

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ КАДРОВОЙ ПОЛИТИКИ
И ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
СТАВРОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Технический сервис
стандартизация и метрология»

А.Т. Лебедев, Н.П. Доронина

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовой работе по метрологии, стандартизации
и сертификации для студентов факультета
механизации сельского хозяйства
очного и заочного обучения**

СТАВРОПОЛЬ - 2012

Одобрено методической комиссией Ставропольского государственного аграрного университета в качестве методических указаний к выполнению курсовых и дипломных проектов для студентов факультета механизации по специальностям 311300, 311900, 230100, 030500.01.

Протокол

Компьютерный набор и верстка выполнена М.А. Кобозевым.

Методические указания переработаны доцентом Лебедевым А. Т., ассистентом Дорониной Н.П.

ВВЕДЕНИЕ

Основной задачей инженера является создание новых и эксплуатация существующих машин и приборов, подготовка чертежей и другой технической документации, обеспечивающей высокий технический уровень, качество, необходимую технологичность изделий, их конкурентоспособность на мировом рынке. Решение этой задачи в значительной степени связано с выбором необходимой точности изготовления изделий, в том числе допусков на размеры. Работа инженера в этом направлении упорядочивается и облегчается благодаря применению допусков и посадок ЕСДП.

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» (МСС) завершает цикл общеинженерных дисциплин. Связующим звеном этих трёх дисциплин является стандартизованная «Единая система допусков и посадок» (ЕСДП). Она является фундаментом современного поточного производства тракторов, автомобилей, комбайнов и другой сельскохозяйственной техники. Кроме того, ЕСДП завершает дисциплину «Машиностроительное черчение».

МСС обеспечивает качество продукции на всех этапах её создания. Она гарантирует:

- высокое качество на этапе конструирования машин;
- высокое качество технологической документации закладкой необходимого метрологического инструмента;
- объективную оценку качества изготовленной продукции;
- обеспечение возможности проведения ремонта машин.

Все эти вопросы изучаются в курсе МСС, а курсовая работа является неотъемлемой частью этого курса.

Предлагаемые методические указания к выполнению этой курсовой работы составлены в соответствии с учебной программой курса по специальности 311300 «Механизация сельского хозяйства», 311900 «Технология обслуживания и ремонта машин в агропромышленном комплексе», агроинженерия-030500.01 «Профессиональное обучение», 230100 «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования в АПК»

Цели и задачи курсовой работы

Целью настоящей курсовой работы является закрепление знаний по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация», а также приобретение навыков по пользованию таблицами допусков и посадок; расчёту и выбору посадок; определению отклонений формы и расположения поверхностей деталей машин; расчёту размерных цепей; выбору оптимальных универсальных средств измерений; оценки качества машиностроительных изделий.

Курсовая работа состоит из задач, охватывающих все основные разделы курса и разбитых на несколько разделов.

Раздел 1. Стандартизация

Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений. Задача 1.
Расчёт и назначение посадок. Задача 2.

Расчёт и выбор посадок колец подшипников качения. Задача 3.

Допуски соединений сложной формы. Задача 4.

Размерные цепи. Задача 5.

Определение уровня стандартизации. Задача 6.

Раздел 2. Метрология

Выбор универсального мерительного инструмента. Задача 7.

Раздел 3. Квалиметрия

Оценка качества машин на стадии проектирования. Задача 8.

Раздел 4. Оформление машиностроительных чертежей

Разработка машиностроительных чертежей простановка на них допусков и посадок. Задача 9.

Курсовую работу следует выполнять в виде расчётно-пояснительной записки с приложением чертежей и схем расположения полей допусков на листах формата А4 в соответствии с требованиями ЕСКД к текстовым документам.

Текст писать на одной стороне листа. Все таблицы, чертежи и схемы должны иметь наименование и нумерацию. Расчётно-пояснительная записка должна быть сброшюрована в обложку с надписью, выполненной в соответствии с ГОСТ 2105-78.

Раздел 1. СТАНДАРТИЗАЦИЯ

Допуски и посадки гладких цилиндрических соединений

Задача 1.1. Определение по заданной посадке основных параметров гладкого цилиндрического соединения. Построение схем полей допусков заданных посадок.

Для решения этой задачи необходимо внимательно изучить соответствующие разделы курса изложенные в гл. 6,7 и 10 [7] и п.п. 8.1, 8.2, 8.3,8.4 [10] и гл. 1 [3]

Даны по заданию соединения: А $\varnothing 40$ H7/f7; Б $\varnothing 40$ K8/h7; В $\varnothing 40$ H8/u8.

Пример для соединения А $\varnothing 40$ H7/f7

Решение

1. Соединение осуществляется в системе отверстия, посадка с зазором.

ОТВЕРСТИЕ

Верхнее предельное отклонение $ES = +25$ мкм;

Нижнее предельное отклонение $EI = 0$;

Обозначение отверстия $\varnothing 40$ H7^(+0,025) мм.

ВАЛ

Верхнее предельное отклонение $es = -25$ мкм;

Нижнее предельное отклонение $ei = -50$ мкм;

Обозначение вала $\varnothing 40$ f7^(-0,050 / -0,025) мм

2. Определяем предельные размеры отверстия и вала:

ОТВЕРСТИЕ

Наибольший предельный размер

$$D_{\max} = D_{\text{ном}} + ES \quad (1.1)$$

$$D_{\max} = 40 + 0,025 = 40,025 \text{ мм};$$

Наименьший предельный размер

$$D_{\min} = D_{\text{ном}} + EI \quad (1.2)$$

$$D_{\min} = 40 + 0 = 40 \text{ мм};$$

ВАЛ

Наибольший предельный размер

$$d_{\max} = d_{\text{ном}} + es \quad (1.3)$$

$$d_{\max} = 40 - 0,025 = 39,975 \text{ мм};$$

Наименьший предельный размер

$$d_{\min} = d_{\text{ном}} + ei \quad (1.4)$$

$$d_{\min} = 40 - 0,050 = 39,950 \text{ мм};$$

3. Определяем допуски размеров деталей:

ОТВЕРСТИЕ

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} \quad (1.5)$$

$$T_D = 40,25 - 40 = 0,025 \text{ мм} = 25 \text{ мкм};$$

Или: $T_D = ES - EI$;

$$T_D = 25 - 0 = 25 \text{ мкм}; \quad (1.6)$$

ВАЛ

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} \quad (1.7)$$

$$T_d = 39,975 - 38,950 = 0,025 \text{ мм} = 75 \text{ мкм};$$

$$\text{Или: } T_d = es - ei \quad (1.8)$$

$$T_d = -25 - (-50) = 25 \text{ мкм};$$

4. Определяем предельные значения зазоров и допуски посадок:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} \quad (1.9)$$

$$S_{\max} = 40,025 - 39,950 = 0,075 \text{ мм} = 75 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (1.10)$$

$$S_{\min} = 40 - 39,975 = 0,025 \text{ мм} = 25 \text{ мкм};$$

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} \quad (1.11)$$

$$T_s = 75 - 25 = 50 \text{ мм};$$

$$\text{Или: } T_s = T_D + T_d \quad (1.12)$$

$$T_s = 25 + 25 = 50 \text{ мм};$$

5. Вычерчиваем схему полей допусков на рис. 1.1

Задача 1.2. Расчёт и выбор параметров отклонения формы

Исходные данные для расчета: данные и результаты расчетов задачи 1 (А, Б, В).

Порядок расчёта

Вариант 1.

1. По таблице 1.94 [3] «Методы обработки, обеспечивающие получение различных квалитетов при средней экономической точности» в зависимости от квалитета выбирают метод обработки вала и отверстия.

2. По таблице 2.21 [3] «Примеры назначения допусков формы цилиндрических поверхностей» в зависимости от выбранного способа обработки и назначения поверхностей выбирают степень точности поверхностей.

3. По таблице 2.18 [3] «допуски цилиндричности, круглости» назначают допуск цилиндричности в зависимости от принятой степени точности.

Пример

Дано: данные и результаты расчётов задачи 1А.

1. По табл. 1.94 [3] для вала в 7-м квалитете выбираем вид обработки – ЧИСТОВОЕ ШЛИФОВАНИЕ.

2. По табл. 2.21 [3] для вала при чистовом шлифовании выбираем степень точности – VI.

3. По табл. 2.18 [3] для диаметра 40 и степени точности VI допуск цилиндричности будет – 6 мкм или 0,006 мм.

Вариант 2.

1. По табл. 2.19 [3] «Относительная геометрическая точность формы цилиндрических поверхностей» назначают относительную геометрическую точность.

2. По табл. 2.2 [3] «Степень точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от IT » назначают степень точности формы в зависимости от принятой точности.

3. Пункт 3 варианта 1.

Пример

1. По табл. 2.19 [3] принимаем степень точности «А».

2. По табл. 2.23 [3] для 7 качества точности, размера и степени точности отклонения формы «А» принимаем 6-ю степень точности отклонения формы.

3. Такой же, как и в варианте 1 пункт 3.

Вариант 3.

1. Выполняют пункты 1 варианта 2.

2. Используя рекомендуемые соотношения между допуском размера и допуском формы табл. 2.19 [3] определяют расчётное значение допуска отклонения формы:

для нормальной точности «А» $T_{\phi} = 0,30 T_r$;

для повышенной точности «В» $T_{\phi} = 0,20 T_r$;

для высокой точности «С» $T_{\phi} = 0,12 T_r$.

3. Расчётное значение допуска формы округляют до ближайшего стандартного значения, пользуясь табл. 2.18 [3] .

Пример

1. Такой же, как в варианте 2 пункт 1, т.е. относительная степень геометрической точности «А».

2. Допуск формы расчётный

$$T_{\phi} = 0,3 T_r;$$

$$T_{\phi} = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ мкм};$$

3. По табл. 2.18 [3] принимаем стандартное значение допуска $T_{\phi} = 6 \text{ мкм}$;
Для отверстия варианта «А», а также для вариантов «Б» и «В» расчёты выполняем аналогичным образом, результаты заносим в табл. 2.

Задача 1.3. Расчёт и выбор параметров шероховатости

Исходные данные для расчёта: данные и результаты расчётов задачи 1.

Вариант 1.

1. По табл. 2.67 [3] «Минимальные требования к шероховатости в зависимости от допуска размера формы», задавшись допуском формы в процентах к допуску размера (см. зад.1б) и, зная качество исполнения размера, определяют R_a .

Пример

Дано: данные задачи 1 А.

1. По табл. 2.67 для диаметра 40 мм и качества 7 и степени точности «А» имеем $Ra = 1,6$ мкм.

Вариант 2.

1. Используя рекомендуемые соотношения между допуском размера и параметром шероховатости Ra [3, стр.362.7 изд.] определяем параметр шероховатости:

для нормальной степени точности «А» $Ra = 0,050 T_p$

для повышенной степени точности «В» $Ra = 0,025 T_p$

для высокой степени точности «С» $Ra = 0,012 T_p$

2. Расчётное задание параметра шероховатости Ra округляем до ближайшего стандартного значения, пользуясь табл. 2.62 [3].

Пример

1. Для вала $Ra = 0,05 T_d$ (1.14)

$Ra = 0,05 \cdot 25 = 1,25$ мкм;

По табл.2.63 [3] принимаем стандартное значение $Ra = 1,25$ мкм.

Задача 1.4. Расчёт и выбор параметров взаимного расположения поверхностей

По исходным данным рассчитать и выбрать стандартный допуск на соосность ступеней вала.

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные [9] стр. 178...182, [7] стр. 102...109, [3] стр. 358, 406..446.

Порядок расчёта

1. Определяется S_{min} в правой и левой части вала (в курсовой работе диаметры и посадки берутся из условий задачи 1А).

2. Определяют допуски соосности вала и отверстия по формулам

$$T_{CD} = 0,6(K_1 \cdot S_{1min} + K_2 \cdot S_{2min}) \quad (1.15)$$

$$T_{cd} = 0,4(K_1 \cdot S_{1min} + K_2 \cdot S_{2min}) \quad (1.16)$$

где T_1, T_2 – соответственно допуск на отверстия и допуск на ступени вала;

S_{1min}, S_{2min} – соответственно минимальные зазоры в ступенях вала;

K_1, K_2 – коэффициенты использования зазоров для ступеней, принимают для подвижного соединения в пределах 0,4...0,8.

3. По табл. 2.40 [3] принимают ближайшие стандартные значения допуска соосности, а по табл. 2.41 [3] назначают приемлемый вид обработки.

Таблица 1.1

Основные параметры элементов цилиндрических соединений

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Шифры задач		
			А	Б	В
Обозначение посадки	–	–	$\varnothing 40 \frac{H7}{f7}$	$\varnothing 40 \frac{K8}{h7}$	$\varnothing 40 \frac{H8}{u8}$
Система	–	–	Отверстия	Вала	Отверстия
Вид посадки	–	–	С зазором	Переходная	С натягом

Пр. отклонения отверстия	ES	мкм	+25	+12	+29
	EI	мкм	0	-27	0
Пр. отклонения вала	es	мкм	-25	0	+99
	ei	мкм	-50	-25	+60
Обозначение отверстия	–	мм	$\varnothing 40H7^{(+0,025)}$	$\varnothing 40K8^{(+0,012}_{-0,027})$	$\varnothing 40H8^{(+0,039)}$
Обозначение вала	–	мм	$\varnothing 40f7^{(-0,025}_{-0,050})$	$\varnothing 40h7^{(-0,025)}$	$\varnothing 40u8^{(+0,099}_{+0,060})$
Пред. размеры отверстия	D_{max}	мм	40,025	40,012	40,039
	D_{min}	мм	40,000	39,973	40,000
Пред. размеры вала	d_{max}	мм	39,975	40,000	40,099
	d_{min}	мм	39,950	39,975	40,060
Допуски размеров отверстия	T_D	мкм	25	39	39
Допуски размеров вала	T_d	мкм	25	25	39
Предельные зазоры	S_{max}	мкм	75	37	–
	S_{min}	мкм	25	–	–
Предельные натяги	N_{max}	мкм	–	27	99
	N_{min}	мкм	–	–	21
Допуски посадки	$T_{пос}$	мкм	50	64	78
Допуск формы отверстия	$T_{фD}$	мкм	6,0	10,0	10,0
Допуск формы вала	$T_{фd}$	мкм	6,0	6,0	10,0
Шероховатость поверхности отверстия	Ra_D	мкм	1,25	1,60	1,60
Шероховатость поверхности вала	Ra_d	мкм	1,25	1,25	1,60

Пример

Исходные данные:

Номинальный диаметр правой и левой цапфы (данные задачи 1А)
 $\varnothing 40H7/f7$

Решение

1. Из решения задачи 1А получаем минимальное значение зазора в обоих подшипниках – $S_{min} = 25$ мкм;

2. Определяем допуск соосности

$$\text{Для отверстий втулок } S_{CD} = 0,6(K_1 \cdot S_{1min} + K_2 \cdot S_{2min}) \quad (1.17)$$

принимаем $K_1 = K_2 = 0,6$

$$S_{CD} = 0,6(0,6 \cdot 25 + 0,6 \cdot 25) = 18 \text{ мкм,}$$

$$\text{Для цапф вала } S_{cd} = 0,4(K_1 \cdot S_{1min} + K_2 \cdot S_{2min}) \quad (1.18)$$

$$S_{cd} = 0,4(0,6 \cdot 25 + 0,6 \cdot 25) = 12 \text{ мкм.}$$

3. По табл. 2.40 [3] принимаем для втулок корпуса $T_{CD} = 20$ мкм и 6-ю степень точности, для вала $T_{cd} = 12$ мкм и 5-ю степень точности.

По табл. 2.41 [3] принимаем для цапф вала вид обработки – шлифование, а для отверстий корпуса и крышки – растачивание с одной установки.

