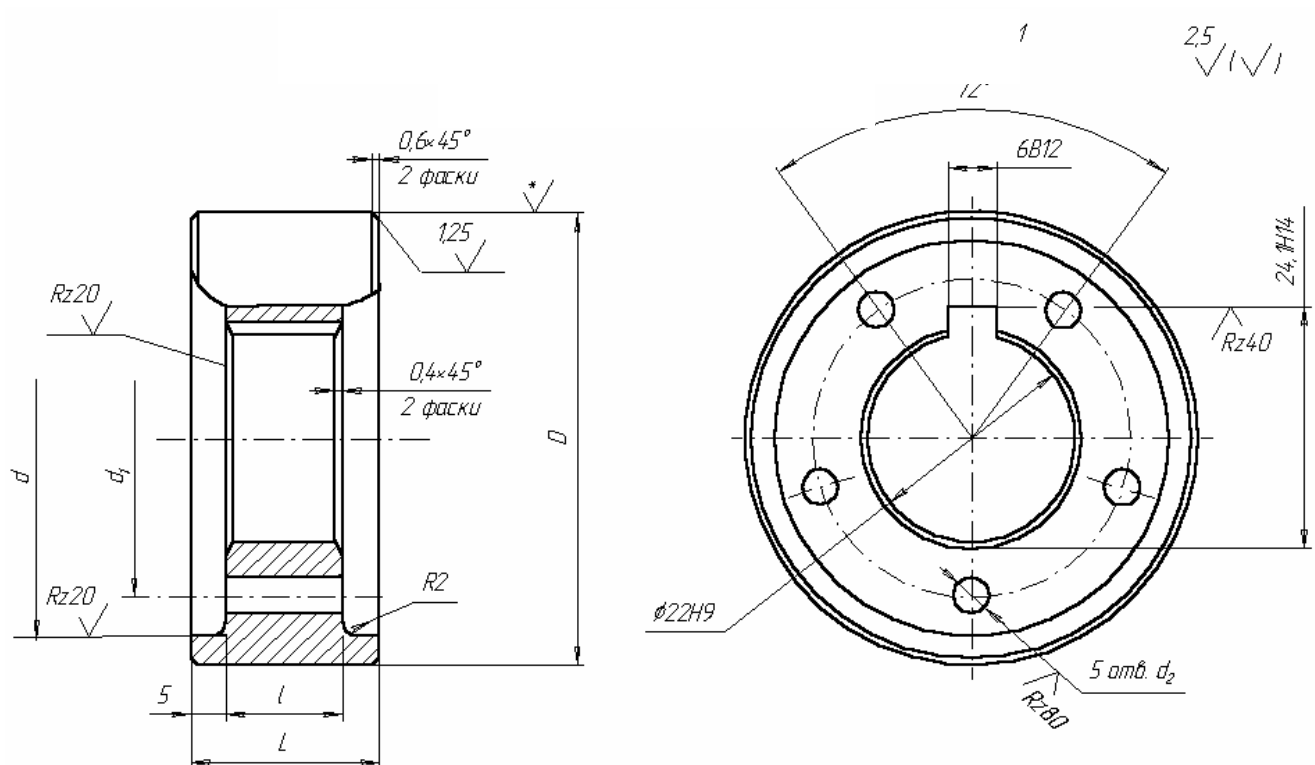
**Вставка к пробке для диаметров от 10,5 до 75 мм
(ГОСТ 14810-69, ГОСТ 14812-69, ГОСТ 14813-69)**



Номинальный диаметр D	Вставка проходная			Вставка непроходная			d	d ₂	c	R
	L	l	l ₁	L	l	l ₁				
10,5 ... 14	29	10	5	25	6	5	6	0,4	1	
15 ... 18	33	12	6	29	8	6	8		1,6	
19 ... 24	35		7	31		7	11		2	
25 ... 30	43	16	8	37	10	8	15			
31 ... 40	50	20	9	42	12	9	18	12	3	
40 ... 50	59	25	10	50	16	10	21	15	3	
52 ... 60	66	32		54	20	10		20		
62 ... 70				55	21		24	25		
70 ... 75	72			62	22					

* Смотреть ГОСТ 2015-84 на технические требования к калибрам.