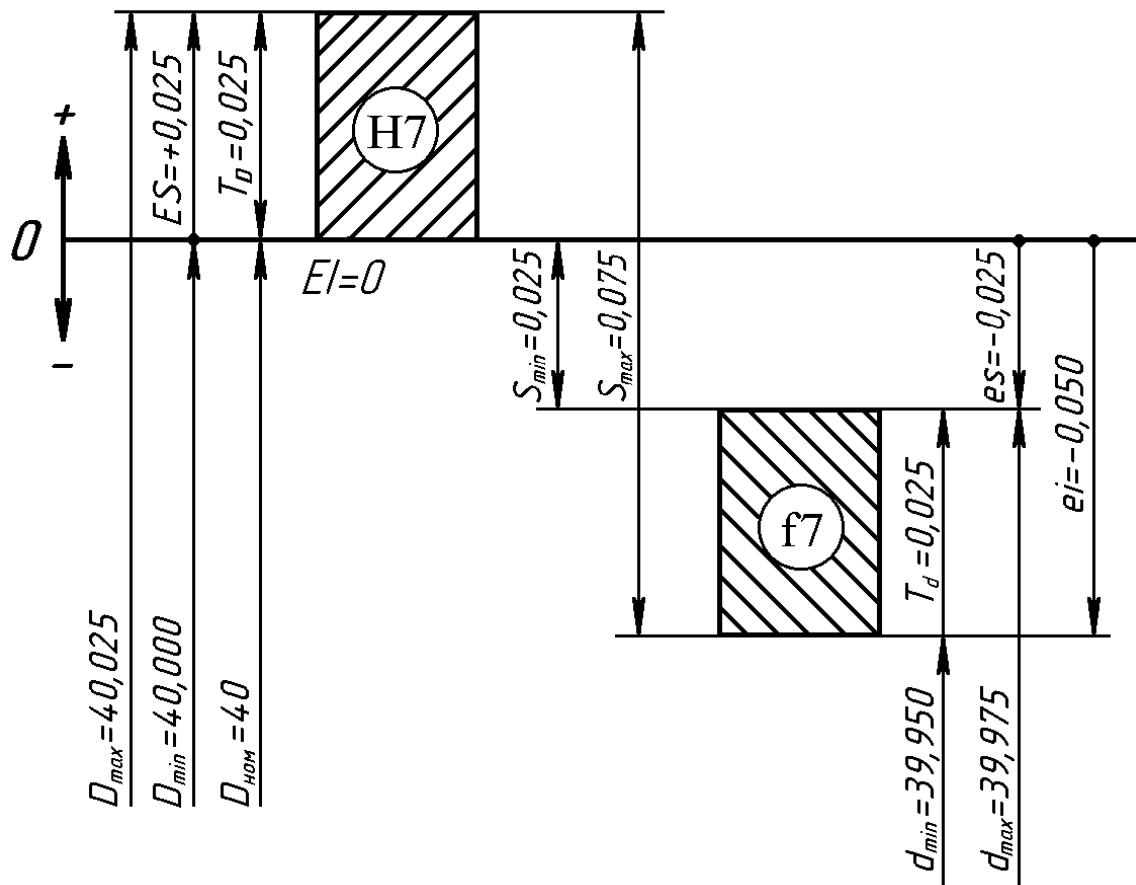


Рис. 1.1. Схема расположения полей допусков

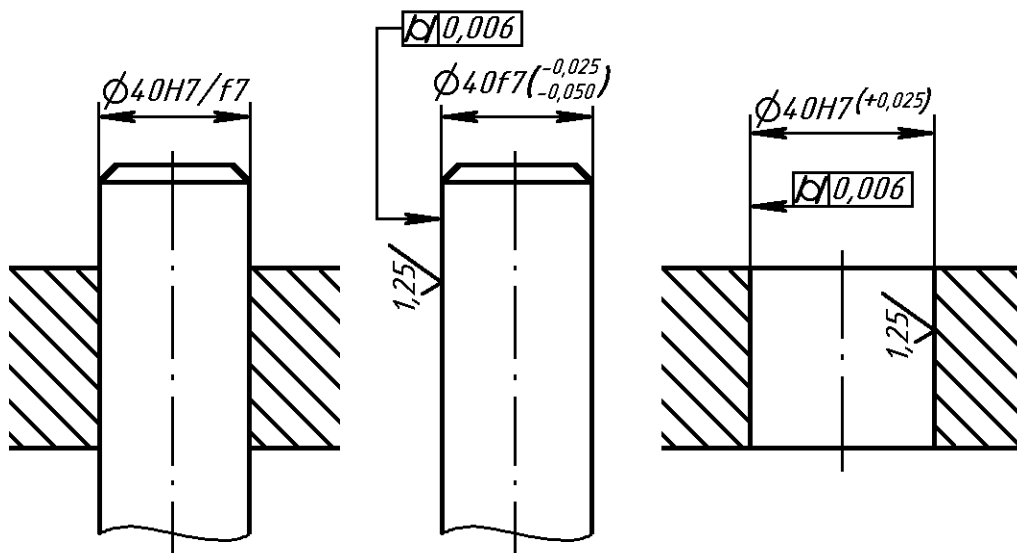


Рис. 1.2. Чертежи соединения и его детали

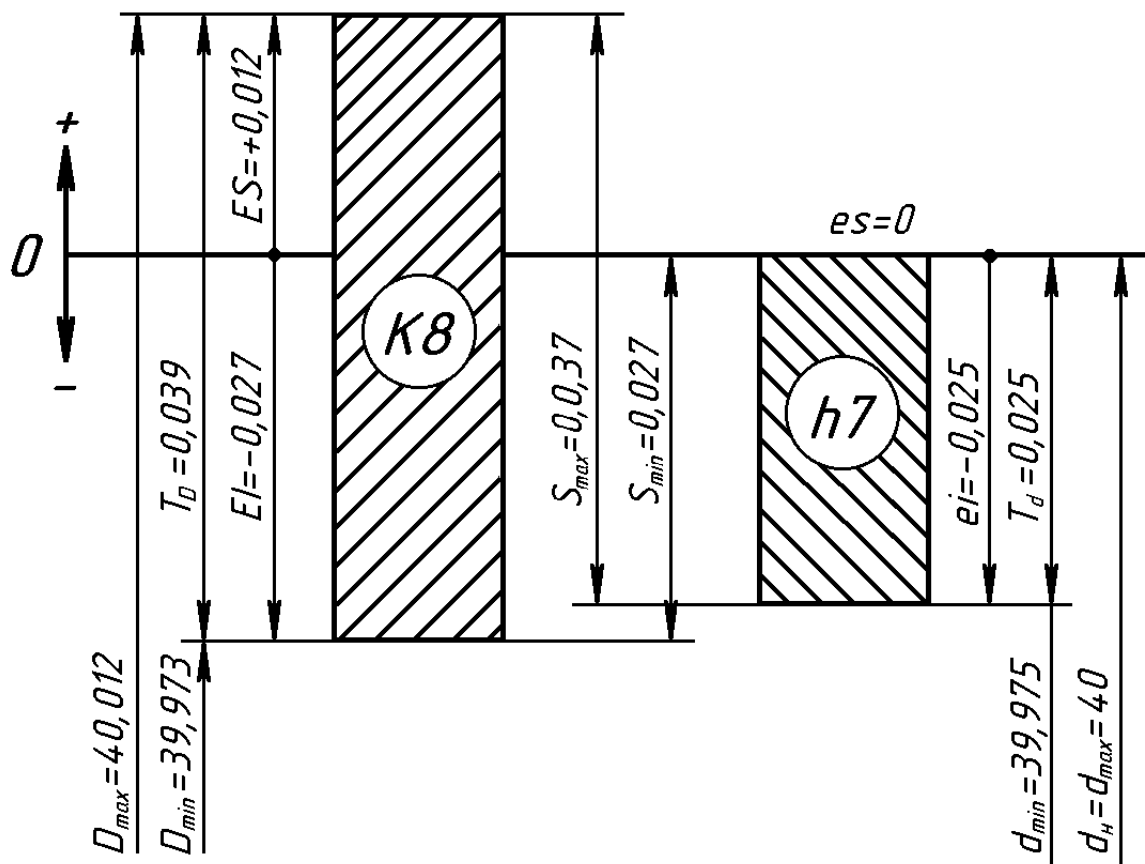


Рис. 1.3. Схема расположения полей допусков

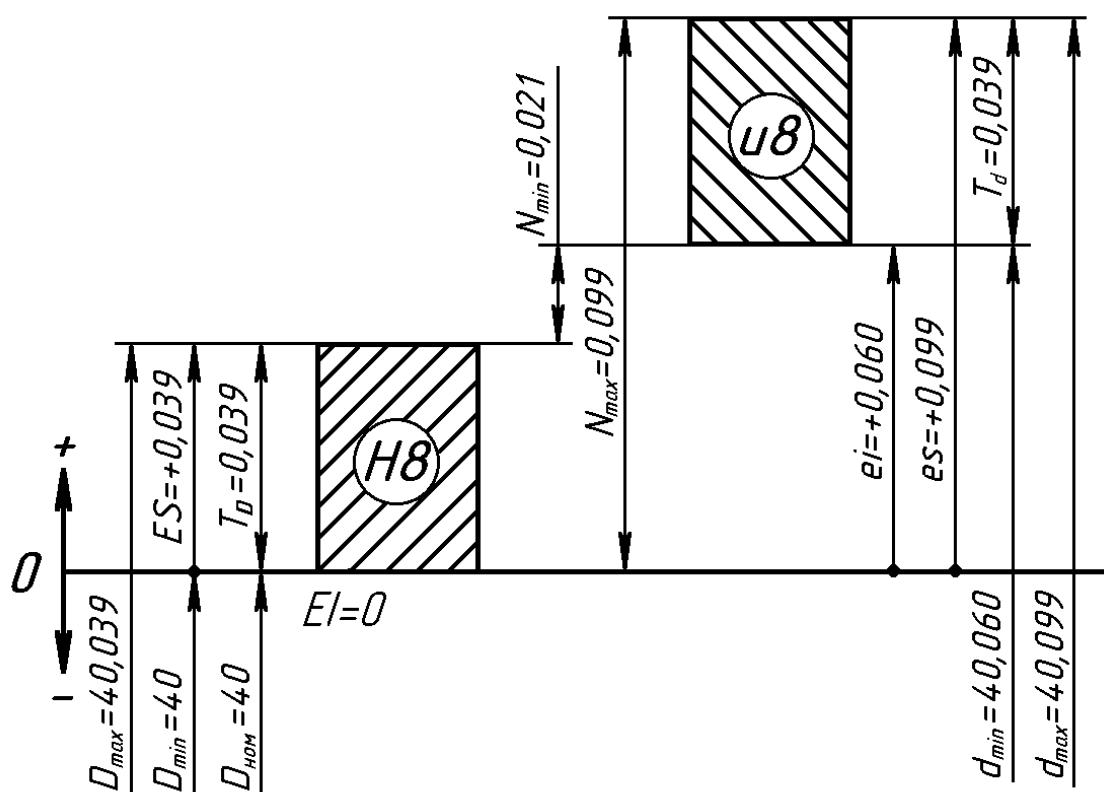


Рис. 1.4. Схема расположения полей допусков

Задача 2. Расчёт и назначение посадок

По исходным данным рассчитать и выбрать стандартную посадку для соединения с зазором или с натягом.

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. 2 [7] и гл. 9, п.9.3 [10].

Задача 2.1. Расчёт и выбор посадки с зазором

Исходные данные для расчёта:

Номинальный диаметр соединения	$d = 0,025 \text{ м};$
Длина соединения	$l = 0,050 \text{ м};$
Частота вращения вала	$n = 1000 \text{ мин}^{-1};$
Или угловая скорость вала	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 100 \text{ с}^{-1};$
Абсолютная вязкость масла	$\eta = 0,02 \text{ Н}\cdot\text{с/м};$
Удельное давление на опору	$p = 0,78 \text{ МПа};$
Шероховатость поверхностей:	
отверстия	$R_{ZD} = 3,2 \text{ мкм};$
вала	$R_{Zd} = 1,6 \text{ мкм}.$

Порядок расчёта

1. Определить значение наивыгоднейшего зазора по формуле

$$S_{\text{наив}} = 1,44 \cdot d \sqrt{\omega \cdot \frac{\eta}{\rho} \cdot \frac{l}{d+1}}, \quad (2.1)$$

где угловая скорость определяется по формуле $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ (2.2)

2. Определить величину расчётного наивыгоднейшего зазора с учётом величины износа поверхности отверстия и вала в период приработки (принимая 0,7 от R_z отверстия и вала)

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наив}} - 1,4(R_{ZD} + R_{Zd}) \quad (2.3)$$

3. Пользуясь таблицей 1.47 [3] или приложением VIII [7] – выбрать стандартную посадку по ГОСТ 25347-82 так, чтобы было выдержано условие

$$S_{\text{ср}}^{\text{ГОСТ}} < S_{\text{расч}}$$

ПРИМЕЧАНИЕ: среднее значение зазора определяют по формуле

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{max}}^{\text{ГОСТ}} + S_{\text{min}}^{\text{ГОСТ}}}{2} \quad (2.4)$$

где $S_{\text{max}}^{\text{ГОСТ}}$ и $S_{\text{min}}^{\text{ГОСТ}}$ – максимальное и минимальное табличные значения зазоров для выбранной посадки, мкм.

Если при расчёте получены жёсткие квалитеты или посадки, не обеспечивающие гидродинамической смазки, допускается изменять значения параметра шероховатости R_z для поверхностей отверстия и вала, согласовывая это с преподавателем, ведущим курсовую работу.

4. Определить наименьший слой смазки при максимальном зазоре выбранной посадки

$$h_{\min} = \frac{S_{\text{наив}}^2}{4 \cdot (S_{\text{max}}^{\text{ГОСТ}} + 1,4 \cdot (R_{\text{ZD}} + R_{\text{Zd}}))} \quad (2.5)$$

5. Проверить достаточность слоя смазки из соотношения

$$h_{\min} \geq R_{\text{ZD}} + R_{\text{Zd}} \quad (2.6)$$

6. Построить схему расположения полей допусков полученной посадки (схему следует совместить со схемой расположения полей допусков калибров)

Пример расчёта посадок с зазором

Решение

1. Определяем значение наивыгоднейшего зазора

$$S_{\text{наив}} = 1,44 \cdot 0,025 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot 0,02}{0,78 \cdot 10^6} \cdot \frac{0,050}{0,025 + 0,050}} = 48,2 \text{ мкм}$$

2. Определяем величину расчётного зазора

$$S_{\text{расч}} = 48,2 - 1,4(3,2 + 1,6) = 41,5 \text{ мкм}$$

3. Принимаем по таблице ближайшую посадку, удовлетворяющую условию $S_{\text{cp}}^{\text{ГОСТ}} \approx S_{\text{расч}}$. Такой посадкой будет $\varnothing 25\text{H7/f7}$, у которой $S_{\text{max}}^{\text{ГОСТ}} = 62 \text{ мкм}$; $S_{\text{min}}^{\text{ГОСТ}} = 20 \text{ мкм}$ и средний зазор будет

$$S_{\text{cp}}^{\text{ГОСТ}} = \frac{62 + 20}{2} = 41 \text{ мкм}$$

4. Определяем наименьшую толщину масляного слоя при максимальном зазоре выбранной посадки

$$h_{\min} = \frac{48,2^2}{4 \cdot (62 + 1,4 \cdot (3,2 + 1,6))} = 8,3 \text{ мкм}$$

5. Проверяем достаточность слоя смазки

$$R_{\text{ZD}} + R_{\text{Zd}} = 3,2 + 1,6 = 4,8 \text{ мкм, т.е.}$$

$$h_{\min} > R_{\text{ZD}} + R_{\text{Zd}} \\ (8,3 > 4,8)$$

Т.к. минимальный слой смазки больше суммы параметров Rz шероховатости поверхностей отверстия и вала – посадка выбрана правильно.

6. Схема расположения полей допусков соединения – изображена на рис. 3.1, совместно со схемой расположения полей допусков калибров

Задача 2.2. Расчёт и выбор посадки с натягом

Исходные данные для расчёта:

Номинальный диаметр соединения	$d = 0,050 \text{ м;}$
Наружный диаметр втулки	$d_2 = 0,080 \text{ м;}$
Длина соединения	$l = 0,030 \text{ м;}$
Передаваемый крутящий момент	$M_{\text{кр}} = 164 \text{ Н}\cdot\text{м;}$
Коэффициент трения	$f = 0,1;$
Параметры шероховатости:	
втулки	$R_{\text{ZD}} = 10,0 \text{ мкм;}$
вала	$R_{\text{Zd}} = 6,3 \text{ мкм;}$
Материал втулки и вала	Сталь 45;

Модуль упругости
Коэффициент Пуассона
Предел текучести

$E_d = E_D = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па;
 $\mu_d = \mu_D = 0,3$;
 $|\sigma_T|_D = 370 \cdot 10^6$ Па.

Порядок расчёта

1. Определить величину наименьшего удельного давления на поверхности соединения втулки и вала

$$p_{\min} = \frac{2M_{\text{кр}}}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f} \quad (2.7)$$

2. Определяем величину наименьшего допустимого натяга

$$N_{\min} = p_{\min} \cdot d \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) \quad (2.8)$$

где E_D и E_d – модули упругости материала втулки вала;

C_D и C_d – коэффициенты, определяемые по формулам

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_D \quad (2.9)$$

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_d \quad (2.10)$$

где d – номинальный диаметр соединения;

d_1 – внутренний диаметр вала (при сплошном вале $d_1 = 0$);

d_2 – наружный диаметр втулки;

μ_D и μ_d – коэффициенты Пуассона для материала втулки (можно принять $\mu_D = \mu_d = 0,3$).

3. Определить величину расчётного минимального натяга с учётом смятия гребней микронеровностей в процессе запрессовки или приработки сопряжения (условно можно считать, что износ микронеровностей составляет 60% от заданных значений R_{ZD} и R_{Zd})

$$N_{\min}^{\text{расч}} = N_{\min} + 1,2(R_{ZD} + R_{Zd}) \quad (2.11)$$

4. Пользуясь таблицами 1.49 [3] или приложением Р, подбираем стандартную посадку, удовлетворяющую условию

$$N_{\min}^{\text{ГОСТ}} \geq N_{\min}^{\text{расч}}$$

5. Определяем наибольшее удельное давление на соединяемых поверхностях при максимальном натяге выбранной посадки

$$p_{\max} = \frac{N_{\max} - 1.2 \cdot (R_{ZD} + R_{Zd})}{d \cdot \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right)} \quad (2.12)$$

6. Определить наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} \cdot p_{\max} \quad (2.13)$$

7. Проверить прочность втулки, исходя из условия

$$|\sigma_T| \geq \sigma_D$$

где $|\sigma_T|$ – предел текучести материала втулки, МПа.

8. Определить необходимое максимальное усилие для запрессовки вала во втулку при максимальном натяге

$$P_{\text{запр}} = \pi \cdot d \cdot l \cdot f \cdot p_{\max} \quad (2.14)$$

9. Построить схему полей допусков соединения, совместив её со схемой расположения полей допусков калибров.

Пример расчета посадки с натягом

Решение

1. Определяем величину наименьшего удельного давления между поверхностями втулки и вала

$$p_{\min} = 2 \cdot \frac{164}{3,14} \cdot 0,05^2 \cdot 0,03 \cdot 0,1 = 14,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 14,1 \text{ МПа};$$

2. Определяем величину наименьшего допустимого натяга

$$N_{\min} = 14,1 \cdot 10^{-6} \cdot 0,05 \cdot \frac{(2,6 + 0,7)}{2,1 \cdot 10^{11}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 11 \text{ мкм}$$

Здесь коэффициент $C_D = \frac{1 + \left(\frac{0,05}{0,08} \right)^2}{1 - \left(\frac{0,05}{0,08} \right)^2} + 0,3 = 2,6$

А коэффициент $C_d = 0,7$ (при сплошном вале)

3. Определяем величину расчётного натяга

$$N_{\min} = 11 + 1,2(10 + 6,3) = 30,5 \text{ мкм}$$

4. Принимаем по таблице ближайшую посадку $\text{Ø}50\text{H}8/\text{u}8$, у которой $N_{\min} = 31 \text{ мкм}$ и $N_{\max} = 109 \text{ мкм}$.

ПРИМЕЧАНИЕ: допускаются при выборе посадки изменять значение R_{ZD} и R_{Zd} (в допустимых пределах).

5. Определяем наибольшее удельное давление на контактные поверхности при максимальном натяге выбранной стандартной посадке

$$p_{\max} = \frac{109 \cdot 10^{-6} - 1.2 \cdot (10 + 6,3) \cdot 10^{-6}}{0,05 \cdot \left(\frac{2,6 + 0,7}{2,1 \cdot 10^{-11}} \right)} = 114 \cdot 10^6 \text{ Па} = 114 \text{ МПа}.$$

6. Определяем наибольшее напряжение во втулке

$$\sigma_D = \frac{1 + \left(\frac{0,05}{0,08} \right)^2}{114 \cdot 10^6 \cdot \left(1 + \left(\frac{0,05}{0,08} \right)^2 \right)} = 262 \cdot 10^6 \text{ Па} = 262 \text{ МПа};$$

7. Проверяем прочность втулки

$$262 \text{ МПа} < 370 \text{ МПа}$$

т.к. условие $\sigma_D \leq |\sigma_{TD}|$ выдержано, то посадка выбрана правильно.

8. Наибольшее усилие запрессовки при максимальном натяге

$$P_{\text{запр}} = 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,03 \cdot 0,1 \cdot 114 \cdot 10^6 = 53700 \text{ Н} = 53,7 \text{ кН}$$

9. Схема расположения полей допусков изображается совместно со схемой расположения полей допусков калибров (по аналогии с рис. 3.1).

Задача 3. Выбор предельных отклонений и допусков гладких калибров, расчёт их исполнительных размеров

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. 10, §§ 52, 53, 54, 55 [7]; гл. 14, п.п. 1 и 2 [8]; гл. 7, §3 [9]; гл. 9, п. 9.6 [10].

РАСЧЁТ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ КАЛИБРОВ

Предельные отклонения и допуски гладких рабочих и контрольных калибров нормированы стандартом СТ СЭВ 157-75. В курсовой работе предлагается произвести расчёт исполнительных размеров калибров для контроля цилиндрических деталей от 1 до 180 мм и квалитетов 1Т6 до 1Т9.

Расчёт допусков и исполнительных размеров калибров следует производить для контроля деталей соединения, полученного расчётом в задаче 2.

ТРЕБУЕТСЯ определить предельные отклонения и допуски рабочих калибров для контроля отверстия (пробки) и вала (скобы), рассчитать их исполнительные размеры и построить схемы расположения полей допусков для контролируемых деталей и калибров к ним.

Порядок решения

1. Определить по табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) предельные отклонения отверстия и вала для посадки соединения, полученной расчётом в задаче 2 и построить схему расположения полей допусков этих деталей.

2. Определить по таблицам СТ СЭВ 157-75 (табл. 1 [8]) отклонения середин полей допусков на изготовление проходных калибров Z и Z_1 ; допуски на изготовление калибров H и H_1 , а также допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска детали Y и Y_1 (символы без индекса относятся к калибру для отверстия, с индексом “Г” к калибру вала).

3. Определить предельные размеры калибров и размеры проходных калибров после их полного износа.

ДЛЯ КАЛИБРА–ПРОБКИ:

Размеры проходной части калибра

$$ПР_{\max} = D_{\min} + Z + \frac{H}{2} \quad (3.1)$$

$$ПР_{\min} = D_{\min} + Z - \frac{H}{2} \quad (3.2)$$

$$ПР_{\text{изн}} = D_{\min} - Y \quad (3.3)$$

Размеры непроходной части калибра

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

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

ДЛЯ КАЛИБРА-СКОБЫ:

Размеры проходной части калибра

$$PR_{\max} = d_{\max} + Z_1 - \frac{H_1}{2} \quad (3.6)$$

$$PR_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} \quad (3.7)$$

$$PR_{\text{изн}} = d_{\max} + Y_1 \quad (3.8)$$

Размеры непроходной части калибра

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

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

4. Рассчитать исполнительные размеры калибров (предельные размеры, по которым изготавливают калибры, а также осуществляют контроль износа проходных калибров в эксплуатации).

ПРИМЕЧАНИЕ: допуск исполнительного размера калибра – однопределный и расположен в металл (в тело калибра).

КАЛИБР-ПРОБКА:

$$\text{Проходная часть } PR_{\text{исп}} = PR_{\max-H}$$

$$\text{Непроходная часть } HE_{\text{исп}} = HE_{\max-H}$$

КАЛИБР-СКОБА:

$$\text{Проходная часть } PR_{\text{исп}} = PR_{\min}^{+H_1}$$

$$\text{Непроходная часть } HE_{\text{исп}} = HE_{\min}^{+H_1}$$

5. Полученные результаты занести в форму табл. 2.