Насадка к пробке для диаметров свыше 50 до 100 мм
(ГОСТ 14815-69, ГОСТ 14816-69)



Номинальный диаметр D	Насадка проходная		Насадка непроходная		d	d ₁	d ₂					
	L	l	L	l								
52 ... 55	32	22	22	12	36	—	—					
56 ... 60					40							
62 ... 65					45							
67 ... 70					48							
71 ... 75	36	26	26	16	52	47	10					
78 ... 80					55							
82 ... 85					60							
88 ... 90					65			50	12			
92 ... 95					70			52	15			
98 ... 100					75							

* Смотреть ГОСТ 2015-84 на технические требования к калибрам.

**Допуски калибров для контроля шлицевых
прямобоочных соединений (ГОСТ 7951–80)**

1. Допуски и отклонения d_K и D_K калибров-пробок для центрирующих диаметров, мкм

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуск центрирующих диаметров d и D втулки	d_K			D_K		
		Z_d	H_d	Y_d	Z_D	H_D	Y_D
Свыше 10 до 18	IT6	3,0	3	7,5	2,5	2,0	5,5
Свыше 18 до 30		3,5	4	9,5	3,0	2,5	7,0
Свыше 30 до 50		4,0	4	10,0	3,0	2,5	7,0
Свыше 50 до 80		4,5	5	12,0	3,5	3,0	8,0
Свыше 80 до 120		6,0	6	15,0	5,0	4,0	11,0
Свыше 120 до 180		7,0	8	19,0	5,5	5,0	13,0
Свыше 10 до 18	От IT7 до IT10	6,5	5	14,0	5,5	3,0	10,0
Свыше 18 до 30		7,0	6	16,0	6,0	4,0	12,0
Свыше 30 до 50		8,5	7	19,0	7,0	4,0	13,0
Свыше 50 до 80		9,0	8	21,	7,5	5,0	15,0
Свыше 80 до 120		11,0	10	26,0	9,0	6,0	18,0
Свыше 120 до 180		12,0	12	30,0	10,0	8,0	22,0

2. Допуски и отклонения b_K калибров-пробок при любых видах центрирования, мкм

Номинальная ширина паза b , мм	Допуск размера втулки	Z_b	H_b	Y_b
До 3	IT6	6	2,0	9,0
Свыше 3 до 6		8	2,5	12,0
Свыше 6 до 10		8	2,5	12,0
Свыше 10 до 18		10	3,0	14,5
До 3	От IT7 до IT10	8	3,0	12,5
Свыше 3 до 6		10	4,0	16,5
Свыше 6 до 10		12	4,0	18,0
Свыше 10 до 18		16	5,0	23,5

Продолжение приложения 12

3. Допуски и отклонения d_K и D_K калибров-колец для центрирующих диаметров, мкм

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуск центрирующих диаметров d и D вала	$Z_{1d}=Z_{1D}$	$H_{1d}=H_{1D}$	$Y_{1d}=Y_{1D}$
Свыше 10 до 18	IT6; IT7	5,5	3	10
Свыше 18 до 30		6,0	4	12
Свыше 30 до 50		7,0	4	13
Свыше 50 до 80		7,5	5	15
Свыше 80 до 120		9,0	6	18
Свыше 120 до 180		10,0	8	22
Свыше 10 до 18	От IT8 до IT10	6,5	5	14
Свыше 18 до 30		7,0	6	16
Свыше 30 до 50		8,5	7	19
Свыше 50 до 80		9,0	8	21
Свыше 80 до 120		11,0	10	26
Свыше 120 до 180		12,0	12	30