6. Построить схему расположения полей допусков калибров для отверстия и вала, совместив их со схемой расположения полей допусков соединяемых деталей, как показано на рис. 2.

ПРИМЕЧАНИЕ: при построении полей допусков калибров за номинальные размеры принимают:

для калибра пробки проходного – наименьший предельный размер отверстия;
 непроходного – наибольший предельный размер отверстия;
 для калибра-скобы проходного – наибольший предельный размер вала;
 непроходного – наименьший предельный размер вала.

Пример

Дано соединение $\varnothing 25H7/f7$, полученное при решении задачи 2 (соединение с зазором в данном случае).

Решение

1. По табл. ГОСТ 25347-82 (СТСЭВ 144-75) находим предельные отклонения соединяемых деталей:

$$ES = +21 \text{ мкм}; \quad EI = 0$$

$$es = -20 \text{ мкм}; \quad ei = -41 \text{ мкм};$$

Имеем: отверстие $\varnothing 25H7^{(+0,021)}$ и вал $\varnothing 25f7 \left(\begin{smallmatrix} -0,020 \\ -0,041 \end{smallmatrix} \right)$

Предельные размеры деталей:

Отверстия $D_{\max} = 25,021\text{мм}$; $D_{\min} = 24,999\text{мм}$;

Вала $d_{\max} = 24,980\text{мм}$; $d_{\min} = 24,959\text{мм}$;

2. По табл. 1.8 находим соответствующие отклонения и допуски калибров для (пробки) и для вала (скобы)

калибр-пробка $Z = 3\text{ мкм}$; $H = 4\text{ мкм}$; $Y = 3\text{ мкм}$;

калибр-скоба $Z_1 = 3\text{ мкм}$; $H_1 = 4\text{ мкм}$; $Y_1 = 3\text{ мкм}$;

3. Определяем предельные размеры калибров и размеры проходных калибров после износа.

КАЛИБР-ПРОБКА:

Размеры проходной части калибра

$$PR_{\max} = 25 + 0,003 + 0,002 = 25,005\text{ мм};$$

$$PR_{\min} = 25 + 0,003 - 0,002 = 25,001\text{ мм};$$

$$PR_{\text{изн}} = 25 - 0,003 = 24,997\text{ мм};$$

Размеры непроходной части калибра

$$NE_{\max} = 25,021 + 0,002 = 25,023\text{ мм};$$

$$NE_{\min} = 25,021 - 0,002 = 25,019\text{ мм};$$

КАЛИБР-СКОБА:

Размеры проходной части калибра

$$PR_{\max} = 24,980 - 0,003 + 0,002 = 24,979\text{ мм};$$

$$PR_{\min} = 24,980 - 0,003 - 0,002 = 24,975\text{ мм};$$

$$PR_{\text{изн}} = 24,980 + 0,003 = 24,983\text{ мм}.$$

1. Определяем исполнительные размеры калибров

КАЛИБР-ПРОБКА

Проходная часть $PR_{\text{исп}} = PR_{\max} - H$

$$PR_{\text{исп}} = 25,005_{(-0,004)}\text{ мм};$$

Непроходная часть $NE_{\text{исп}} = NE_{\max} - H$

$$NE_{\text{исп}} = 25,023_{(-0,004)}\text{ мм};$$

КАЛИБР-СКОБА:

Проходная часть $PR_{\text{исп}} = PR_{\min}^{+H_1}$

$$PR_{\text{исп}} = 24,075_{(+0,004)}\text{ мм};$$

Непроходная часть $NE_{\text{исп}} = NE_{\min}^{+H_1}$

$$NE_{\text{исп}} = 24,957_{(+0,004)}\text{ мм};$$

Вычерчиваем схему расположения полей допусков калибров и соединения (рис. 3.1).

Таблица 2

Параметры калибров для отверстия и вала

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Калибр-пробка	Калибр-скоба
Контролируемый размер	–	мм	$\varnothing 25H7^{(+0,021)}$	$\varnothing 25f7^{(-0,020)}_{(-0,041)}$
Величина сдвига поля допуска калибров	Z	мкм	3	–
	Z ₁	мкм	–	3
Поле допуска калибра	H	мкм	4	–
	H ₁	мкм	–	4
Выход размера изношенного калибра за границу поля допуска	Y	мкм	3	–
	Y ₁	мкм	–	3
Размеры проходной части калибра:				
максимальный	ПР _{max}	мм	25,025	24,979
минимальный	ПР _{min}	мм	25,001	24,975
изношенный	ПР _{изн.}	мм	24,997	24,983
Размеры непроходной части калибра:				
максимальный	НЕ _{max}	мм	25,023	24,961
минимальный	НЕ _{min}	мм	25,019	24,957
Исполнительные размеры калибра:				
проходной части	ПР _{исп.}	мм	25,005 ^{-0,004}	24,975 ^{+0,004}
непроходной части	НЕ _{исп.}	мм	25,023 ^{-0,004}	24,957 ^{+0,004}

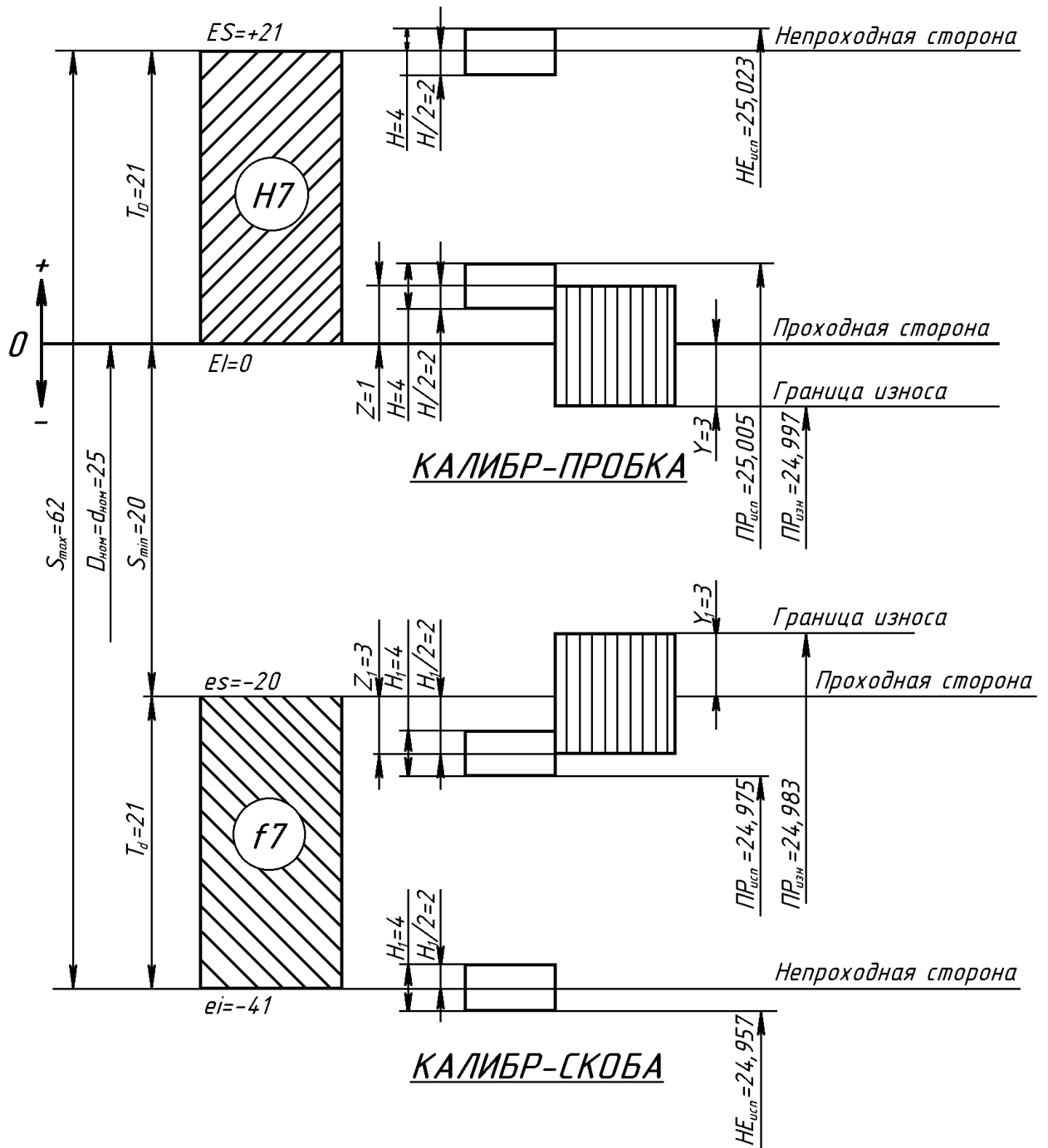


Рис. 3.1. Схема расположения полей допусков калибров

Задача 4. Расчет и выбор посадок колец подшипников качения

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. II, § 61 [7] и гл. 9.5 [10].

Исходными данными для расчета и выбора посадок колец подшипников качения являются:

- присоединительные размеры колец подшипника, определяемые по его шифру;
- радиальная нагрузка на опору;
- характер нагружения колец (условно принимаем, что для внутреннего кольца имеет место циркуляционное нагружение, а для наружного – местное нагружение);
- класс точности подшипника (принимаем во всех случаях класс Р0).

Посадки колец подшипников качения назначают таким образом, чтобы циркуляционно нагруженные кольца были неподвижно соединены с сопрягаемой деталью, а местно нагруженные кольца имели посадку с небольшим зазором.

Расчет посадок подшипников проводим по одному из представленных вариантов расчета (вариант расчета задается преподавателем).

4.1. Расчет посадок по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности.

Последовательность расчета

1. По заданному шифру подшипника определить его серию и присоединительные размеры [2] или приложения Д:

- внутренний диаметр внутреннего кольца – d , мм;
- наружный диаметр наружного кольца – D , мм;
- ширина подшипника – b , мм;
- радиус (фаска) скругления галтелей – r , мм.

2. По таблицам 4.82 и 4.83 [4] или приложению Г определить предельные отклонения соответствующих диаметров внутреннего и наружного колец подшипника качения.

3. Определяем интенсивность радиальной нагрузки циркуляционно нагруженного кольца по формуле

$$P_R = \frac{R}{(B - 2r)} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (4.1)$$

где P_R – интенсивность радиальной нагрузки, Н/м;

R – расчетная (или заданная) радиальная нагрузка на опору, Н;

B – ширина подшипника, м;

r – радиус галтели кольца, м;

k_1 – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки ($k_1=1,0$ – при нагрузке с умеренными толчками и вибрацией, перегрузке до 150%; $k_1=1,8$ – при нагрузке с сильными ударами и вибрацией, перегрузке до 300%; характер нагрузки устанавливается студентом условно).

k_2 – коэффициент, учитывающий ослабление посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе (величина коэффициента принимается по табл. 9.5 [10] ($k_2=1,0$ – при сплошном вале или массивном корпусе))

k_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки между телами качения в двухрядных конических или сдвоенных радиальных подшипниках при наличии осевой нагрузки на опору (величину k_3 определяем по [7.10], а при отсутствии осевой нагрузки $k_3=1$).

4. По найденному значению интенсивности радиальной нагрузки, по табл. 16 [7] или приложению Н, выбираем поле допуска для вала или корпуса, сопрягаемого с циркуляционно нагруженным кольцом.

5. По табл. 17 [7] или приложению О определяем поле допуска вала или отверстия корпуса, сопрягаемого с местно нагруженным кольцом подшипника качения.

6. По табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) определяем предельные отклонения сопрягаемых размеров деталей (вала и отверстия корпуса подшипника).

7. Назначить допуски цилиндричности для поверхностей деталей, сопрягаемых для поверхностей деталей, сопрягаемых с кольцами подшипника, учитывая что для принятого в задании класса точности подшипника РО допуск цилиндричности не должен превышать 0,25 допуска размера деталей (полученные значения следует округлить до стандартных, табл. 2.18 [3]).

8. Назначить допуски биения (перпендикулярности) опорных торцов заплечиков вала и отверстия (корпуса) под кольца подшипников по табл. 2.28 [3], принимая степень точности VII или VIII.

9. Назначить параметр шероховатости R_a поверхностей вала и корпуса, пользуясь табл. 4.95 [4].

10. Проверить прочность внутреннего кольца подшипника при его посадке с максимальным натягом выбранной стандартной посадки по формуле

$$N_{\text{доп}} = 11,4 \cdot \sigma_{\text{д}} \cdot k \cdot \frac{d}{\{2k - 2\} \cdot 10^6}, \quad (4.2)$$

где $\sigma_{\text{д}}$ – допускаемое напряжение на растяжение для подшипниковой стали, Мпа; $\sigma_{\text{д}} = 420$ Мпа.

d – диаметр внутреннего кольца подшипника, мм.

Если $N_{\text{доп}} \geq N_{\text{ГОСТ}}^{\text{mzx}}$, то посадка выбрана правильно.

11. Результаты расчетов – занести в форму табл. 4.1.

ПРИМЕЧАНИЕ: в расчетно-пояснительной записке работы допускается привести, кроме табл. 4.1., только п. п. 1.3, и 10.

12. Построить схемы расположения полей допусков колец подшипника и сопрягаемых деталей, вычертить схематично эскизы соединения подшипникового узла в сборе и сопрягаемых деталей (вала и корпуса), с простановкой размеров, посадок, предельных отклонений, допусков, формы и расположения поверхностей и шероховатостей поверхностей.

Для расчета и выбора посадок колец подшипника качения можно применить упрощенный расчет, представленный в разделе 4.2.

4.2. Приближенный расчет посадок колец подшипника качения по минимальному натягу в соединении

1 и 2. Выполняем пункты 1 и 2 раздела 4.1.

3. Определить значение минимального натяга внутреннего кольца (нагруженного циркуляционно) по формуле

$$N_{\text{расч}}^{\text{min}} = \frac{1,3 \cdot R \cdot k}{10^5 \cdot (B - 2 \cdot r)} \quad (4.1)$$

где $N_{\text{расч}}^{\text{min}}$ – минимальный монтажный натяг, мм;

R – наибольшая радиальная нагрузка, Н (из задания);

k – коэффициент, зависящий от геометрических параметров кольца подшипника. Принимаем: для легкой серии $k = 2,8$; для средней серии $k = 2,3$; для тяжелой серии $k = 2,0$;

B – ширина кольца, мм;

r – радиус галтели (фаска) кольца, мм.

4. По найденному минимальному натягу, пользуясь табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75), выбрать соответствующее стандартное поле допуска для шейки вала, при этом должно быть выдержано условие: $N_{\text{min}}^{\text{ГОСТ}} \geq N_{\text{расч}}^{\text{min}}$, т.е. значение стандартного минимального натяга было бы равно или больше расчетного минимального натяга.

5. Пользуясь табл. 4.89. [4] – назначить стандартное поле допуска для отверстия (гнезда) под наружное кольцо подшипника.

Выполнить пункты 6...12 раздела 4.1.

ПРИМЕР РАСЧЕТА для раздела 4.1.

По условию задачи дан шариковый подшипник № 207. Нагрузка умеренная, спокойная, корпус чугунный неразъемный. Радиальная нагрузка $R = 5700$ Н.

РЕШЕНИЕ:

1. Определяем по таблице [2] основные параметры колец подшипника и его серию:

внутренний диаметр внутреннего кольца	$d = 35$ мм;
наружный диаметр наружного кольца	$D = 72$ мм;
ширина подшипника	$B = 17$ мм;
радиус закругления (фаска)	$r = 2$ мм;
серия подшипника	легкая.

2. Пользуясь таблицами 4.82 и 4.83 [4] или приложением Г – определяем предельные отклонения диаметров внутреннего и наружного колец подшипника (для класса точности Р0).

Для внутреннего кольца

$$d = 35 \text{ мм } ES = 0$$

$$EI = -12 \text{ мкм}$$

Для наружного кольца

$$D = 72 \text{ мм } es = 0$$

$$ei = -13 \text{ мкм}$$

3. Определяем значение интенсивности радиальной нагрузки циркуляционно нагруженного кольца (в нашем примере – это внутреннее кольцо).

$$p_R = \frac{5700}{(0,017 - 2 \cdot 0,002)} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \approx 438 \cdot 10^3 \text{ Н/м} = 438 \text{ кН/м}$$

4. По табл. 16 [7] или приложению Н принимаем поле допуска для шейки вала к6, потому что величина расчетной интенсивности нагрузки $p_R = 436$ кН/м соответствует диапазону интенсивностей нагрузок для $d = 35$ мм.

5. По табл. 17 [7] или приложению О для корпуса подшипника, сопряженного с местно нагруженным наружным кольцом диаметром $D = 72$ мм, выбираем поле допуска Н7, для заданных начальных условий (нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, корпус чугунный неразъемный).

6. По табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) определяем предельные отклонения размеров шейки вала и гнезда корпуса подшипникового соединения вал $\varnothing 35k6^{(+0,018}_{+0,002})$, корпус подшипника $\varnothing 72H7^{(+0,030)}$.

7. Назначаем допуски цилиндричности для поверхностей вала и гнезда корпуса из зависимости $T_\phi = 0,25T_d$ и по табл. 2.18 [3] принимаем ближайшее значение стандартного допуска поверхностей

$$T_{\phi d} = 0,25 \cdot 16 = 4 \text{ мкм, принимаем } T_{\phi d} = 4 \text{ мкм;}$$

$$T_{\phi D} = 0,25 \cdot 30 = 7,5 \text{ мкм, принимаем } T_{\phi D} = 8 \text{ мкм.}$$

8. Назначаем допуски биения опорных торцов заплечиков вала и корпуса по табл. 2.28 [3], принимая степень точности VII.

$$\text{для вала } T_{Bd} = 16 \text{ мкм;}$$

$$\text{для корпуса } T_{BD} = 25 \text{ мкм.}$$

9. По табл. 4.93 [4] назначаем параметры шероховатости R_a для поверхностей шейки вала, корпуса и заплечиков вала и корпуса подшипника

$$\text{для вала } R_a = 1,25 \text{ мкм;}$$

$$\text{для корпуса } R_a = 1,25 \text{ мкм;}$$

$$\text{для заплечиков } R_a = 2,5 \text{ мкм.}$$

10. Проверяем прочность внутреннего кольца подшипника для выбранной посадки при максимальном натяге

$$N_{\text{доп}} = \frac{11,4 \cdot 420 \cdot 2,8 \cdot 35}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^6} = 0,130 \text{ мм} = 130 \text{ мкм}$$

Т.к. $N_{\text{ГОСТ}}^{\text{mzx}} = 30$ мкм, то условие выполняется. Значит, посадка внутреннего кольца выбрана правильно.

11. Результаты расчетов заносим в таблицу 4.1.

12. Вычерчиваем схемы расположения полей допусков колец подшипника, вала и корпуса, а также чертежи соединения и его деталей (рис. 4.1., рис. 4.2.)

ПРИМЕР РАСЧЕТА для раздела 4.2.

Расчет проводим для условий задачи 4.1., т.е. для шарикового подшипника № 207 с радиальной нагрузкой $R = 5700$ Н.

РЕШЕНИЕ:

Пункты 1 и 2 из решения задачи 4.1.

3. Определяем значение минимального натяга для циркуляционно нагруженного кольца (для внутреннего кольца)

$$N_{\text{расч}} = \frac{1,3 \cdot 5700 \cdot 2,8}{10^5 (17 - 2 \cdot 2,0)} = 0,0165 \text{ мм} = 16 \text{ мкм}$$

4. По табл. ГОСТ 25347-82 принимаем для шейки вала допуски n6, для которого минимальный натяг $N_{\text{ГОСТ}}^{\text{min}} = 17 \text{ мкм}$, т.е. условие $N_{\text{ГОСТ}}^{\text{min}} \geq N_{\text{расч}}$ выполнено.

5. Пользуясь табл. 4.82 [4] назначаем поле допусков для корпуса подшипника (наружное кольцо имеет местное нагружение)

принимаем для $D = 72$ поле допусков H7.