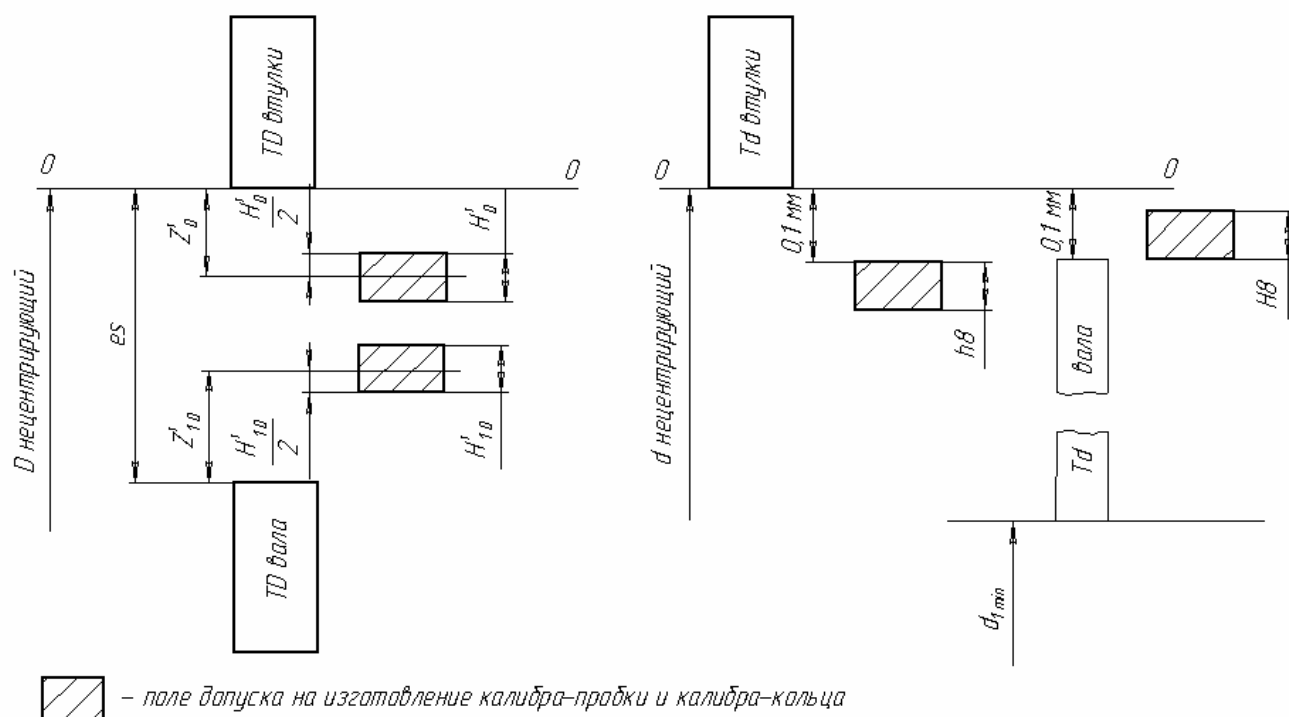
4. Допуски и отклонения b_K калибров-колец при любых видах центрирования, мкм

Номинальная толщина зуба b , мм	Допуск размера b вала	Z_{1b}	H_{1b}	Y_{1b}
До 3	IT6; IT7	8	3	12,5
Свыше 3 до 6		10	4	16,0
Свыше 6 до 10		12	4	18,0
Свыше 10 до 18		16	5	23,5
До 3	От IT8 до IT10	8	4	14,0
Свыше 3 до 6		10	5	17,5
Свыше 6 до 10		12	6	21,0
Свыше 10 до 18		16	8	28,0

5. Допуски и отклонения D_K калибров-пробок и калибров-колец для центрирующего диаметра, мкм

Номинальный диаметр D , мм	Калибр-пробка		Калибр-кольцо	
	Z'_D	H'_D	Z'_{ID}	H'_{ID}
Свыше 10 до 18	80	18	175	18
Свыше 18 до 30	80	21	180	21
Свыше 30 до 50	80	25	185	25
Свыше 50 до 80	85	30	200	30
Свыше 80 до 120	95	36	225	35
Свыше 120 до 180	115	40	265	40

6. Для центрирующего диаметра d_K поле допуска: калибров-пробок – $h8$ по ГОСТ 25346-89, калибров-колец – $H8$ по ГОСТ 25346-89. Поле допуска (калибра по d_K) откладывается от размера $d - 0,1$ (d – номинальный внутренний диаметр шлицевой детали)



Калибры для метрической резьбы. Допуски (ГОСТ 24997-81)

В приложении приводятся данные только для нерегулируемых рабочих резьбовых калибров колец и пробок. При проверке резьбы без сортировки на группы.