6. По табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) определяем предельные отклонения размеров шейки вала и корпуса подшипникового соединения

вал $\varnothing 35 \text{ n6} \begin{pmatrix} +0,033 \\ +0,017 \end{pmatrix}$

корпус подшипника $\varnothing 72 \text{ H7}^{(+0,030)}$

Пункты 7, 8, 9 – из решения задачи 4.1.

10. Проверяем прочность внутреннего кольца при его посадке с максимальным натягом

$$N_{\text{доп}} = \frac{11,4 \cdot 420 \cdot 2,8 \cdot 35}{(2 \cdot 2,8 - 2) \cdot 10^6} = 0,130 \text{ мм} = 130 \text{ мкм}$$

Т.к. $N_{\text{ГОСТ}}^{\text{max}} = 45$, то условие $N_{\text{доп}} > N_{\text{ГОСТ}}^{\text{max}}$ выполняется. Значит посадка внутреннего кольца выбрана правильно.

11. Результаты расчетов заносим в табл. 4.2.

12. Вычерчиваем схемы расположения полей допусков колец подшипника вала и корпуса, а также чертежи соединения и его деталей.

Таблица 4.1.

Параметры соединения колец подшипников качения

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Детали			
			Внутреннее кольцо	Вал	Наружное кольцо подшипника	Корпус
Поле допуска соедин. детали	–	–	<i>L0</i>	<i>k6</i>	<i>l0</i>	<i>H7</i>
Предельные отклонения верхние	<i>ES</i>	<i>мкм</i>	<i>0</i>	–	–	<i>+30</i>
	<i>es</i>	<i>мкм</i>	–	<i>+18</i>	<i>0</i>	–
нижние	<i>EJ</i>	<i>мкм</i>	<i>–12</i>	–	–	<i>0</i>
	<i>ei</i>	<i>мкм</i>	–	<i>+2</i>	<i>–13</i>	–
Обозначение детали	–	<i>мм</i>	$\varnothing 35L0_{(=0,012)}$	$\varnothing 35k6_{(+0,018/+0,002)}$	$\varnothing 72l0_{(=0,013)}$	$\varnothing 72H7_{(+0,030)}$
Предельные натяги	<i>N_{max}</i>	<i>мкм</i>	<i>30</i>		–	
	<i>N_{min}</i>	<i>мкм</i>	<i>2</i>		–	
Предельные зазоры	<i>S_{max}</i>	<i>мкм</i>	–		<i>43</i>	
	<i>S_{min}</i>	<i>мкм</i>	–		<i>0</i>	
Допуск цилиндричности	<i>T_φ</i>	<i>мкм</i>	–	<i>4</i>	–	<i>8</i>
Допуск биения торцов	<i>T_б</i>	<i>мкм</i>	–	<i>16</i>	–	<i>25</i>
Шероховатость	<i>Ra</i>	<i>мкм</i>		<i>1,25</i>		<i>1,25</i>

Таблица 4.2.

Параметры соединения колец подшипника качения

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Детали			
			Внутреннее кольцо	Вал	Наружное кольцо подшипника	Корпус
Поле допуска соедин. детали	–	–	<i>L0</i>	<i>n6</i>	<i>l0</i>	<i>H7</i>
Предельные отклонения верхние	<i>ES</i>	<i>мкм</i>	<i>0</i>	–	–	<i>+30</i>
	<i>es</i>	<i>мкм</i>	–	<i>+33</i>	<i>0</i>	–
нижние	<i>EJ</i>	<i>мкм</i>	<i>–12</i>	–	–	<i>0</i>
	<i>ei</i>	<i>мкм</i>	–	<i>+17</i>	<i>–13</i>	–
Обозначение детали	–	<i>мм</i>	$\varnothing 35L0_{(=0,012)}$	$\varnothing 35n6_{(+0,039/+0,017)}$	$\varnothing 72l0_{(=0,013)}$	$\varnothing 72H7_{(+0,096)}$
Предельные натяги	<i>N_{max}</i>	<i>мкм</i>	<i>45</i>		–	
	<i>N_{min}</i>	<i>мкм</i>	<i>17</i>		–	
Предельные зазоры	<i>S_{max}</i>	<i>мкм</i>	–		<i>43</i>	
	<i>S_{min}</i>	<i>мкм</i>	–		<i>0</i>	
Допуск цилиндричности	<i>T_ц</i>	<i>мкм</i>	–	<i>4</i>	–	<i>8</i>
Допуск биения торцов	<i>T_б</i>	<i>мкм</i>	–	<i>16</i>	–	<i>25</i>
Шероховатость	<i>Ra</i>	<i>мкм</i>	–	<i>1,25</i>	–	<i>1,25</i>

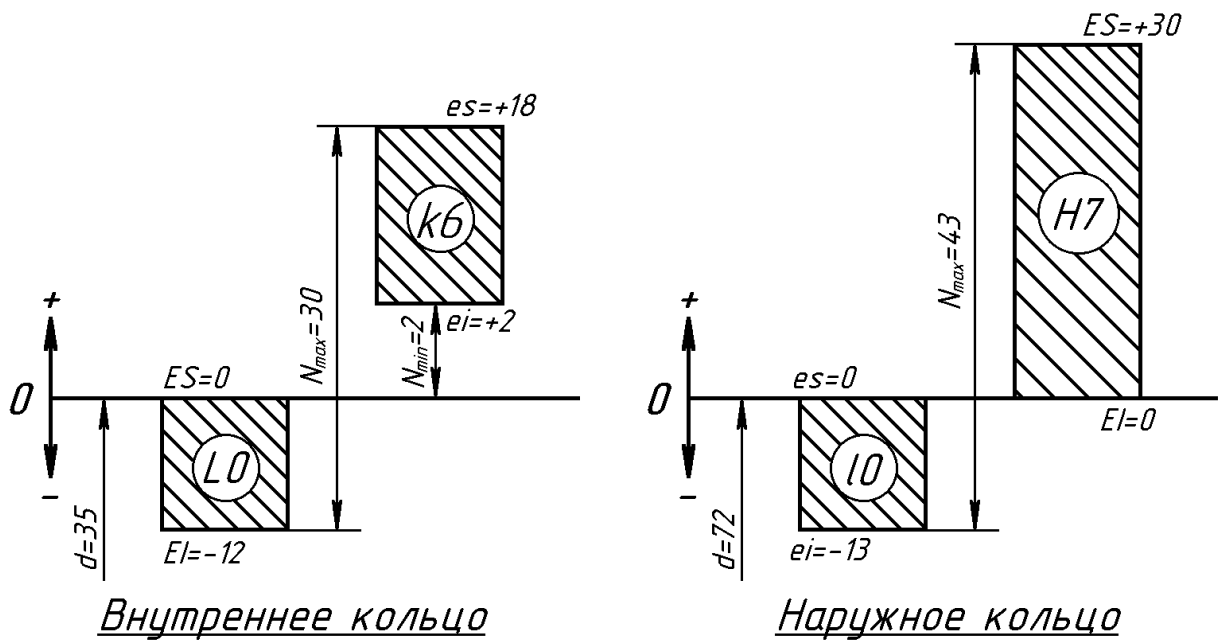


Рис. 4.1. Схемы расположения полей допусков колец подшипников качения

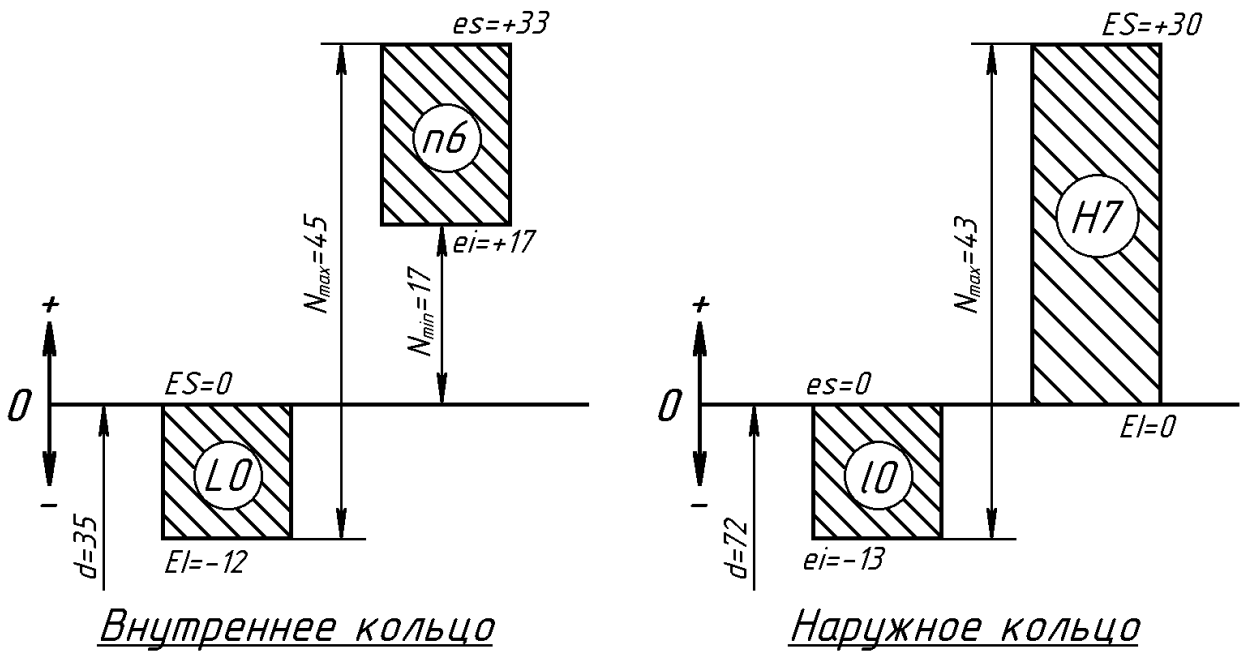


Рис. 4.2. Схемы расположения полей допусков колец подшипников качения

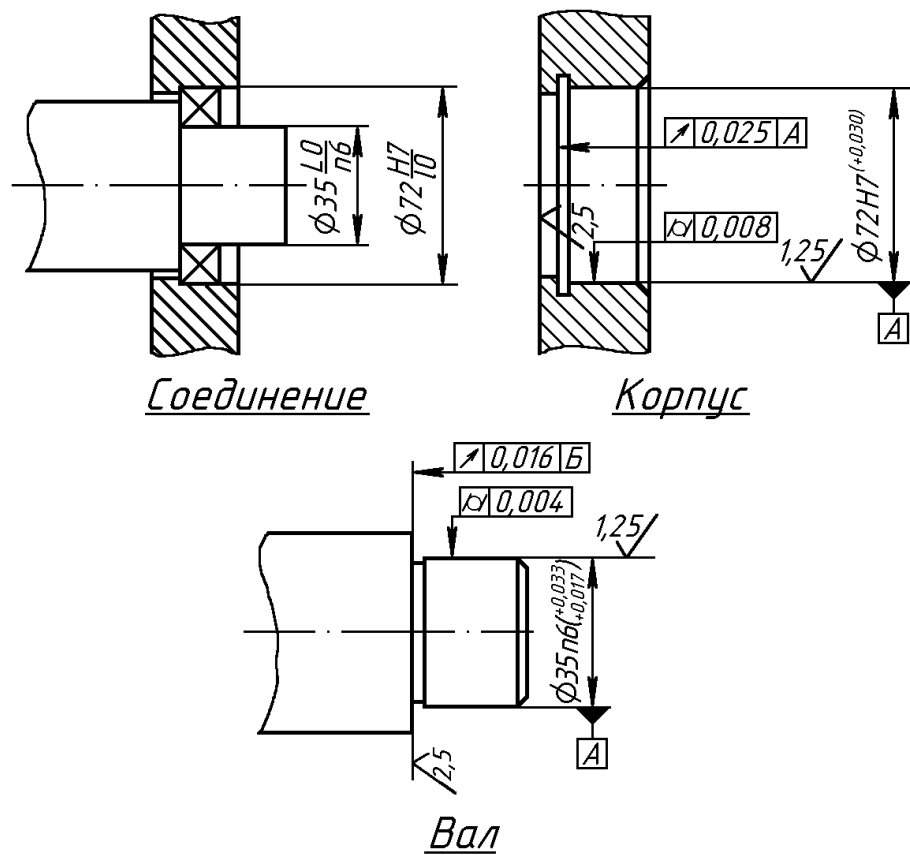


Рис. 4.3. Чертежи подшипникового соединения и его деталей

Задача 5. Взаимозаменяемость соединений сложной формы

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. 14 и 15 [7] или гл. 12 (п. п.12,2; 12,3; 12,4; 12,7) и гл.14 [10].

Задача 5 состоит из трёх примеров соединений сложной формы: шпоночного, шлицевого (с прямобочным профилем зубьев) и резьбового (метрическая резьба).

В исходных данных к задаче даны:

вид соединения, размеры его элементов, характер соединения или поля допусков размеров.

Требуется выбрать посадку (при необходимости), найти поля допусков элементов соединения и предельные отклонения размеров, назначить допуски формы и взаимного расположения элементов деталей, назначить параметры шероховатости соединяемых поверхностей.

Последовательность решения

1. Исходя из заданных условий задач – определить номинальные размеры элементов соединений, выбрать посадку (если она незадана), назначить предельные отклонения элементов соединений, определить их предельные размеры и допуски, рассчитать предельные значения натягов или зазоров в соединениях, пользуясь соответствующими табл. [4].

2. Полученные результаты – занести в формы табл. 5.1, 5.2, 5.3.

3. Вычертить схемы расположения полей допусков для элементов соединений и чертежи соединений в сборе и по детали, с простановкой необходимых размеров, полей допусков, допусков формы и взаимного расположения поверхностей и соответствующих параметров шероховатости рабочих поверхностей деталей.

Схемы и чертежи выполнить, как показано на рис. 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6.

5.1. Шпоночное соединение

По условию задачи дано: шпонка призматическая, диаметр вала $d = 40$ мм; характер соединения шпонки: свободное в пазу вала и в пазу втулки; назначение – для массового производства.

Решение

1. По табл. 4.64 [4] (ГОСТ 23360-78) определяем размеры шпонки (длина шпонки задаётся произвольно), шпоночных пазов вала и втулки:

размеры шпонки $b \times h \times l$ (ширина \times высота \times длина) $12 \times 8 \times 90$ мм;

глубина паза вала $t_1 = 5$ мм;

глубина паза втулки $t_2 = 3,3$ мм.

2. Исходя из характера соединения шпонки в пазу вала и в пазу втулки, по табл. 4.65 [4] (ГОСТ 233 60-73) назначаем поля допусков и предельные от-

клонения для сопрягаемых размеров шпонки, паза вала и паза втулки по ГОСТ 253 47-82 (СТ СЭВ 144-75), результаты заносим в табл. 5.1.

3. Определяем предельные значения сопрягаемых размеров шпонки паза вала и паза втулки и предельные значения зазоров или натягов в соединениях шпонки с пазом вала и пазом втулки. Результаты заносим в табл. 5.1.

4. Определяем поля допусков размеров несопрягаемых элементов соединения, пользуясь табл. 4.66 [4] и находим их предельные отклонения по ГОСТ 253 47-82. Результаты заносим в табл. 5.1.

5. Назначаем допуски симметричности шпоночного паза относительно оси вала и параллельности поверхностей шпоночного паза, пользуясь зависимостями

$$T_{\text{сим.}} = 2 \text{ Тш.п.}$$

$$T_{\text{пар.}} = 0,5 \text{ Тш.п.};$$

где $T_{\text{сим.}}$ – допуск симметричности;

$T_{\text{пар.}}$ – допуск параллельности;

Тш.п – допуск ширины шпоночного паза.

Принимаем по табл. 2.40 и 2.28 ближайшие стандартные значения допусков расположения [4]. Полученные данные заносим в табл. 5.1.

6. Пользуясь табл. 4.64 [4] – назначаем параметры шероховатостей поверхностей элементов шпоночного соединения.

7. Строим схемы расположения полей допусков для посадок шпонки в пазу вала и в пазу втулки, вычерчиваем шпоночное соединение и его детали с простановкой соответствующих размеров, полей допусков, предельных отклонений, допусков формы и расположения поверхностей и параметров шероховатости (рис. 5.1, 5.2)

Таблица 5.1.

Основные параметры элементов шпоночного соединения

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Деталь или ее элемент		
			Шпонка	Паз вала	Паз втулки
Сопрягаемые размеры					
Ширина	b	мм	12h9 _(-0,043)	12H9 ^(+0,043)	12D10 ^(+0,120) _(+0,050)
Предельные размеры	максимальный	b_{max}	12,000	12,043	12,120
	минимальный	b_{min}	11,957	12,000	12,050
Зазор в соединении со шпонкой	максимальный	S_{max}	–	86	163
	минимальный	S_{min}	–	0	50
Натяг в соединении со шпонкой	максимальный	N_{max}	–	–	–
	минимальный	N_{min}	–	–	–
Несопрягаемые размеры					
Высота шпонки	h	мм	8h11 _(-0,090)	–	–
Глубина паза	t_1	мм	–	5 ^{+0,2} ($d-t_1 = 35_{-0,2}$)	–

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Деталь или ее элемент		
			Шпонка	Паз вала	Паз втулки
	t_2	мм	–	–	$3,3^{+0,2}$ ($D+t_2 = 43,3^{+0,2}$)
Длина	l	мм	$90h14_{(-0,740)}$	$90H15^{(+1,200)}$	–
Допуск симметричности	$T_{сим}$	мкм	–	60	100
Допуск параллельности	$T_{пар}$	мкм	–	16	25

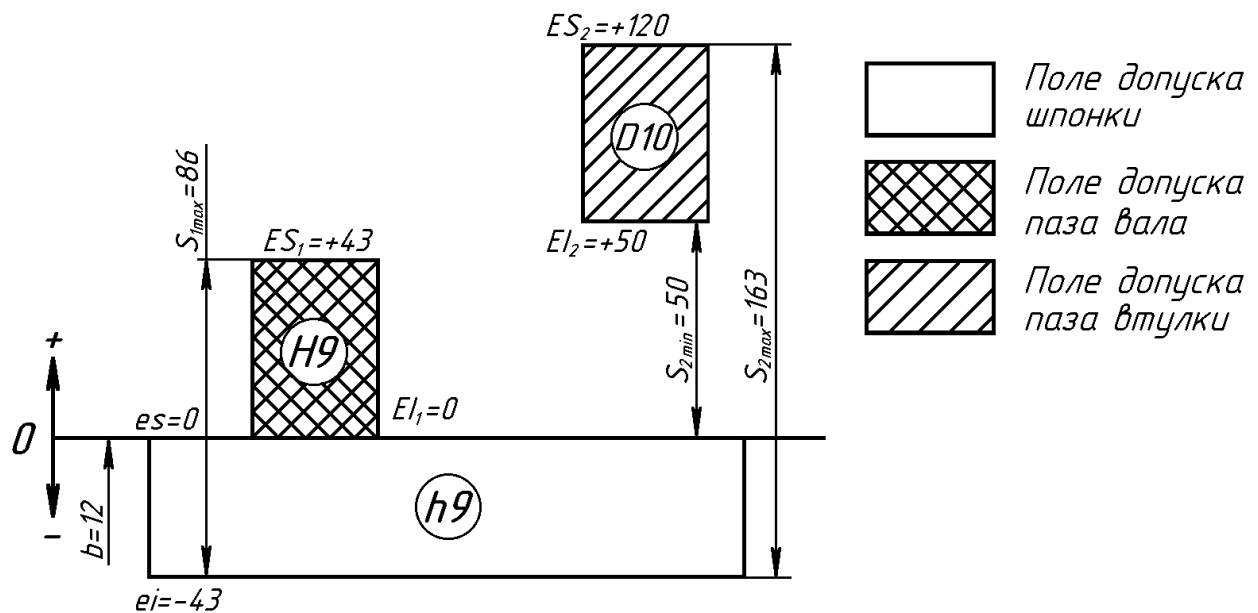


Рис. 5.1. Схема расположения полей допусков шпоночного соединения

5.2. Шлицевое соединение

По условиям задачи дано шлицевое соединение с прямобочным профилем зубьев и с указанием посадок по заданным параметрам соединения $d-8 \times 36(H7/e8) \times 42(H12/a11) \times 7(D9/f8)$

Решение

1. По табл. ГОСТ 25347 (СТ СЭВ 144-75) определяем предельные отклонения сопрягаемых элементов соединения, находим их предельные размеры и заносим в табл. 5.2.