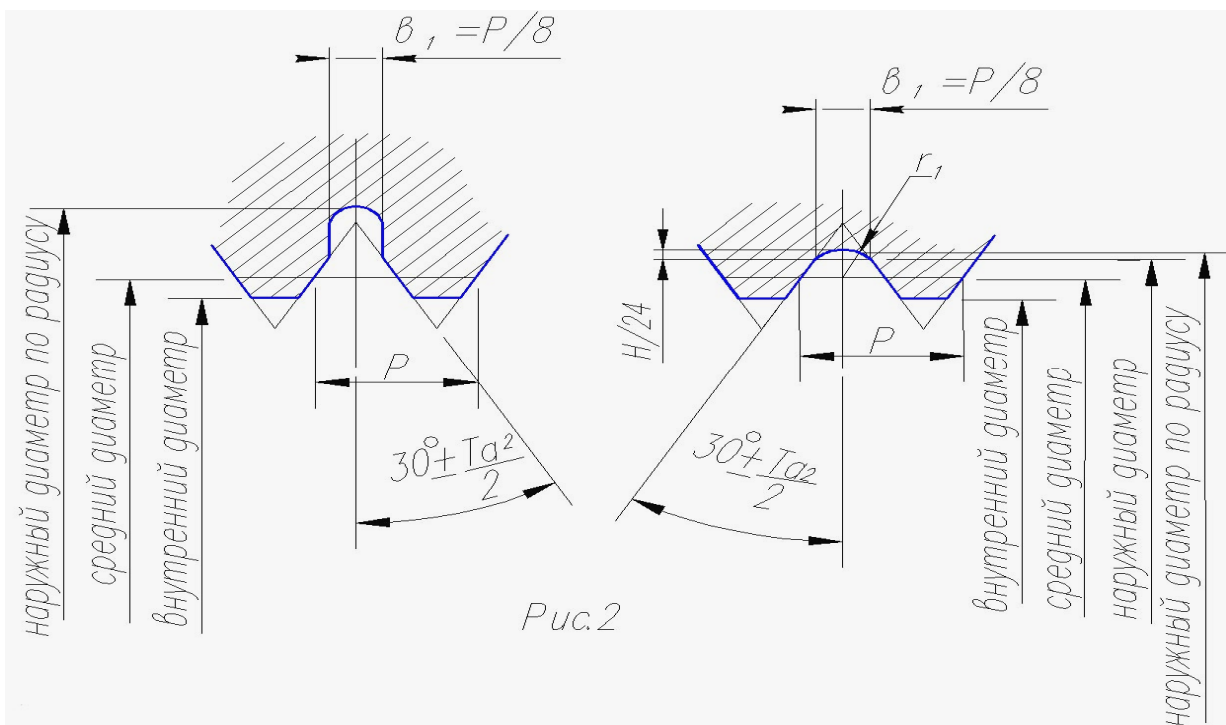
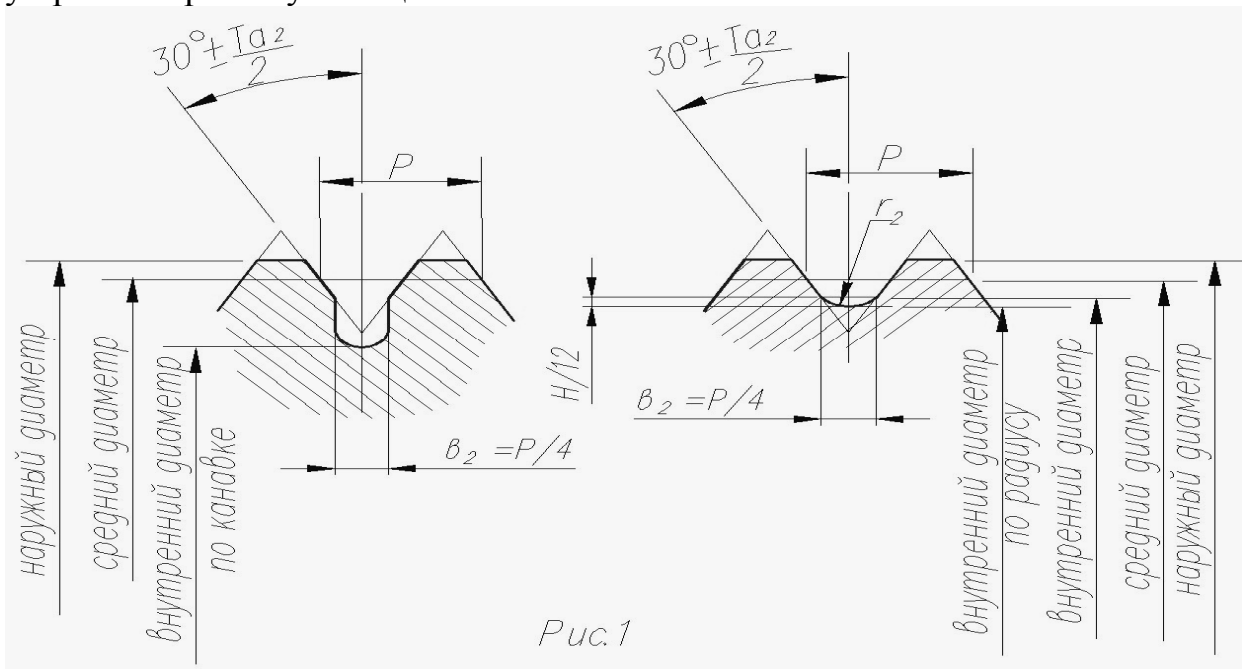
1. Обозначения:

- b_1 — ширина канавки резьбового калибра-кольца с полным профилем резьбы;
- b_2 — ширина канавки резьбового калибра-пробки с полным профилем резьбы;
- b_3 — ширина канавки резьбового калибра-пробки и кольца с укороченным профилем резьбы;
- d, d_1, d_2 — номинальные диаметры наружной резьбы — наружный, внутренний и средний;
- D, D_1, D_2 — номинальные диаметры внутренней резьбы — наружный, внутренний и средний;
- EI — нижнее отклонение диаметров внутренней резьбы;
- es — верхнее отклонение диаметров наружной резьбы;
- F_1 — расстояние между линией среднего диаметра и вершиной укороченного профиля резьбы;
- F_3 — высота укороченного профиля резьбы калибра;
- H — высота исходного треугольника (теоретическая высота профиля резьбы $\frac{P}{2} \operatorname{tg} \alpha = 0.866P$);
- N_k — среднее значение длины свинчивания N по ГОСТ 16093-81;
- P — шаг резьбы;
- r_1, r_2 — радиус закругления впадины профиля резьбового проходного и непроходного калибров-колец (r_1) и пробок (r_2);
- Td_1, Td_2 — допуски наружного и среднего диаметров наружной резьбы;
- TD_1, TD_2 — допуски внутреннего и среднего диаметров внутренней резьбы;
- T_P — допуск шага калибра;
- T_{PL} — допуск наружного и среднего диаметров резьбового проходного и непроходного калибров-пробок;
- T_R — допуск внутреннего и среднего диаметров резьбового проходного и непроходного калибров-колец;
- $T\alpha_1$ — допуск угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибра с полным профилем;
- $T\alpha_2$ — допуск угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибра с укороченным профилем;
- W_{G0} — величина среднедопустимого износа резьбовых проходных калибров-пробок и калибров-колец;
- W_{NG} — величина среднедопустимого износа резьбовых непроходных калибров-пробок и калибров-колец;
- Z_{PL} — расстояние от середины поля допуска T_{PL} резьбового проходного калибра-

пробки до проходного (нижнего) предела диаметра внутренней резьбы;
 Z_R — расстояние от середины поля допуска T_R резьбового проходного калибра-кольца до проходного (верхнего) предела диаметра наружной резьбы.

2. Профиль резьбы и длина рабочей части калибров.

Проходные калибры имеют полный профиль резьбы в соответствии с рис. 1 у пробок и рис. 2 у колец.



Продолжение приложения 13

Полный профиль резьбы калибра должен выполняться с канавками b_1 (калибр-кольцо) или b_2 (калибр-пробка) или с радиусами r_1 и r_2 соответственно. Радиусы должны сопрягаться по касательной с боковыми сторонами профиля резьбы.

Форма канавок — произвольная. Размеры b_1 , b_2 , r_1 и r_2 , относящиеся к номинальному профилю резьбы, являются исходными для проектирования резьбообразующего инструмента и должны соответствовать значениям, указанным в табл. 1, в мм.