2. Пользуясь теми же таблицами, а также табл. 4.71 и 4.75 [4] – определяем предельные отклонения или допускаемые размеры не центрирующих элементов соединения, и результаты заносим в табл. 5.2.

3. Назначаем параметры шероховатости на рабочие и нерабочие поверхности деталей соединения.

4. Строим схемы расположения полей допусков центрирующих элементов соединения, вычерчиваем шлицевое соединение в сборе и его детали, с простановкой соответствующих размеров, полей допусков, предельных отклонений и параметров шероховатости (рис. 5.3, 5.4).

Таблица 5.2.

Параметры элементов шлицевого соединения

Наименование элемента	Обозначение	Номинальный размер, мм; поле допуска	Предельные размеры, мм	
			max	min
<u>Центрирующие элементы</u> Диаметр втулки	$d_{вт}$	$36H7^{(+0,025)}$	36,025	36,000
Диаметр вала	$d_{в}$	$36f8^{(-0,050 / -0,089)}$	35,950	35,911
Ширина впадины	$b_{вт}$	$7D9^{(+0,076 / +0,040)}$	7,076	7,040
Толщина зуба	$b_{в}$	$7f8^{(-0,013 / -0,035)}$	6,987	6,965
<u>Центрирующие элементы</u> Диаметр втулки	$D_{вт}$	$42H12^{(+0,250)}$	42,250	42,000
Диаметр вала	$D_{в}$	$42a11^{(-0,310 / -0,410)}$	41,690	41,531

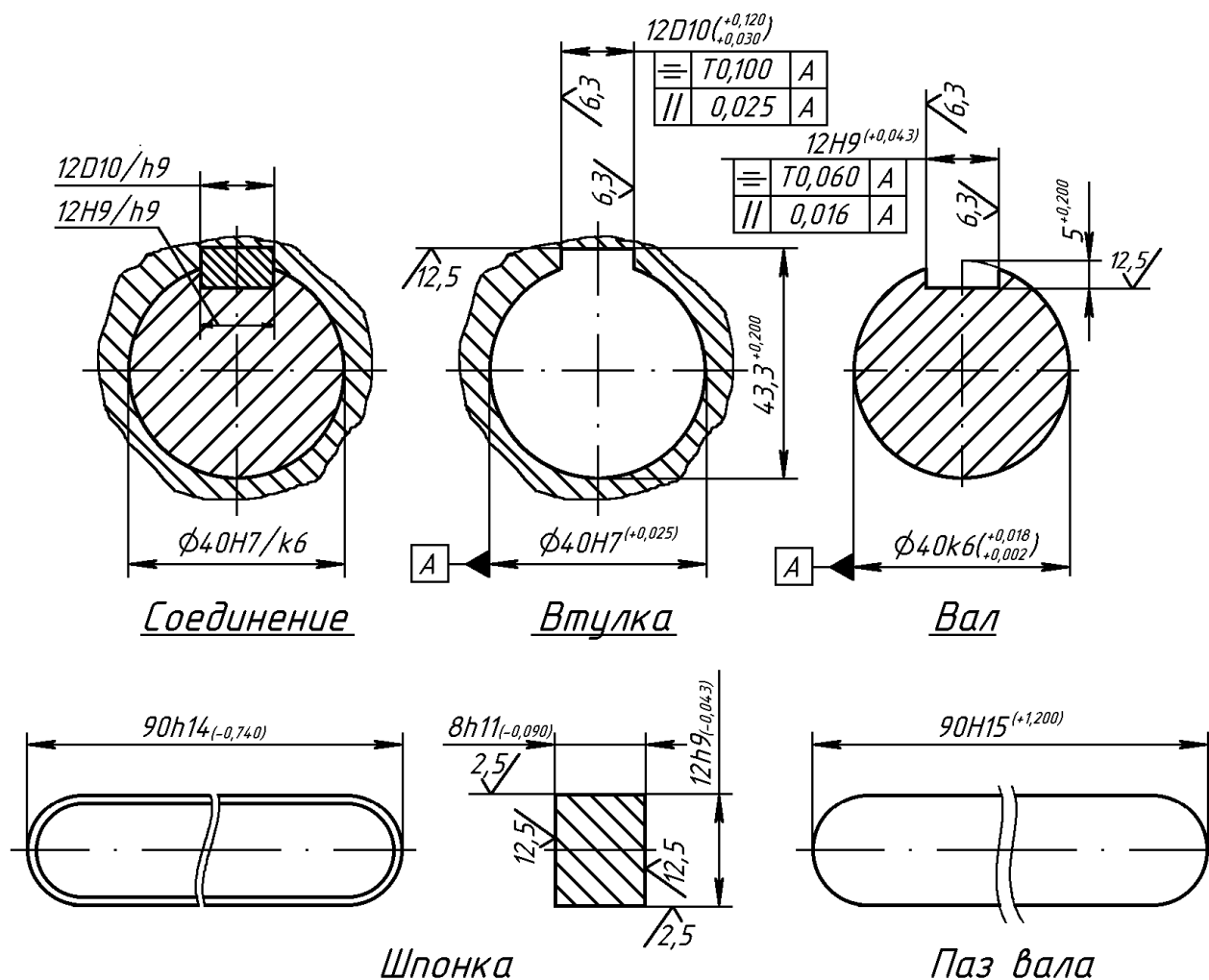


Рис. 5.2. Чертежи шпоночного соединения и его деталей

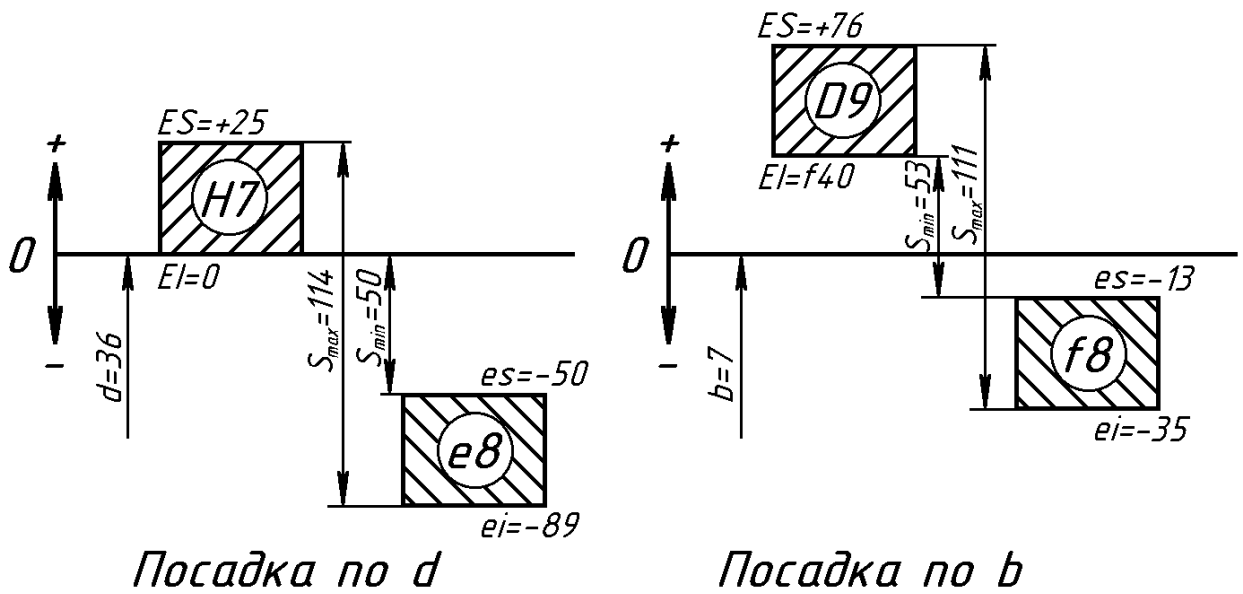


Рис. 5.3. Схемы расположения полей допусков шлицевого соединения

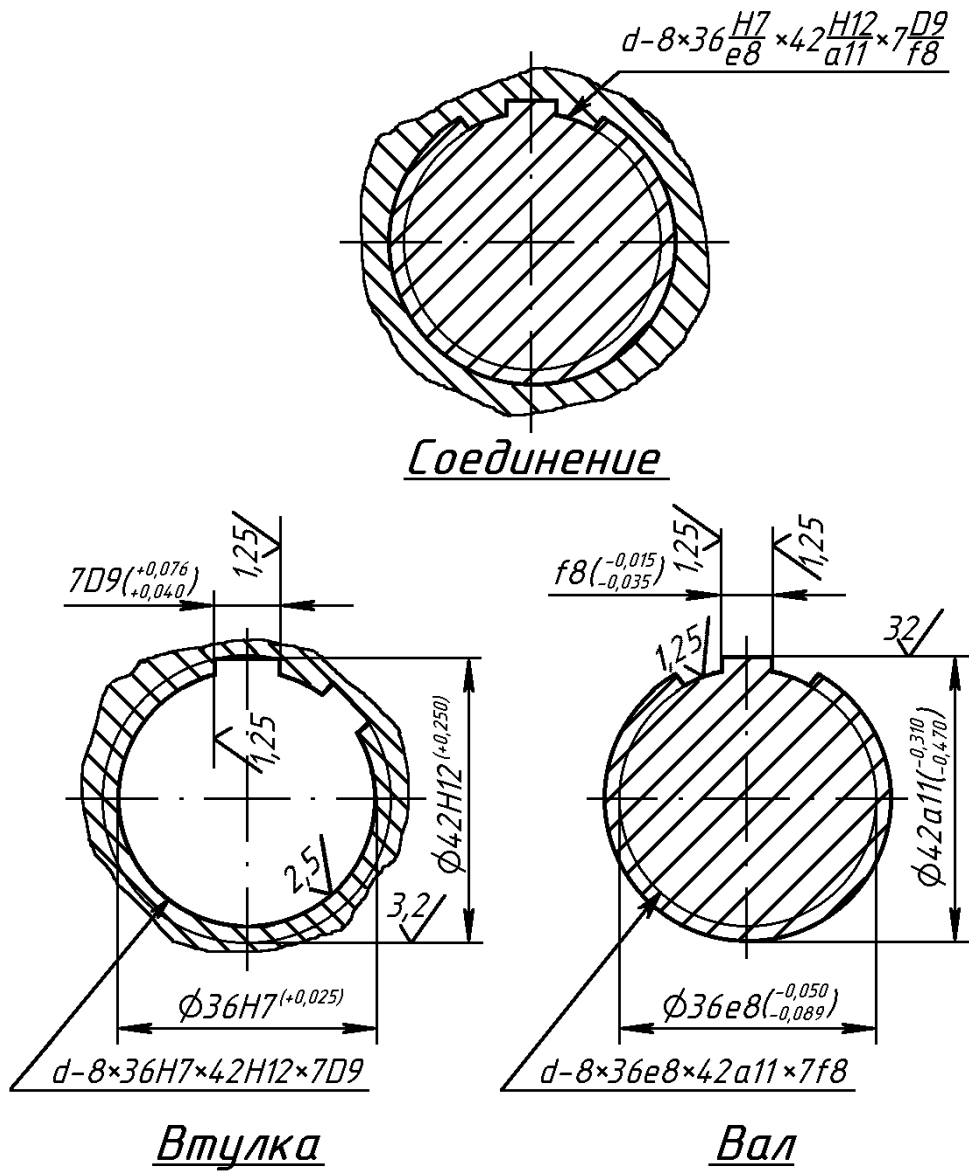


Рис. 5.4. Чертежи шлицевого соединения и его деталей

5.3. Резьбовое соединение

По условиям задачи дано резьбовое соединение М20 х 2-6Н/6g, резьба метрическая по ГОСТ 8724-81 (СТ СЭВ 181-75).

Решение

1. Пользуясь данными табл. 4.24 [4] – рассчитываем значения номинальных размеров среднего и внутреннего диаметров соединения

Номинальный средний диаметр резьбы

$$d_2(D_2) = d(D) - 2 + 0,071 = 18,701 \text{ мм}$$

$$d_1(D_1) = d(D) - 3 + 0,835 = 17,835 \text{ мм}$$

Полученные результаты занести в табл. 5.3.

1. Пользуясь табл. 4.29 [4] – находим предельные отклонения элементов деталей резьбового соединения и заносим их в табл. 5.3.

2. Рассчитываем предельные значения размеров элементов деталей резьбового соединения, результаты заносим в табл. 5.3.

3. Строим схему расположения полей допусков элементов деталей резьбового соединения и вычерчиваем соединение в сборе и подетально, с указанием требуемых размеров, полей допусков и параметров шероховатости (рис. 5.5, 5.6).

Таблица 5.3.

Параметры элементов деталей резьбового соединения

Наименование элементов	Обозначение	Номинальный размер, мм	Отклонение, мкм		Предельные размеры, мм	
			Верхнее ES; es	Нижнее EI; ei	max	min
<u>Гайка</u> Наружный диаметр	D	20	–	0	Не реглам.	20,000
Внутренний диаметр	D ₁	17,835	+375	0	18,210	17,835
Средний диаметр	D ₂	18,701	+212	0	18,913	18,701
<u>Болт</u> Наружный диаметр	d	20	–38	–318	19,962	19,682
Внутренний диаметр	d ₁	17,835	–38	–	17,979	Не реглам.
Средний диаметр	d ₂	18,701	–38	–198	18,663	18,503

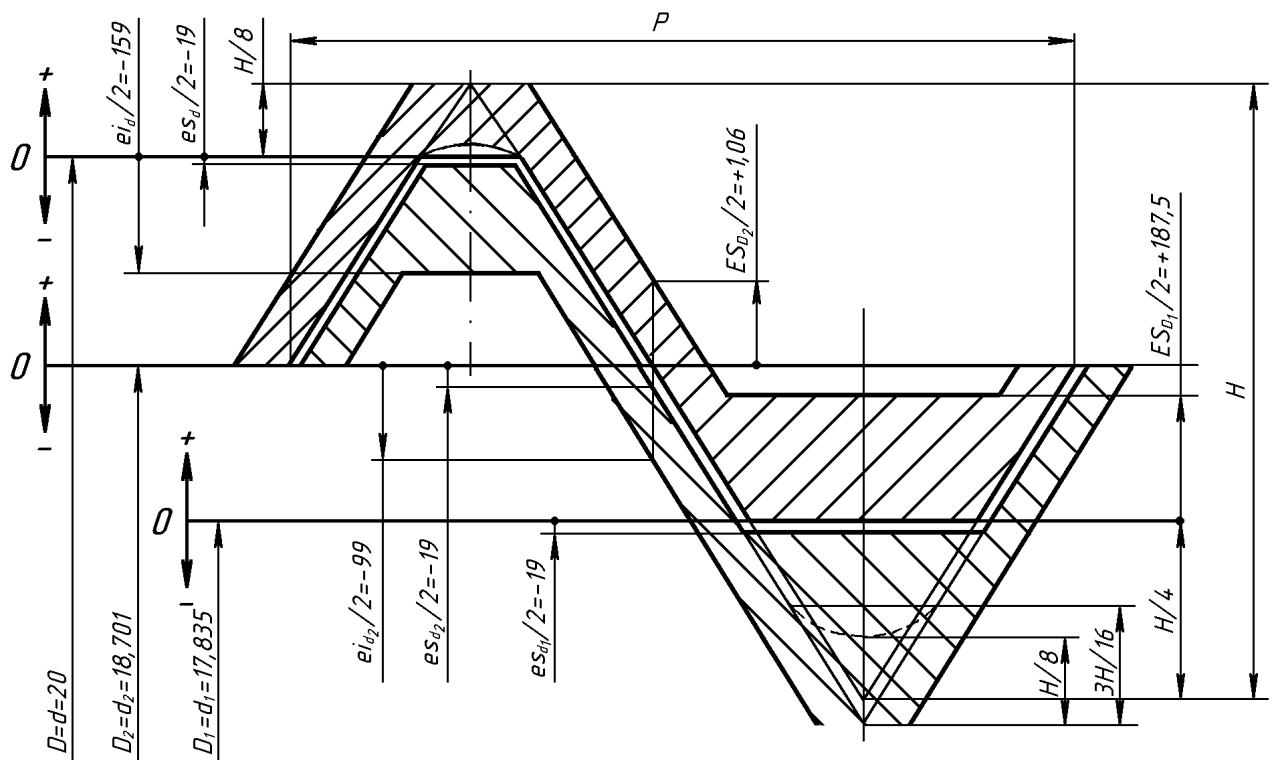


Рис. 5.5. Схема расположения полей допусков резьбового соединения

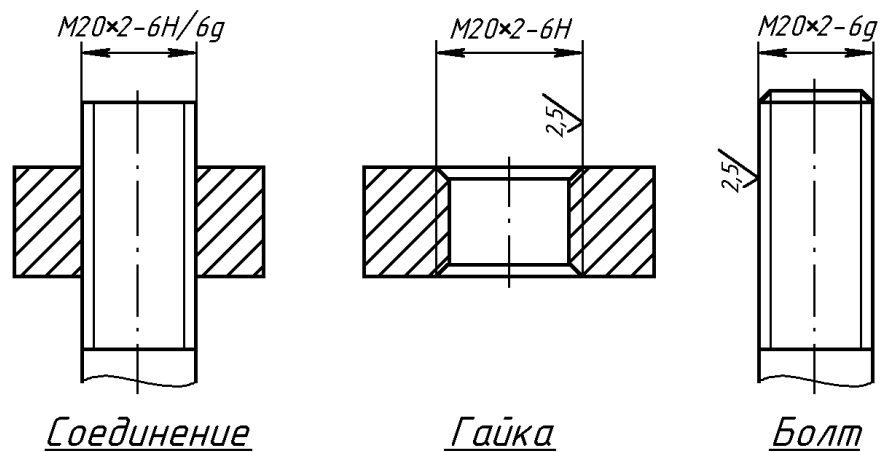


Рис. 5.6. Чертежи резьбового соединения и его деталей

Задача 6. Выбор посадок для различных соединений заданной сборочной единицы

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. 11, 14 и 15 [7] или гл. 9 (9.3); 12 (12.4) и 14 (14.1 и 14.2) [7].

В исходных данных к задаче имеется чертёж сборочной единицы, где имеется несколько различных видов соединений.

Требуется подобрать посадки для всех видов соединений, входящих в сборочную единицу, пользуясь методом аналогии или на основе рекомендации литературы.

Можно условно считать, что детали и соединения заданной сборочной единицы в процессе эксплуатации испытывают средние нагрузки и посадки следует принимать при средней точности обработки сопрягаемых поверхностей (от IT6 до IT9). При выборе посадок также необходимо правильно выбрать систему посадок и характер соединений.

Следует выбирать только те посадки, которые рекомендованы соответствующими стандартами и приведённой выше литературой.

Пример

На рис. 6 приведён чертёж редуктора. Требуется назначить посадки шеек вала во втулках и посадки втулок в корпусах редуктора.

1. Посадка шеек вала во втулках. Здесь следует принять посадку с зазором в системе отверстия. Можно принять посадку в 7-м качестве: $\varnothing 53H7/s6$.

2. Посадка втулок в корпусах редуктора. Здесь следует принять посадку с натягом также в системе отверстия в 6...7 качествах, например посадку $\varnothing 53H7/s8$.

3. Принятые посадки заносим в табл. 6.1.

ПРИМЕЧАНИЕ: при выполнении работы в форму табл. 6.1 следует занести все посадки соединений разных видов заданной сборочной единицы, при этом форму таблицы можно переносить на следующие строки.

Таблица 6.1

Посадки соединений сборочной единицы

№№ соединяемых деталей	4-3	1-3 и 2-3
Принятая посадка	$\varnothing 36H7/f7$	$\varnothing 53H7/s6$

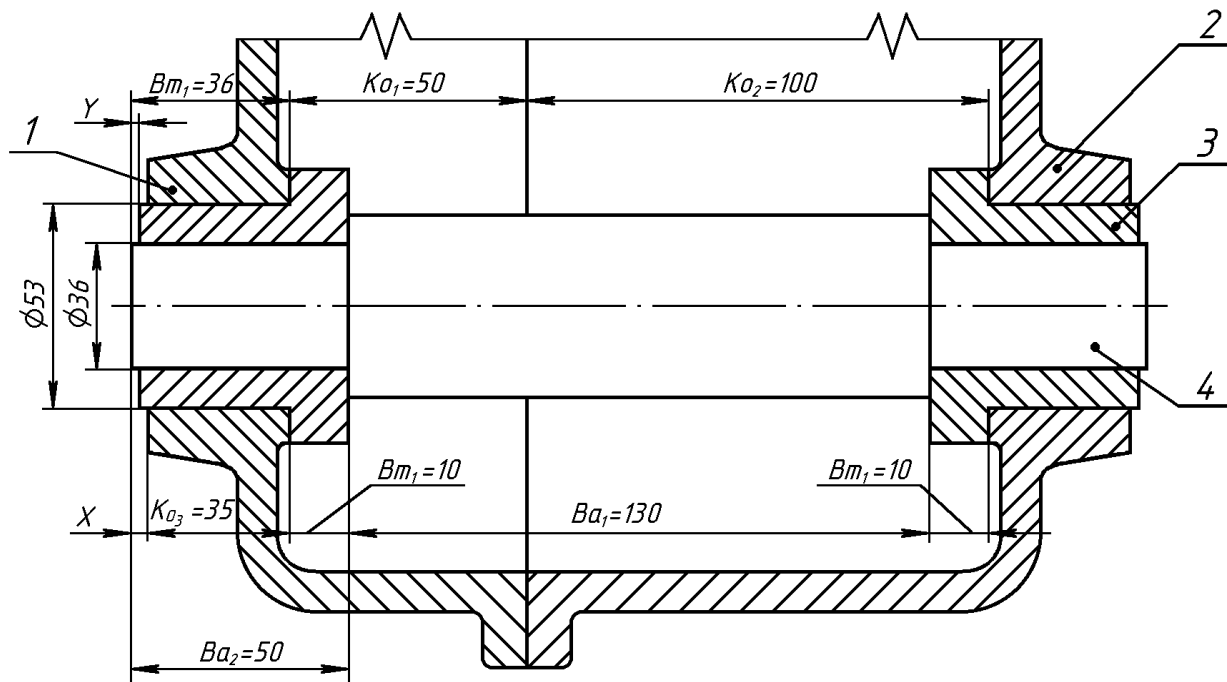


Рис. 6. Чертеж части редуктора

Задача 7. Расчёт размерных цепей

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в гл. 12 [7]; или гл. 11 [10]; а также гл. 3 [4].

К заданию на выполнение курсовой работы прилагается чертёж сборочной единицы с нанесёнными размерами, характеризующими размерные цепи механизма. В приложениях к чертежу даны варианты размеров звеньев цепей, а также технические условия на замыкающие звенья соответствующих размерных цепей.

Требуется рассчитать две заданные размерные цепи (прямая задача) на основе полной взаимозаменяемости (на максимум и минимум), т. е. определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев, входящих в размерные цепи.

Последовательность решения

1. Исходя из замыкающих звеньев – выявить соответствующие размерные цепи. Для этой цепи необходимо проанализировать все размеры сборочной единицы и выделить из них те, которые могут влиять на размеры замыкающих звеньев заданных размерных цепей.

2. Вычертить схемы размерных цепей на отдельном листе (см. рис. 7.1, 7.2) одновременно выявив и отметив соответствующим знаком увеличивающие и уменьшающие звенья, а также звенья, имеющие независимые допуски (независимые допуски даны в условиях задачи или могут быть получены при решении связанных размерных цепей). Если размерные цепи взаимно связаны между собою – следует вычертить общую схему связанных цепей (рис.7.1), а также схеме каждой из входящих цепей в отдельности (см. рис. 7.2).

3. Исходя из условия задачи – определить номинальные размеры замыкающих звеньев размерных цепей, их допуски, предельные отклонения и координаты середин полей допусков.

Номинальный размер замыкающего звена определяем по формуле

$$A_{\Delta} = \sum_1^n \overline{A}_1 - \sum_{n+1}^{m-1} \overline{A}_i$$

где A_{Δ} – номинальный размер замыкающего звена, мм;

\overline{A}_1 – номинальные размеры увеличивающих звеньев, мм;

\overline{A}_i – номинальные размеры уменьшающих звеньев, мм;

m – общее количество всех звеньев (включая замыкающие);

n – количество увеличивающих звеньев.

Предельные отклонения замыкающего звена (верхнее $Es_{A_{\Delta}}$ или нижнее $Ei_{A_{\Delta}}$) заданы в условиях задачи (соответствующего варианта размеров), его допуск определяем как алгебраическую разность предельных отклонений

$$T_{A_{\Delta}} = Es_{A_{\Delta}} - Ei_{A_{\Delta}} \quad (7.1)$$

А координату середины поля допуска – из выражения

$$Es_{A_{\Delta}} = \frac{Es_{A_{\Delta}} + Ei_{A_{\Delta}}}{2} \quad (7.2)$$

4. Если заданные для решения размерные цепи связаны между собой, то сначала следует определить точность каждой из связанных цепей по их среднему допуску

$$T_{A_{cp}} = \frac{T_{A_{\Delta}} - \sum_1^p TA_{нез}}{m - 1 - p} \quad (7.3)$$

где $T_{A_{cp}}$ – средний допуск размерной цепи, мкм;

A_{Δ} – допуск замыкающего звена, мкм;

$\sum_1^p A_{нез}$ – сумма независимых допусков, мкм;

p – количество звеньев с независимыми допусками.

Чем меньше значение среднего допуска – тем точнее сама размерная цепь и расчет следует начинать с наиболее точной размерной цепи.

ПРИМЕЧАНИЕ: при этом общее звено размерных цепей, после решения более точной размерной цепи, будет иметь независимый допуск, что необходимо учитывать при решении менее точной цепи.

ЕСЛИ ЗАДАННЫЕ РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ МЕЖДУ СОБОЙ НЕ СВЯЗАНЫ – ПОРЯДОК РЕШЕНИЯ НЕ ИМЕЕТ ЗНАЧЕНИЯ.

5. Рассчитать допуски для всех составляющих звеньев размерной цепи (кроме звеньев с независимыми допусками).

Расчет допусков составляющих звеньев можно вести по одному из приведённых ниже методов.

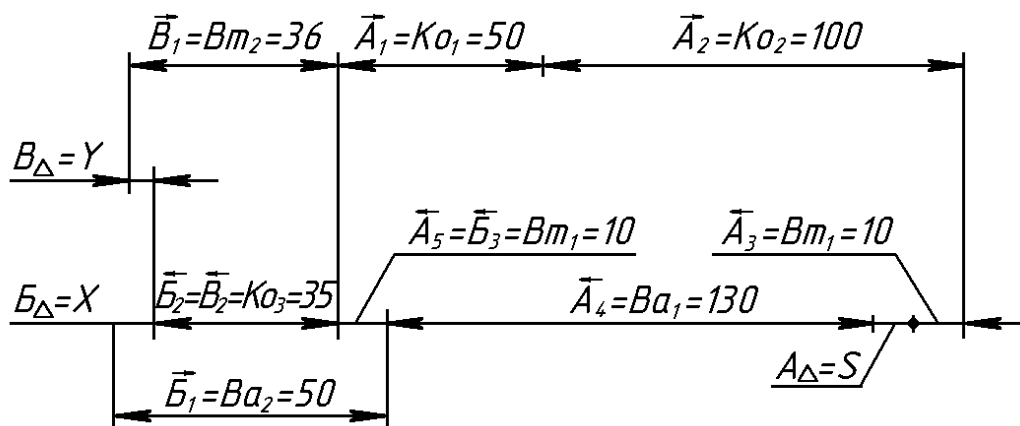


Рис. 7.1. Схема связанных размерных цепей к рис. 7.

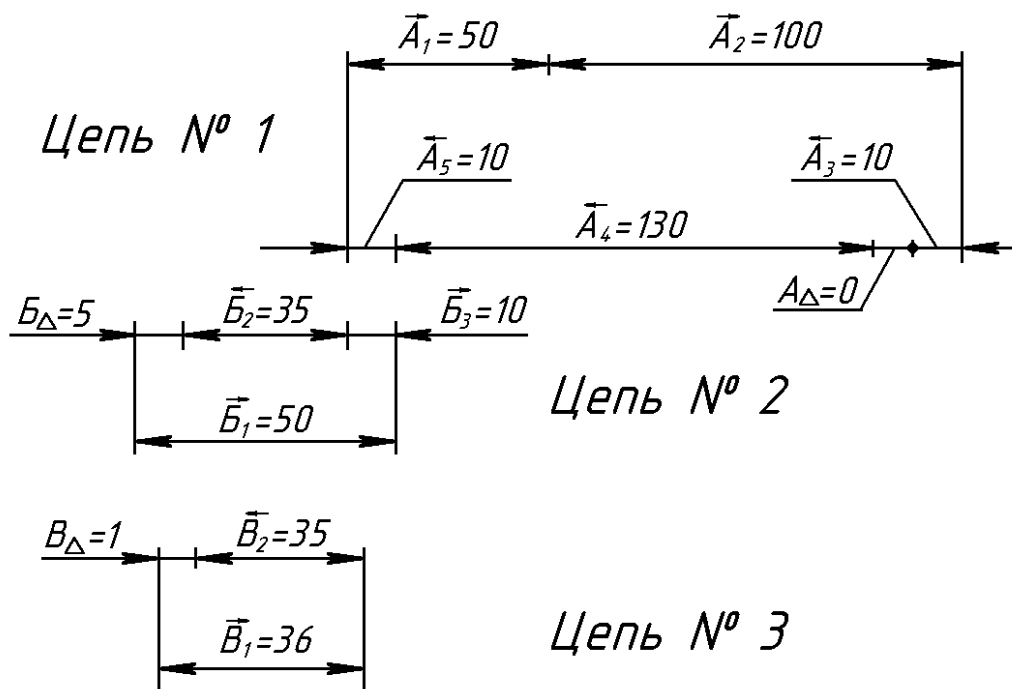


Рис. 7.2. Схема отдельных размерных цепей

МЕТОД СРЕДНЕГО ДОПУСКА

При этом методе определяют средний допуск размерной цепи, как это было сказано выше и назначают полученное значение допуска на каждое звено цепи, корректируя его величину с учётом номинальных размеров звеньев, сложности их обработки и измерений, условие разбора и иных факторов. Правильность решения проверить по формуле

$$T_{A_\Delta} = \sum T_{A_i} \quad (7.4)$$

т.е. сумма допусков всех составляющих звеньев (включая и звенья с независимыми допусками) должна быть равна допуску замыкающего звена.

Этот метод прост, но его следует принимать в тех случаях, когда размеры звеньев лежат в одном интервале размеров или близких друг другу интервалах. Кроме того, при этом методе допуски составляющих звеньев могут оказаться нестандартными, что затруднит применение стандартных калибров в процессе изготовления и измерения деталей,

МЕТОД ОДНОГО КАЛИТТА

Основан этот метод на предположении, что для линейных размеров имеет место та же зависимость между размерами и его допуском, что и для диаметральных размеров, т.е. $T_A = ai$, где a – число единиц допуска, а i – единица допуска, которая, как и для диаметров, равна

$$i = 0,001 A_u + 0,45 \sqrt[3]{A_u}$$

где A_u – средняя геометрическая интервала размера ($A_u = \sqrt{A_{\max} \cdot A_{\min}}$)

A_{\max} и A_{\min} – максимальное и минимальное значение интервала размеров.

Последовательность расчёта при данном методе следующая

Сначала определяют число единиц допуска для заданной размерной цепи по формуле

$$a = \frac{T_{A\Delta} - \sum_1^p T_{A_{нез}}}{\sum_1^{m-1-p} i_{A_i}} \quad (7.6)$$

где a – число единиц допуска по ГОСТ 25346-82;

i_{A_i} – единица допуска для данного интервала размеров (табл. 3.3 4).

По найденному числу единиц допуска – находят соответствующий ближайший квалитет (табл. 1.8 3).

Пользуясь табл. ГОСТ 25347-82 (СТ СЭВ 144-75) – назначают стандартные допуски на все звенья (кроме звеньев с независимыми допусками).

ПРИМЕЧАНИЕ: следует учитывать, что полученное расчётом число единиц допуска a , как правило, не будет точно соответствовать числу единиц допуска того или иного квалитета по ГОСТ 25346-82. В таких случаях назначают квалитет с ближайшим (большим или меньшим) значением числа единиц допуска. Если полученное значение единицы допуска лежит между двух квалитетов – допускается для одних деталей (более сложно обрабатываемых) – применять более грубый квалитет, а для других – более жёсткий.

После назначения допуска – производят проверку результатов по формуле

$$T_{A\Delta} = \sum T_{A_i}$$

Если имеет место расхождение – следует произвести корректировку допусков за счёт какого либо одного звена, при этом сначала пробуют назначить на это звено стандартный допуск из другого квалитета. Для корректирования следует выбрать звено, обработка которого наименее сложна и при этом не требуется применения сложных средств измерений.

6. Назначить предельные отклонения на все оставшиеся звенья. Предельные отклонения на размеры звеньев цепи следует назначать так, чтобы они соответствовали стандартным для того или иного поля допуска диаметральных размеров (ГОСТ 25347-82). Для упрощения решения задачи можно руководствоваться следующим: для деталей или их элементов типа «отверстие» – принять отклонения (односторонний допуск в плюс); для деталей или их элементов типа «вал» – принять отклонения, как для основного вала (односторонний допуск в минус); для всех остальных случаев – назначить симметричный допуск (по половине допуска в плюс и минус).

В отдельных случаях, при решении несвязанных цепей, можно принять для всех увеличивающих звеньев расположение поля допуска как для основного отверстия, а для всех уменьшающих – как для основного вала. Но и в этом случае следует учитывать форму детали или её элементы, в целях применения стандартных калибров.

Проверку правильности назначения предельных отклонений производят по формулам

$$Es_{A\Delta} = \sum Es_{A_i}^- - Ei_{A_i}^-$$

$$Ei_{A\Delta} = \sum Ei_{A_i}^- - \sum Es_{A_i}^-$$

или

$$Ec_A = \sum Ec_{A_i}^- - \sum Ec_{A_i}^-$$

где $Es_{A\Delta}; Es_{A_i}^-; Es_{A_i}^-$ – верхние отклонения соответственно замыкающего, увеличивающих или уменьшающих звеньев;

$Ei_{A\Delta}; Ei_{A_i}^-; Ei_{A_i}^-$ – нижнее отклонение тех же звеньев;

$Ec_{A\Delta}; Ec_{A_i}^-; Ec_{A_i}^-$ – координаты середин полей допусков тех же звеньев.

Если при назначенных отклонениях равенство не имеют места – следует произвести корректировку предельных отклонений за счет, какого либо звена (обычно за счёт звена, корректирующего допуск). При этом то или иное уравнение решается относительно корректирующего отклонения (верхнего и нижнего) или середины координаты поля допуска.

Если решение проводится по координате середины поля допуска корректирующего звена (это решение наиболее просто), то предельные отклонения этого звена находятся по формуле

$$\begin{aligned} Es_{A_k} &= Ec_{A_k} + 0,5T_{A_k} \\ Ei_{A_k} &= Ec_{A_k} - 0,5T_{A_k} \end{aligned} \quad (7.9)$$

Полученные параметры замыкающего и всех составляющих звеньев – занести в формулу табл. 8.

Пример решения размерных цепей

Дано:

1. Чертёж сборочной единицы (рис. 6) с размерами, выходящие цепи механизма.

2. Технические условия, определяющие функциональные особенности размерных цепей:

осевой разбег вала S допускается в пределах $0,5 \dots 1,0$ мм;

выступление концов вала за плоскость бобышек корпуса (с обеих сторон) допускается в пределах $X \pm 0,5$ мм;

выступление торцов втулок за плоскости бобышек корпуса (с обеих сторон) допускается в пределах $Y \pm 0,5$ мм;

Требуется определить замыкающие звенья размерных цепей, найти их размеры, выявить размерные цепи и определить параметры всех составляющих звеньев.

Последовательность решения

1. Выявляем размеры, входящие в размерные цепи и строим схемы размерных цепей. В данном примере имеются место три связанных между собою размерные цепи.

2. Вычерчиваем схемы размерные цепей в связанном виде (рис. 7.1.) и отдельно друг от друга (рис. 7.2). Здесь показаны размерные цепи только для одной стороны механизма. Одновременно отмечаем увеличивающие и уменьшающие звенья, и размеры, общие для разных размерных цепей.

3. Определяем номинальные размеры замыкающих звеньев цепей:

цепь № 1: $A_{\Delta} = (\bar{A}_1 + \bar{A}_2) - (\bar{A}_3 + \bar{A}_4 + \bar{A}_5) = (50 + 100) - (10 + 130 + 10) = 0$ мм;

цепь № 2: $B_{\Delta} = \bar{B}_1 - (\bar{B}_2 + \bar{B}_3) = 50 - (35 + 10) = 5$ мм;

цепь № 3: $B_{\Delta} = \bar{B}_1 - \bar{B}_2 = 36 - 35 = 1$ мм.

Предельные отклонения, допуски и координаты средин полей допусков определяем из условий задачи:

для звена A_{Δ} :

$E_{s_{A_{\Delta}}} = +1000$ мкм; $E_{i_{A_{\Delta}}} = +500$ мкм; $E_{c_{A_{\Delta}}} = +750$ мкм; $T_{A_{\Delta}} = 500$ мкм ;

для звена B_{Δ} :

$E_{s_{B_{\Delta}}} = +500$ мкм; $E_{i_{B_{\Delta}}} = -500$ мкм; $E_{c_{B_{\Delta}}} = 0$ мкм; $T_{B_{\Delta}} = 1000$ мкм ;

для звена B_{Δ} :

$E_{s_{B_{\Delta}}} = +500$ мкм; $E_{i_{B_{\Delta}}} = -500$ мкм; $E_{c_{B_{\Delta}}} = 0$ мкм; $T_{B_{\Delta}} = 1000$ мкм .

4. Определяем точность каждой из взаимосвязанных цепей, рассчитывая их средние допуски:

1-я цепь: $T_{Acc} = \frac{T_{A_{\Delta}}}{m-1} = \frac{500}{5} = 100$ мкм;

2-я цепь: $T_{B_{\Delta}} = \frac{T_{B_{\Delta}}}{m-1} = \frac{1000}{3} \approx 333$ мкм;

3-я цепь: $T_{B_{\Delta}} = \frac{T_{B_{\Delta}}}{m-1} = \frac{1000}{2} = 500$ мкм.

Наиболее точной является цепь № 1, с которой начинается решение задачи, затем решаем цепь № 2 и после неё – цепь № 3.

ПРИМЕЧАНИЕ: если в задании размерные цепи невзаимосвязаны, то последовательность решения будет та же, но отдельно для каждой размерной цепи и точность размерных цепей определять не следует.

РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ №1

5. Назначаем допуски составляющих звеньев

По условиям задачи расчёт ведём на максимум и минимум (метод полной взаимозаменяемости), применяя метод одного качества. Для этой цепи определяем число единиц допуска цепи № 1

$$a = \frac{T_{A_{\Delta}}}{\sum_1^{m-1} i_{A_i}} = \frac{500}{1,56 + 2,17 + 0,9 + 2,52 + 0,9} = 62$$

Пользуясь табл. 1.8 [3] находим, что полученное значение, $a = 62$ соответствует примерно 10-му качеству, для которого, $a = 64$.

По той же таблице назначаем стандартные допуски на каждое составляющее звено, принимая линейные размеры цепи как диаметры

$T_{A1} = 100$ мкм; $T_{A3} = T_{A5} = 58$ мкм;

$T_{A2} = 140$ мкм; $T_{A4} = 160$ мкм

Проверяем условие полной взаимозаменяемости по формуле

$$\sum T_{A_i} = T_{A_\Delta}$$

В нашем случае

$$\sum T_{A_i} = 100 + 140 + 58 + 160 + 58 = 516 \text{ мкм.}$$

Сумма допусков составляющих звеньев оказалась больше заданного допуска замыкающего звена на 16 мкм, т.е. условие взаимозаменяемости – не выполнено.

Для обеспечения полной взаимозаменяемости следует для какого-либо звена принять нестандартный допуск, т.е. произвести корректирование допуска на 16 мкм. Для этой цели наиболее подходящим является звено $A_4 = B_{A_1}$, т.е. длина средней части вала, обработка и измерение которой не представляет технологических затруднений.