Таблица 1

P	$b_1 = \frac{P}{8}$	$r_1 = 0.072P = \frac{H}{12}$	$b_2 = \frac{P}{4}$	$r_2 = 0.144P = \frac{H}{6}$	$\frac{H}{24}$
	не более	не более	не более	не более	
1.00	0.12	0.072	0.25	0.140	0.036
1.25	0.15	0.090	0.31	0.180	0.045
1.50	0.19	0.108	0.37	0.210	0.054
1.75	0.22	0.126	0.44	0.250	0.063
2.00	0.25	0.144	0.50	0.290	0.072
2.50	0.32	0.180	0.61	0.360	0.090
3.00	0.40	0.217	0.75	0.430	0.108
3.50	0.48	0.253	0.88	0.500	0.126
4.00	0.50	0.288	1.00	0.580	0.144

Непроходные калибры имеют укороченный профиль резьбы в соответствии с рис. 3 у пробок и рис. 4 у колец.

Укороченный профиль резьбы калибра должен выполняться с канавкой b_3 и размерами F_1 и F_3 , указанными в табл. 2, или радиусом r_1 (калибр-кольцо) и r_2 (калибр-пробка), соответственно указанным в табл. 1.

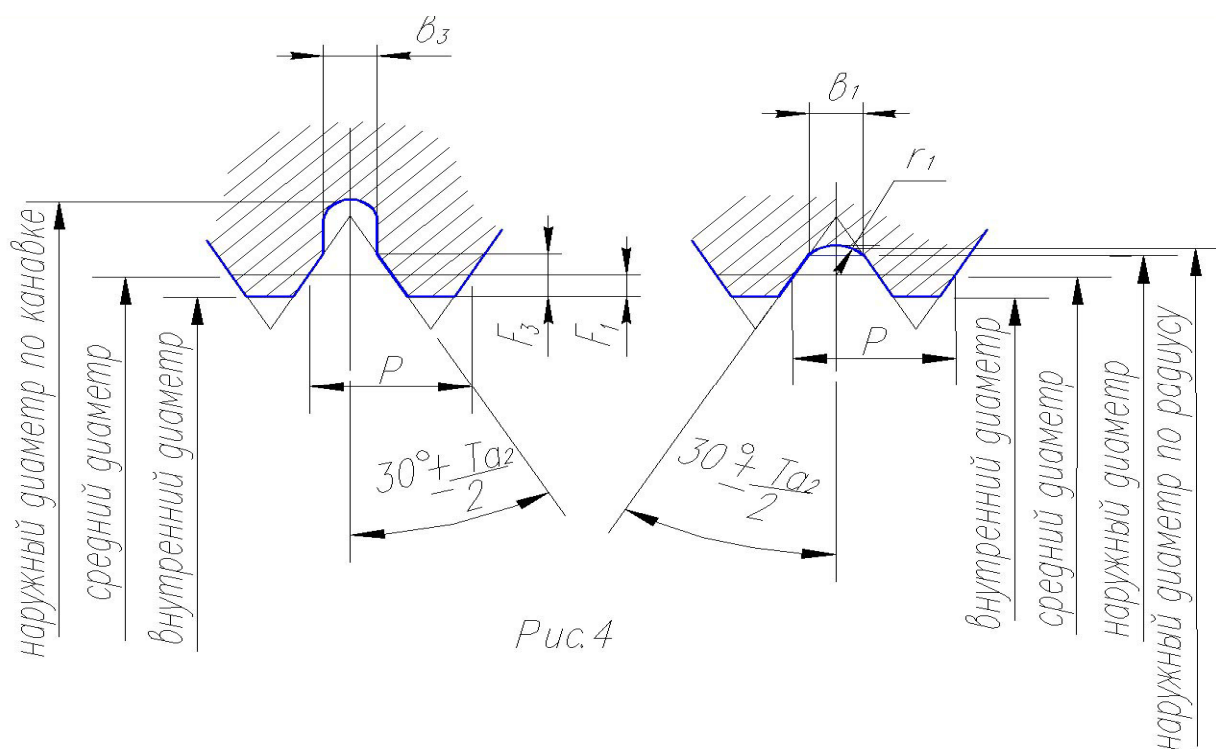
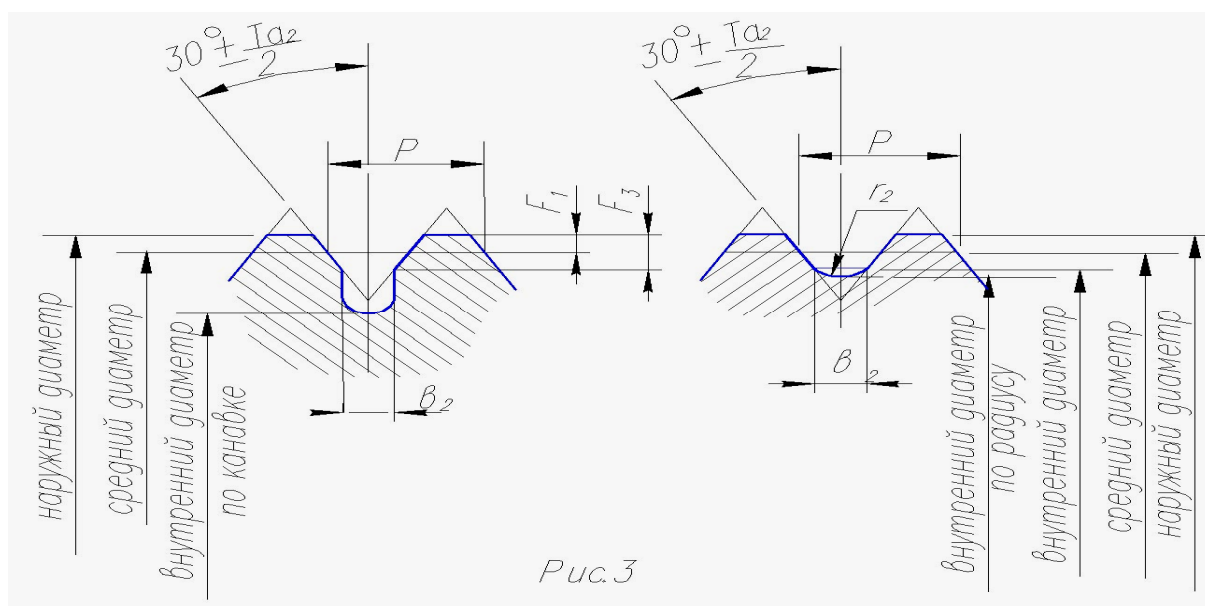
Таблица 2

D	$F_1 = 0.1P$	b_3		F_3
		Номинальный размер	Предельное отклонение	
1.00	0.100	0.27	± 0.03	От 0.20 до 0.40
1.25	0.125	0.30	± 0.04	От 0.25 до 0.50
1.50	0.150	0.40	± 0.04	От 0.30 до 0.55
1.75	0.175	0.45	± 0.05	От 0.40 до 0.65
2.00	0.200	0.50	± 0.05	От 0.45 до 0.75
2.50	0.250	0.80	± 0.05	От 0.50 до 0.80
3.00	0.300	1.00	± 0.08	От 0.50 до 0.90
3.50	0.350	1.10	± 0.08	От 0.65 до 1.10
4.00	0.400	1.30	± 0.10	От 0.75 до 1.25

Примечание. Канавки b_3 обязательны для шага $P \geq 1.25$ мм.

Продолжение приложения 13

Длина резьбы рабочей части резьбовых калибров не должна быть менее величин, указанных в табл. 3.



Продолжение приложения 13

Таблица 3

Вид калибра	Длина резьбы рабочей части калибра, мм
Калибры-кольца и пробки ПР	$0.8 N_k$
Калибры-кольца и пробки НЕ	3 P

Примечание. Проходные калибры с длиной резьбы рабочей части по табл. 3 должны применяться для контроля резьбы по ГОСТ 16093–81 с длиной свинчивания N. Для других длин свинчивания длина резьбы рабочей части проходных калибров должна составлять не менее 0.8 длины свинчивания резьбы.

3. Допуски резьбовых калибров.

Расположение полей допусков среднего диаметра калибров для контроля наружной резьбы по ГОСТ 16093–81 должно соответствовать указанному на рис. 35, внутренней резьбы — на рис. 32.

Допуски и величины, определяющие положение допусков и предел износа резьбовых калибров, должны соответствовать указанным в табл. 4, в мкм.