Таким образом, для звена A_4 имеем $T_{A_4} = 160 - 16 = 144$. Теперь условие полной взаимозаменяемости обеспечено, т.к. $\sum T_{A_i} = T_{A_\Delta}$.

Окончательные значения принятых допусков составляющих звеньев – заносим в табл.7.1.

5. Назначаем предельные отклонения.

Можно на основании рекомендации данных указаний, принять для звеньев A_1 и A_2 – симметричный допуск, т. к. эти размеры не являются ни «отверстием», ни «валом». Размеры A_3 и A_5 являются размерами типа «вал» и на них назначаем предельные отклонения, как для основного вала, т. е. в минус. Предельные отклонения, звена A_4 определяем расчётом, т. к. это звено является корректирующим при расчёте допусков.

Таким образом, имеем:

$$\text{Звено } A_\Delta: E_{S_{A_\Delta}} = +1000 \text{ мкм}; E_{i_{A_\Delta}} = +500 \text{ мкм}; E_{C_{A_\Delta}} = +750 \text{ мкм};$$

$$\text{Звено } A_1: E_{S_{A_1}} = +50 \text{ мкм}; E_{i_{A_1}} = -70 \text{ мкм}; E_{C_{A_1}} = 0;$$

$$\text{Звено } A_2: E_{S_{A_2}} = +70 \text{ мкм}; E_{i_{A_2}} = -70 \text{ мкм}; E_{C_{A_2}} = 0;$$

$$\text{Звено } A_3: E_{S_{A_3}} = 0; E_{i_{A_3}} = -58 \text{ мкм}; E_{C_{A_3}} = -29 \text{ мкм};$$

$$\text{Звено } A_5: E_{S_{A_5}} = 0; E_{i_{A_5}} = -58 \text{ мкм}; E_{C_{A_5}} = -29 \text{ мкм.}$$

Находим координату середины поля допуска звена A_4 , решая уравнение

$$E_{C_{A_\Delta}} = \sum E_{C_{A_i}}$$

$$\text{т. е. } +750 = (0 + 0) - (-29 - 29 + E_{C_{A_4}}), \text{ откуда}$$

$$E_{C_{A_\Delta}} = -750 = 58 = -692 \text{ мкм}$$

Тогда предельные отклонения звена A_4 будут

$$E_{C_{A_4}} = E_{C_{A_4}} + \frac{T_{A_4}}{2} = -692 + 72 = -620 \text{ мкм};$$

$$E_{i_{A_4}} = E_{C_{A_4}} - \frac{T_{A_4}}{2} = -692 - 72 = -764 \text{ мкм.}$$

Полученные значения заносим в табл. 7.1.

РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ №2

4. Назначаем допуски составляющих звеньев

Как можно видеть из схемы размерной цепи № 2 – звено B_3 является общим со звеном A_3 размерной цепи № 1, которое уже имеет допуск и предельные отклонения: $A_3 = B_3 = 10_{-0,058}$ мм; т. е. в размерной цепи № 2 звено B_3 – является звеном с независимым допуском, что следует учитывать при дальнейших расчётах.

Остальные два звена цепи № 2 лежат в одном интервале размеров 30..50 мм, следовательно, можно было бы на каждое из них назначить одинаковый допуск, но тогда этот допуск не будет стандартным. Лучше на одно из звеньев назначить стандартный допуск, например, на звено B_2 (длина бобышки корпуса), которое трудно обработать и желательно измерять стандартным калибром. Допуск же звена B_1 – определить расчётом.

Из уравнения размерной цепи № 2 имеем

$$T_{B_1} + T_{B_2} = T_{B_\Delta} - T_{B_3} = 1000 - 58 = 942 \text{ мкм}$$

Назначаем на звено B_2 стандартный допуск (основной вал 13-го качества)

$$T_{B_2} = 460 \text{ мкм, тогда допуск звена будет}$$

$$T_{B_1} = 942 - 460 = 482 \text{ мкм}$$

Полученные значения допусков – заносим в табл. 7.1.

6. Назначение предельных отклонений

На звенья B_2 и B_3 предельные отклонения уже имеются (звено B_3 имеет независимый допуск, а на звено B_2 – допуск и отклонения были назначены ранее). Таким образом требуется определить предельные отклонения для звена B_1 .

Сначала определяем координату середины поля допуска звена B_1

$$E_{с_{B_1}} = E_{с_{B_\Delta}} + (E_{с_{B_2}} + E_{с_{B_3}}) = 0 + (-230 - 29) = -259 \text{ мкм;}$$

$$E_{с_{B_1}} = -259 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения звена B_1

$$E_{s_{B_1}} = E_{с_{B_1}} + \frac{T_{B_1}}{2} = -259 + 241 = -18 \text{ мкм;}$$

$$E_{i_{B_1}} = E_{с_{B_1}} - \frac{T_{B_1}}{2} = -259 - 241 = -500 \text{ мкм.}$$

Полученные результаты занести в табл. 7.1.

РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ №3

4. Назначение допусков звеньев

Решение этой размерной цепи наиболее просто, т. к. здесь имеется всего два звена: из которых одно звено B_2 является общим звеном со звеном B_2 размерной цепи № 2 и уже имеет допуск и предельные отклонения (независимый допуск).

Таким образом, имеем

$$T_{B_\Delta} = T_{B_1} + T_{B_2}$$

Откуда допуск звена B_1 будет

$$T_{B_1} = T_{B_\Delta} - T_{B_2} = 1000 - 460 = 540 \text{ мкм.}$$

5. Назначение предельных отклонений

Определяем для звена B_1 координату середины поля допуска из уравнения $E_{CB_\Delta} = E_{CB_1} - E_{CB_2}$ или $0 = -230 - E_{CB_2}$ откуда $E_{CB_2} = -230 \text{ мкм.}$

Находим предельные отклонения для этого звена

$$E_{SB_2} = -230 + 270 = +40 \text{ мкм;}$$

$$E_{iB_2} = -230 - 270 = -500 \text{ мкм.}$$

Полученные результаты заносим в табл. 7.1

Таблица 7.1.

Параметры звеньев размерных цепей

№№ цепей и обозначение звеньев	П а р а м е т р ы з в е н ь е в					
	Номинальный размер, мм	Верхнее отклонение E_s , мкм	Нижнее отклонение E_i , мкм	Середина пол. доп. E_s , мкм	Допуск T , мкм	Обозначение размера, мм
Ц е п ь № 1						
A_Δ	0	+1000	+500	+750	500	$0^{+1,000}_{+0,500}$
A_1	50	+50	-50	0	100	$50J_510_{(\pm 0,050)}$
A_2	100	+70	-70	0	140	$100J_510_{(\pm 0,070)}$
A_3	10	0	-58	-29	58	$10h10_{(-0,058)}$
A_4	130	-620	-764	-692	144	$130^{-0,620}_{-0,764}$
A_5	10	0	-58	-29	58	$10h10_{(-0,058)}$
Ц е п ь № 2						
B_Δ	5	+500	-500	0	1000	$5 \pm 0,500$
B_1	50	-18	-500	-259	482	$50^{-0,018}_{-0,500}$
B_2	35	0	-460	-230	460	$35h13_{(-0,460)}$
B_3	10	0	-58	-29	58	$10h10_{(-0,058)}$
Ц е п ь № 3						
B_Δ	1	+500	-500	0	1000	$1 \pm 0,500$
B_1	36	+40	-500	-230	540	$36^{+0,040}_{-0,500}$
B_2	35	0	-460	-230	460	$35h13_{(-0,460)}$

Задача 8. Расчёт уровня стандартизации сборочной единицы

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в [9] стр. 29..52, [7] стр. 15..38.

Дано: чертеж сборочной единицы и его спецификация.

Требуется: определить уровень стандартизации заданной сборочной единицы.

Порядок решения

Уровень стандартизации для данного объекта определяют по формуле

$$K_{ст} = (n/N) \cdot 100, \quad (8.1)$$

где N – общее число деталей в сборочной единице,
 n – число стандартных деталей.

Пример

Дана сборочная единица, состоящая из $N = 40$ деталей, причём в ней имеется $n = 12$ деталей стандартных.

1. Подставляя данные в формулу получаем

$$K_{ст} = (12/40) \cdot 100 = 30\%.$$

Раздел 2. МЕТРОЛОГИЯ

Задача 9. Выбор универсального мерительного инструмента

При выборе универсальных средств измерения необходимо учитывать:

- масштаб производства,
- форму организации контроля,
- точность изготовления контролируемых элементов детали,
- экономические факторы.

При выполнении курсовых работ можно считать:

- мы имеем мелкосерийное производство,
- сплошной контроль.

Тогда выбор сводится к определению соотношения допускаемой погрешности измерений и предельной погрешности метода измерения.

Порядок выбора инструмента

1. Пользуясь табл. (приложение 5 [9] или приложение Л находят допускаемую погрешность измерений δ для заданного номинального диаметра и качества.

2. Пользуясь табл. погрешностей средств измерения Δ_{lim} приложение 6 [9] или приложение М – выбирают соответствующий измерительный инструмент, придерживаясь условия $\Delta_{lim} \leq \delta$ и одновременно учитывая конструктивные особенности измеряемого элемента детали, а также экономические показатели использования данного средства измерений (его стоимость, сложность настройки на нуль, сложность работы с инструментом и т.д.).

Примеры выбора средств измерения

Дано: гладкое цилиндрическое соединения $\varnothing 25H7/f7$.

ДЛЯ ОТВЕРСТИЯ $\varnothing 25H7$

1. По приложению Л определяем, что для данного отверстия допускаемая погрешность измерения $\delta = 6$ мкм.

2. Пользуясь приложением М (измерение внутренних размеров) находим, что для измерения этого размера подходит индикаторный нутромер ГОСТ 868-72 с ценой деления отсчетного устройства 0,01 мм, с используемым перемещением измерительного стержня 0,03 мм, с установкой на нуль по концевым мерам 2-го класса точности с боковинами. Здесь $\Delta_{lim} = 5$ мкм.

ДЛЯ ВАЛА

1. Так же, как и для отверстия определяем, что для данного вала допускаемая погрешность измерения составит $\delta = 6$ мкм.

2. По таблице предельных погрешностей методов измерений (измерение наружных размеров) находим, что для измерения этого размера подходят: микромер гладкий ГОСТ 650-78 и головка пружинная (микрокатор) 10 ИПГ ГОСТ 6933-81, у которых $\Delta_{lim} = 5$ мкм. Так как стоимость гладкого микрометра ниже, чем микрокатора и работать с ним значительно проще и, следовательно, экономичнее, принимаем для измерения вала гладкий микрометр ГОСТ 6507-78, при работе в специальной стойке для защиты от тепла рук.

Раздел 3. КВАЛИМЕТРИЯ

Оценка качества машин на стадии проектирования

Задача 10. Оценка качества сборочной единицы экспертным методом

Для решения этой задачи необходимо изучить разделы курса, изложенные в соответствующей лекции.

Исходными данными для расчёта оценки качества сборочной единицы являются оценки, выставленные тремя группами экспертов.

Последовательность расчёта

1. Определяют среднюю оценку конструкции по формуле

$$O_{\text{ср}} = \sum O_i \frac{K_{\text{гр}}}{N}, \quad (10.1)$$

где $O_{\text{ср}}$ – среднее значение оценки качества конструкции;

O_i – единичная оценка качества экспертом i -той группы;

$K_{\text{гр}}$ – групповой коэффициент весомости оценки качества; (для 1-ой группы – 1; для 2-ой – 0,9; для 3-ей – 0,7);

N – количество экспертов.

2. Определяем среднеквадратичное отклонение оценки качества

$$\sigma_o = \frac{\sqrt{(O_{\text{icc}} - O_{\text{ср}})^2}}{n}, \quad (10.2)$$

где σ_o – сред неквадратичное отклонение оценки;

O_{icc} – среднее значение оценки качества i -ой группы экспертов;

$O_{\text{ср}}$ – среднее значение оценки качества;

n – количество групп экспертов.

3. Определяем стандарт среднеквадратического отклонения

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (10.3)$$

4. Определяем границы рассеивания среднего значения оценки качества

$$O_{\text{ср}} - \varepsilon < O_{\text{ср}} < O_{\text{ср}} + \varepsilon \quad (10.4)$$

$$O_{\text{ср}} - \varepsilon \cdot t_{\alpha} < O_{\text{ср}} < O_{\text{ср}} + \varepsilon \cdot t_{\alpha}, \quad (10.5)$$

где t_{α} – коэффициент гармоничности, $t_{\alpha} = 1,38$ п/м вероятности $\alpha = 0,8$

5. Определяем относительную ошибку расчёта оценки качества

$$\Delta_{\alpha} = \frac{O_{\text{icc}} - O_{\text{ср}}}{O_{\text{ср}}} \cdot 100\%, \quad (10.6)$$

где Δ_{α} – относительная ошибка точности расчёта оценки качества, которая не должна превышать 20%, как установлено ГОСТом;

$O_{\text{ср}}$ – верхняя оценка качества конструкции.

Пример расчета

Получены следующие оценки качества конструкции, данные 10 экспертами, разбитыми на 3 группы по весомости

Группы	Оценки
1	5 – 4 – 5
2	4 – 3 – 4 – 5
3	5 – 4 – 3

1. Определяем среднюю оценку конструкции

$$O_{cp} = 14 \cdot 1 + 16 \cdot 0,9 + 12 \cdot \frac{0,7}{10} = 3,59$$

2. Среднеквадратическое отклонение оценки качества

$$\sigma = \sqrt{\frac{\left(\frac{14}{3} - 3,59\right)^2 + \left(\frac{16}{4} - 3,59\right)^2 + \left(\frac{12}{3} - 3,59\right)^2}{3}} = 0,7$$

3. Стандарт среднеквадратического отклонения

$$\varepsilon = \frac{0,7}{\sqrt{10}} = 0,22$$

4. Границы рассеивания средней оценки

$$3,59 - 0,22 \cdot 1,38 < O_{cp} < 3,59 + 0,22 \cdot 1,38$$

$$3,29 < O_{cp} < 3,89$$

5. Относительная ошибка расчёта

$$\Delta_{\alpha} = \frac{3,89 - 3,59}{3,59} \cdot 100\% = 9,2\%$$

т. к. ошибка оценки качества меньше ГОСТовской, допустимой в 20%, то расчёты принимаются.

ВЫВОД: средняя ошибка оценки сборочной единицы – 3,59, определённая по результатам опроса 10 экспертов, при увеличении числа экспертов оценка может повыситься до - 3,89 или снизиться до - 3,29.

Раздел 4. ОФОРМЛЕНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Разработка машиностроительных чертежей

Задача 11. Вычерчивание заданных деталей

Номера деталей сборочной единицы для вычерчивания приведены в задании на выполнение работы (к задаче 7).

Рабочие чертежи заданных деталей следует выполнять на листах чертежной бумаги формата А3 (422x297) или А4 (210x297) в соответствии с ЕСКД, т.е. с необходимым количеством проекций, разрезов, сечений, выносок с простановкой всех размеров, полей допусков, предельных отклонений, с указанием допусков формы взаимного расположения поверхностей, с обозначением соответствующих параметров шероховатости поверхностей с указанием технических требований на изготовление детали. Если по чертежу заданной сборочной единицы невозможно выявить конструкцию детали – допускается самостоятельное решение. Недостающие на сборочном чертеже размеры следует определить пропорционально заданным, с учётом масштаба чертежа.

Технические требования, помещаемые в правой нижней части чертежа (над основной надписью) должны содержать ряд сведений, необходимых для обработки детали. Рекомендуется технические требования помещать в последовательности: (НВ или НРС), общие, неуказанные на чертеже размеры (литейные радиусы и уклоны, радиусы скруглений или галтелей, фаски и т. д.); далее приводятся допуски формы и расположения поверхностей детали, если их было неудобно разместить на поле чертежа (в рамках и символах); затем приводят неуказанные допуски и прочие требования.

Металл детали и требуемую термическую обработку всей детали или её отдельных поверхностей – принимают по справочнику [1].

Следует иметь в виду, что на чертеже сборочной единицы детали вычерчены с принятыми в ЕСКД упрощениями (не указаны фаски, проточки, галтели, канавки для входа шлифовального камня и т. д.), на рабочих чертежах этих деталей – упрощения не допускаются и детали должны быть вычерчены со всеми подробностями.

Пример оформления рабочего чертежа вала-шестерни представлен на рис. 11.1.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя, т. I. – М.: «Машиностроение», 1978, – 728 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя, т. II. – М.: «Машиностроение», 1978, – 560 с.
3. Допуски и посадки. Справочник. Мягков В.Д. и др., т. I. – Л.: «Машиностроение», 1982, – 543 с.
4. Допуски и посадки. Справочник. Мягков В.Д. и др., т. II. – Л.: «Машиностроение», 1983, – 446 с.
5. Методические указания к курсовой работе по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям. Сушкевич М.В. и Возняк К.В. – Ставрополь, ССХИ, 1989, – 46 с.
6. Приложения к методическим указаниям к курсовой работе по взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям. Сушкевич М.В., Возняк К.В. и Рудакова Л.В. – Ставрополь, ССХИ, 1982, – 16 с.
7. Серый И.С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: ВО «Агропромиздат», 1987, – 363 с.
8. Справочник контролера машиностроительного завода. Под ред. Якушева А.И. – М.: «Машиностроение», 1980, – 527 с.
9. Сушкевич М.В. Контроль при ремонте сельскохозяйственной техники. – М.: ВО «Агропромиздат», 1988, – 252 с.
10. Якушев А.И., Воронцов Л.Н. и Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: «Машиностроение», 1987, – 350 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

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

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение EI											
		A^l	B^l	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H	J_s^2
	Квалитет	Все квалитеты											
Для интервалов размеров, мм	До 3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Предельные отклонения = $\pm IT_n/2$, где n – порядковый номер квалитета
	Свыше 3 до 6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
	Свыше 6 до 10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
	Свыше 10 до 14	+290	+150	+95	–	+50	+32	–	+16	–	+6	0	
	Свыше 14 до 18												
	Свыше 18 до 24	+300	+160	+110	–	+65	+40	–	+20	–	+7	0	
	Свыше 24 до 30												
	Свыше 30 до 40	+310	+170	+120	–	+80	+50	–	+25	–	+9	0	
	Свыше 40 до 50	+320	+180	+130									
	Свыше 50 до 65	+340	+190	+140	–	+100	+60	–	+30	–	+10	0	
	Свыше 65 до 80	+360	+200	+150									
	Свыше 80 до 100	+380	+220	+170	–	+120	+72	–	+36	–	+12	0	
	Свыше 100 до 120	+410	+240	+180									
	Свыше 120 до 140	+460	+260	+200	–	+145	+85	–	+43	–	+14	0	
	Свыше 140 до 160	+520	+280	+210									
	Свыше 160 до 180	+580	+310	+230									
	Свыше 180 до 200	+660	+340	+240	–	+170	+100	–	+50	–	+15	0	
Свыше 200 до 225	+740	+380	+260										
Свыше 225 до 250	+820	+420	+280										

Продолжение

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Верхнее отклонение ES												
		J			K ³		M ^{3,4}		N ^{3,5}		P до ZC ³ до 7	P	R	S
	Квалитет	6	7	8	до 8	свыше 8	до 8	свыше 8	до 8	свыше 8				
Для интервалов размеров, мм	До 3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Отклонение, как для квалитетов свыше 7, увеличенное на Δ	-6	-10	-14
	Свыше 3 до 6	+5	+6	+10	-1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15	-19
	Свыше 6 до 10	+5	+8	+12	-1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23
	Свыше 10 до 14	+6	+10	+15	-1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23	-28
	Свыше 14 до 18													
	Свыше 18 до 24	+8	+12	+20	-2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28	-35
	Свыше 24 до 30													
	Свыше 30 до 40	+10	+14	+25	-2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43
	Свыше 40 до 50													
	Свыше 50 до 65	+13	+18	+28	-2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53
	Свыше 65 до 80													
	Свыше 80 до 100	+16	+22	+34	-3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51	-71
	Свыше 100 до 120													
	Свыше 120 до 140	+18	+26	+41	-3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-63	-92
	Свыше 140 до 160													
	Свыше 160 до 180													
	Свыше 180 до 200	+22	+30	+47	-4-Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0		-50	-77	-122
Свыше 200 до 225														
Свыше 225 до 250														

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение <i>ES</i>														
		<i>T</i>	<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>ZC</i>	Δ , мкм					
	Квалитет	Свыше 7										3	4	5	6	7
Для интервалов размеров, мм	До 3	–	-18	–	-20	–	-26	-32	-40	-60	–	–	0	0	–	–
	Свыше 3 до 6	–	-23	–	-28	–	-35	-42	-50	-80	1,0	1,5	1	3	4	6
	Свыше 6 до 10	–	-28	–	-34	–	-42	-52	-67	-97	1,0	1,5	2	3	6	7
	Свыше 10 до 14	–	-33	–	-40	–	-50	-64	-90	-130	1,0	2,0	3	3	7	9
	Свыше 14 до 18			-39	-45	–	-60	-77	-108	-150						
	Свыше 18 до 24	–	-41	-47	-54	-61	-73	-98	-136	-188	1,5	2,0	3	4	8	12
	Свыше 24 до 30	-41	-48	-55	-64	-75	-88	-118	-160	-218						
	Свыше 30 до 40	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	-274	1,5	3,0	4	5	9	14
	Свыше 40 до 50	-54	-70	-81	-97	-114	-136	-180	-242	-325						
	Свыше 50 до 65	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2,0	3,0	5	6	11	16
	Свыше 65 до 80	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480						
	Свыше 80 до 100	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	2,0	4,0	5	7	13	19
	Свыше 100 до 120	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690						
	Свыше 120 до 140	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
	Свыше 140 до 160	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900						
	Свыше 160 до 180	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	3	4	6	9	17	26
Свыше 180 до 200	-144	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150							
Свыше 200 до 225	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	3	4	6	9	17	26	
Свыше 225 до 250	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350							

1. Основные отклонения *A* и *B* не предусмотрены для размеров менее 1 мм.