Таблица 4

Допуск Среднего Диаметра T_{d_2}, TD_2	T_R	T_{PL}	Z_R	Z_{PL}	W_{GO}		W_{NG}	
					Калибр		Калибр	
					Кольцо	Пробка	Кольцо	Пробка
Св. 24 до 50	8	6	–4	0	10.0	8.0	7.0	6.0
Св. 50 до 80	10	7	–2	2	12.0	9.5	9.0	7.5
Св. 80 до 125	14	9	2	6	16.0	12.5	12.0	9.5
Св. 125 до 200	18	11	8	12	21.0	17.5	15.0	11.5
Св. 200 до 315	23	14	12	16	25.5	21.0	19.5	15.0
Св. 315 до 500	30	18	20	24	33.0	27.0	25.0	19.0
Св. 500 до 710	38	22	28	32	41.0	33.0	31.0	23.0
Св. 710 до 900	48	28	38	42	50.0	40.0	38.0	28.0

Примечание. С целью ограничения числа проходных калибров для одного и того же размера резьбы с одинаковым основным отклонением среднего диаметра рекомендуется изготавливать их для резьбы 4 и 5-й степеней точности по 4-й степени точности; 6, 7 и 8-й степеней точности — по 6-й степени точности; 9 и 10-й степеней точности — по 9-й степени точности.

Предельные отклонения угла наклона боковой стороны профиля резьбы калибров должны соответствовать $\pm \frac{T\alpha_1}{2}$ или $\pm \frac{T\alpha_2}{2}$ (см. рис. 1–4).

Значение $\frac{T\alpha_1}{2}$ и $\frac{T\alpha_2}{2}$ для резьбы 3–10 степеней точности приведены в табл. 5.

Продолжение приложения 13

Таблица 5

P, мм	0.80	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00
$\frac{T_{\alpha_1}}{2}$	16	15	13	12	11	10	10	9	9	8
$\frac{T_{\alpha_2}}{2}$	16	16	16	16	16	14	14	13	12	11

Допуск шага резьбы калибров T_p для резьб 3–10-й степеней точности должен соответствовать указанному в табл. 6, в мкм.

Таблица 6

Длина резьбы рабочей части калибров, мм	До 12	Св. 12 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80
T_p	4	5	6	7

Примечания: 1. Значение T_p относится к расстоянию между любыми витками резьбы калибра. Действительное отклонение может быть со знаком «минус» или «плюс».

4. Расчёт калибров

Таблица 7

Вид калибров	Диаметр	Номинал	Предельные отклонения
Калибр-кольцо ПР	Наружный	$d + es_d + T_R + \frac{H}{12}$ по канавке или радиусу, не менее	—
	Средний (новый)	$d_2 + es_{d_2} - Z_R$	$\pm \frac{T_R}{2}$
	Предел износа	$d_2 + es_{d_2} - Z_R + W_{G0}$	—
	Внутренний	$d_1 + es_{d_1}$	$\pm \frac{T_R}{2}$
Калибр-кольцо НЕ	Наружный	$d + es_d + T_R + \frac{H}{12}$ по канавке или радиусу, не менее	—
	Средний (новый)	$d_2 + ei_{d_2} - \frac{T_R}{2}$	$\pm \frac{T_R}{2}$
	Предел износа	$d_2 + ei_{d_2} - \frac{T_R}{2} + W_{NG}$	—
	Внутренний	$d_2 + ei_{d_2} - 2F_1 - \frac{T_R}{2}$	$\pm T_R$
Калибр-пробка ПР	Наружный	$D + EI_D + Z_{PL}$	$\pm T_{PL}$
	Средний (новый)	$D_2 + EI_{D_2} + Z_{PL}$	$\pm \frac{T_{PL}}{2}$
	Предел износа	$D_2 + EI_{D_2} + Z_{PL} - W_{G0}$	—
	Внутренний	$D_1 + EI_{D_1} - \frac{H}{6}$ по канавке или радиусу, не более	—
Калибр-пробка НЕ	Наружный	$D_2 + ES_{D_2} + 2F_1 + \frac{T_{PL}}{2}$	$\pm T_{PL}$
	Средний (новый)	$D_2 + ES_{D_2} + \frac{T_{PL}}{2}$	$\pm \frac{T_{PL}}{2}$
	Предел износа	$D_2 + ES_{D_2} + \frac{T_{PL}}{2} - W_{NG}$	—
	Внутренний	$D_1 + EI_{D_1} - \frac{H}{6}$	—

Примечание. При расчёте исполнительных размеров калибров-пробок следует определять наибольший предельный размер, для калибров-колец — наименьший предельный размер диаметров.