2. Для полей допусков от J_s7 до J_s11 нечетные числовые значения ИТ могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.

3. Для определения значения отклонений *K*, *M*, и *N* до 8-го квалитета (вкл.) и отклонений от *P* до *ZC* до 7-го квалитета (вкл.) следует использовать величины в графах справа.

4. Специальные случаи: для посадки допуска *M6* в интервале размеров от 250 до 315 мм $ES = -9$ мкм (вместо -11 мкм); поле допуска *M8* предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мкм.

5. Основные отклонения *N* для квалитетов до 8-го не предусмотрено для размеров менее 1 мм.

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

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Верхнее отклонение <i>es</i>									
		<i>a'</i>	<i>b'</i>	<i>c</i>	<i>cd</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>ef</i>	<i>f</i>	<i>fg</i>	<i>g</i>
Условное обозначение	Квалитет	Все квалитеты									
		Для интервалов размеров, мм	До 3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6
Свыше 3 до 6	-270		-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4
Свыше 6 до 10	-280		-150	-80	-56	-46	-25	-18	-13	-8	-5
Свыше 10 до 14	-290		-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6
Свыше 14 до 18											
Свыше 18 до 24	-300		-160	-110	-	-65	-40	-	-2	-	-7
Свыше 24 до 30											
Свыше 30 до 40	-310		-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9
Свыше 40 до 50											
Свыше 50 до 65	-340		-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10
Свыше 65 до 80											
Свыше 80 до 100	-380		-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12
Свыше 100 до 120											
Свыше 120 до 140	-460		-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14
Свыше 140 до 160											
Свыше 160 до 180	-580		-310	-230	-	-170	-110	-	-50	-	-15
Свыше 180 до 200											
Свыше 200 до 225	-740	-380	-260	-	-170	-110	-	-50	-	-15	
Свыше 225 до 250	-820	-420	-280	-	-	-	-	-	-	-	

Продолжение

Условное обозначение	Буквенное обозначение	es	j_s^2	Нижнее отклонение e_i								
		h		j			k		m^3	n	p	r
	5 и 6			7	8	от 4 до 7	до 3 и свыше 7	все качества				
	Квалитет											
Для интервалов размеров, мм	До 3	0	Пределные отклонения = $\pm IT_n/2$, где n – порядковый номер качества	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10
	Свыше 3 до 6	0		-2	-1	-	+1	0	+4	+8	+12	+15
	Свыше 6 до 10	0		-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+15	+19
	Свыше 10 до 14	0		-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+18	+23
	Свыше 14 до 18			-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+22	+28
	Свыше 18 до 24	0		-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+26	+34
	Свыше 24 до 30			-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+32	+41
	Свыше 30 до 40	0		-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+37	+51
	Свыше 40 до 50			-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	Свыше 50 до 65	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	Свыше 65 до 80			-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	Свыше 80 до 100	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	Свыше 100 до 120			-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	Свыше 120 до 140	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	Свыше 140 до 160			-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	Свыше 160 до 180	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
	Свыше 180 до 200			-11	-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65
	Свыше 200 до 225	0		-13	-21	-	+4	0	+17	+31	+50	+77
Свыше 225 до 250	-11		-18	-	+3	0	+15	+27	+43	+65		

Условное обозначение	Буквенное обозначение	Нижнее отклонение ei									
		s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc
	Квалитет	Все квалитеты									
Для интервалов размеров, мм	До 3	+14	–	+18	–	+20	–	+26	+32	+40	+60
	Свыше 3 до 6	+19	–	+23	–	+28	–	+35	+42	+50	+80
	Свыше 6 до 10	+23	–	+28	–	+34	–	+42	+52	+67	+97
	Свыше 10 до 14	+28	–	+33	–	+40	–	+50	+64	+90	+130
	Свыше 14 до 18				+39	+45	–	+60	+77	+108	+150
	Свыше 18 до 24	+35	–	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
	Свыше 24 до 30		+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
	Свыше 30 до 40	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
	Свыше 40 до 50		+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
	Свыше 50 до 65	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
	Свыше 65 до 80	+56	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
	Свыше 80 до 100	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
	Свыше 100 до 120	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
	Свыше 120 до 140	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
	Свыше 140 до 160	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
	Свыше 160 до 180	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
	Свыше 180 до 200	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
Свыше 200 до 225	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250	
Свыше 225 до 250	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350	

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

2. Для полей допусков от J_s7 до J_s11 нечетные числовые значения ИТ могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.

3. Специальный случай: поле допуска $m7$ предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.

Числовые значения допусков (ГОСТ 25346-89)

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет																			
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
свыше	до	мкм										мкм									
			3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	1,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	1,2	2	2,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	1,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20

Примечания: для размеров менее 1 мм квалитеты от 14 до 18 не применяются.

Отклонение присоединительных диаметров подшипников качения*

Номинальные диаметры, мм		Отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм		Номинальные диаметры, мм		Отклонения диаметра отверстия подшипника, мкм	
свыше	до	верхнее	нижнее	свыше	до	верхнее	нижнее
10	18	0	-8	–	18	0	-8
18	30	0	-10	18	30	0	-9
30	50	0	-12	30	50	0	-11
50	80	0	-15	50	0	0	-13
80	120	0	-20	80	120	0	-15
120	180	0	-25	120	150	0	-18
180	250	0	-30	150	180	0	-25
250	315	0	-35	180	250	0	-30
				250	315	0	-35
				315	400	0	-40
				400	500	0	-45

* Класс точности 0.

Нормальные габаритные размеры подшипников (ГОСТ 8338-75)

Условное обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм			Радиус закругления фаски r , мм
<i>Легкая серия</i>				
204	20	47	14	1,5
205	25	52	15	1,5
206	30	62	16	1,5
207	35	72	17	2,0
208	40	80	18	2,0
209	45	85	19	2,0
210	50	90	20	2,0
211	55	100	21	2,5
212	60	110	22	2,5
213	65	120	23	2,5
214	70	125	24	2,5
215	75	130	25	2,5
216	80	140	26	3,0
217	85	150	28	3,0
218	90	160	30	3,0
220	100	180	34	3,5
<i>Средняя серия</i>				
305	25	62	17	2,0
306	30	72	19	2,0
307	35	80	21	2,5
308	40	90	23	2,5
309	45	100	25	2,5

Условное обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм			Радиус закругления фаски r , мм
310	50	110	27	3,0
311	55	120	29	3,0
312	60	130	31	3,5
313	65	140	33	3,5
314	70	150	35	3,5
315	75	160	37	3,5
316	80	170	39	3,5
317	85	180	41	4,0
318	90	190	43	4,0
<i>Тяжелая серия</i>				
406	30	90	23	2,5
407	35	100	25	2,5
408	40	110	27	3,0
409	45	120	29	3,0
410	450	130	31	3,5
411	55	140	33	3,5
412	60	150	35	3,5
413	65	160	37	3,5
414	70	180	42	4,0
415	75	190	45	4,0

Приложение ЕІ

Основные размеры деталей в соединениях с призматическими шпонками, мм ГОСТ 23360-78 (СТ СЭВ 189-79)

Диаметр вала D	$b \times h$	Интервалы длин l		Глубина паза	
		от	до	на валу t_1	во втулке t_2
Св. 12 до 17	5×5	10	56	3,0	2,3
Св. 17 до 22	6×6	14	70	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8×7	18	90	4,4	3,3
Св. 30 до 38	10×8	22	110	5,0	3,3
Св. 38 до 44	12×8	28	140	5,0	3,3
Св. 44 до 50	14×9	36	160	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16×10	45	180	6,0	4,3
Св. 58 до 65	18×11	50	200	7,0	4,4
Св. 65 до 75	20×12	56	220	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22×14	63	250	9,5	5,4
Св. 85 до 95	25×14	70	280	9,5	5,4
Св. 95 до 110	28×16	80	320	10,0	6,4
Св. 110 до 130	32×18	90	360	11,0	7,4

Основные размеры деталей в соединениях
с сегментными шпонками, мм (выдержка из ГОСТ 2401-80)

Диаметр вала D	$b \times h \times d$	Глубина паза	
		на валу t_1	во втулке t_2
Св. 16 до 18	5×6,5×16	4,5	2,3
Св. 18 до 20	5×7,5×19	5,5	2,3
Св. 20 до 22	5×9×22	7,0	2,3
Св. 22 до 25	6×9×22	6,5	2,8
Св. 25 до 28	6×10×25	7,0	3,3
Св. 28 до 32	8×11×28	8,0	3,3
Св. 32 до 38	10×13×32	10,0	3,3

Размер шлицевого вала по меньшему диаметру d_1
при центрировании по D или d (выдержки из ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	d_1	$z \times d \times D$	d_1	$z \times d \times D$	d_1
Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
6×23×26	22,1	6×11×14	9,9	10×16×20	14,1
6×26×30	24,6	6×13×16	12,0	10×18×23	15,6
6×28×32	26,7	6×16×20	14,5	10×21×26	18,5
8×32×36	30,4	6×18×22	16,7	10×23×29	20,3
8×36×40	34,5	6×21×25	19,5	10×26×32	23,0
8×42×46	40,4	6×23×28	21,3	10×28×35	24,4
8×46×50	44,6	6×26×32	23,4	10×32×40	28,0
8×52×58	49,7	6×28×34	25,9	10×36×56	31,3
8×56×62	53,6	6×32×38	29,4	10×42×52	36,9
8×62×68	59,8	8×36×42	33,5	10×46×56	40,9
10×72×78	69,6	8×42×48	39,5	16×52×60	47,0
10×82×88	79,3	8×46×54	42,7	16×56×65	50,6
10×92×98	89,4	8×52×60	48,7	16×62×72	56,1
10×102×108	99,9	8×56×65	52,2	16×72×82	65,9
10×112×120	108,8	8×62×72	57,8	20×82×92	75,6
		10×72×82	67,4	20×92×102	85,5
		10×82×92	77,1		
		10×92×102	87,3		
		10×102×112	97,7		

Приложение И

Значение единицы допуска (i) для разных интервалов размеров

Интервалы размеров, мм	Единица допуска (i), мкм
от 1 до 3	0,63
свыше 3 до 6	0,83
6 10	1,0
10 18	1,21
18 30	1,44
30 50	1,71
50 80	1,90
80 120	2,20
120 180	2,50
180 150	2,90

Приложение К

Значения числа единиц допуска (a) для разных квалитетов

Квалитеты	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число единиц допуска (a)	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Значения допускаемых погрешностей измерений (мкм).
СТ СЭВ 303-76 (выдержка)

Номинальные размеры, мм	Квалитеты																							
	4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14		15	
	Мкм																							
	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ	IT	δ
До 3	3	1,0	4	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,0	25	6	40	8	60	12	100	20	140	30	250	50	400	80
Свыше 3 до 6	4	1,4	5	1,6	8	2,0	12	3,0	18	4,0	30	8	48	10	75	16	120	30	180	40	300	60	480	100
6 10	4	1,4	6	2,0	9	2,0	15	4,0	22	5,0	36	9	58	12	90	18	150	30	220	50	360	80	580	120
10 18	5	1,6	8	2,8	11	3,0	18	5,0	27	7,0	43	10	70	14	110	30	180	40	270	60	430	90	700	140
18 30	6	2,0	9	3,0	13	4,0	21	6,0	33	8,0	52	12	84	18	130	30	210	50	330	70	520	120	840	180
30 50	7	2,4	11	4,0	16	5,0	25	7,0	39	10,0	62	16	100	20	160	40	250	50	390	80	620	140	1000	200
50 80	8	2,8	13	4,0	19	5,0	30	9,0	46	12,0	74	18	120	30	190	40	300	60	460	100	740	160	1200	240
80 120	10	3,0	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	12,0	87	20	140	30	220	50	350	70	540	120	870	180	1400	280
120 180	12	4,0	18	6,0	25	7,0	40	12,0	63	16,0	100	30	160	40	250	50	400	80	630	140	1000	200	1600	320
180 250	14	5,0	20	7,0	29	8,0	46	12,0	72	18,0	115	30	185	40	290	60	460	100	720	160	1150	240	1850	380

Примечание. Разрешается увеличение допускаемой погрешности измерения, указанной в табл. 4, при уменьшении допуска размера, учитывающего это увеличение, а также в случае разделения изделий на размерные группы для селективной сборки.

**Предельные погрешности измерения
для универсальных измерительных средств
(выдержки из табл. 1 РДМУ-98-77)**

№ п/п	Наименование средств измерения	Условия измерения	Предельные погрешности измерения, ± мкм. Для диапазонов размеров, свыше – до		
			1 – 50	50 – 120	120 – 260
<i>I. При измерении наружных линейных размеров и глубин</i>					
1	Штангенциркули от отсчетом по нониусу 0,1 мм		150	200	200
2	Штангенглубиномеры с отсчетом по нониусу 0,1 мм		250	300	300
3	Штангенциркули с отсчетом по нониусу 0,05 мм		100	100	100
4	Штангенглубиномеры с отсчетом по нониусу 0,05 мм		100	150	150
5	Индикаторы часового типа (ИЧ и ИТ) с 0,01 мм и пределом измерения от 2 до 10 мм в штативах или стойках	При перемещении измерит. стержня до 10 мм	20	20	30
6	То же самое	То же самое до 1 мм	10	10	10
7	То же самое	То же самое до 0,1 мм в начале второго оборота стрелки	$\frac{1-18}{5}$ $\frac{18-50}{10}$	10	10
8	Глубиномеры индикаторные при относительном методе измерения с настройкой по блокам концевых мер	При перемещении измерительного стержня до 0,1 мм	$\frac{1-18}{5}$ $\frac{18-50}{10}$	10	–
9	Скобы индикаторные с 0,01 мм	При любом виде контакта находятся в руках	15	20	20
10	То же	Контакт плоскостной или линейчатый. Находятся в стойке	10	10	10
11	Микрометры гладкие с отсчетом 0,01 мм при настройке на нуль по установочной мере	Находятся в руках	$\frac{0-25}{5}$ $\frac{25-50}{10}$	$\frac{50-75}{10}$ $\frac{75-100}{15}$	$\frac{150-200}{20}$ $\frac{200-250}{25}$
12	То же	Находятся в стойке	5	10	10
13	Глубиномеры микрометрические с отсчетом 0,01 мм с настройкой по установочной мере	При перемещении измерит. стержня 25 мм	5	10	–
14	Микрометры рычажные с отсчетом 0,002-0,01 мм при настройке на нуль по установочной мере		$\frac{0-25}{4}$ $\frac{25-50}{6}$	$\frac{50-100}{10}$ $\frac{100-150}{15}$	$\frac{150-200}{20}$ $\frac{200-250}{25}$

№ п/п	Наименование средств измерения	Условия измерения	Предельные погрешности измерения, ± мкм. Для диапазонов размеров, свыше – до		
			1 – 50	50 – 120	120 – 260
15	То же самое при настройке на нуль по концевым мерам 2-го класса	При отсчете в пределах ±10 делений шкалы	2	5	5
16	Скобы рычажные с отсчетом 0,002-0,005 мм при настройке по концевым мерам 3-го класса	При работе находятся в руках	$\frac{0-25}{4}$ $\frac{25-50}{5}$	$\frac{50-100}{10}$	$\frac{100-125}{20}$
17	То же самое при настройке по концевым мерам 3-го класса	Находятся в стойке	4	5	10
18	То же самое при настройке по концевым мерам 2-го класса	При измерении в пределах ±10 делений	2	3	5
19	Микроскопы инструментальные		5	10	–
20	Микроскопы измерительные универсальные	Измерение проекционное	$\frac{1-18}{3,5}$ $\frac{18-50}{4,5}$	7	12
21	Головки рычажно-зубчатые с отсчетом 0,002 мм с настройкой по концевым мерам 3-го класса	Предел измерения ±0,1 мм	4	5	8
22	Головки измерительные пружинные 2ИГП (микрокаторы с отсчетом 0,002 мм, настроенные по концевым мерам 2-го класса)	Пределы измерений ±0,006 мм	$\frac{1-10}{1}$ $\frac{10-50}{2}$	2	2
23	Оптиметр вертикальный с отсчетом 0,001 мм при настройке по концевым мерам 0-го класса	Пределы измерений ±0,1	1	1	1
<i>II. При измерении внутренних линейных размеров</i>					
1	Штангенциркули с отсчетом по нониусу 0,1 мм		200	250	300
2	Штангенциркули с отсчетом по нониусу 0,05 мм		150	200	200
3	Нутромеры индикаторные с отсчетом 0,001 мм при настройке по концевым мерам 4-го класса	Весь расход	20	25	25
4	То же самое	Предел измерения 0,1 мм в начале второго оборота	10	15	15
5	Нутромеры микрометрические с отсчетом 0,01 мм	По установочной мере	–	15	20
6	Оптиметры горизонтальные с отсчетом 0,001 мм при настройке по концевым мерам 1-го класса с боковинками	Предел измерения шкалы ±).06 мм	1,5	2,5	5

В числителе дроби указаны пределы измерения измерительного средства, а в знаменателе – его предельная погрешность в этом диапазоне размеров.

Допускаемые значения интенсивности нагрузки P_R

Диаметр, мм		Значения интенсивности нагрузки, кН/м			
отверстия внутреннего кольца подшипника		поле допуска вала			
свыше	до	j_s^6	$k6$	$m6$	$n6$
18	80	До 300	30...1400	1400...1600	1600...3000
80	180	До 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	До 700	700...3000	3000...3500	3500...6000
наружной поверхности наружного кольца подшипника		поле допуска корпуса			
свыше	до	$K7$	$M7$	$N7$	$P7$
50	180	До 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	До 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300

Рекомендуемые посадки для местно нагруженных колец подшипников

Размеры посадочных диаметров, мм		Поля допусков сопрягаемой с подшипником детали			Типы подшипников
		вал	стальной или чугунный корпус		
свыше	до		неразъемный	разъемный	
<i>Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией</i>					
–	80	$h6$	$H7$	$H7, H8$	Все типы, кроме штампованных игольчатых
80	260	$h6, g6$	$G7$		
<i>Нагрузка с ударами и вибрацией</i>					
–	80	$h6$	j_s7	j_s7	Все типы, кроме штампованных игольчатых и роликовых конических двухрядных
80	260		$H7$		

Зазоры посадок в системе отверстия, рекомендуемых СТ СЭВ 144-75, мкм

Посадки	Зазоры	Интервалы диаметров, мм												
		от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
<u>H5</u>	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
<u>g4</u>	max	9	13	15	19	22	27	31	37	44	49	56	61	67
<u>H6</u>	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
<u>g5</u>	max	12	17	20	25	29	36	42	49	57	64	72	79	87
<u>H7</u>	min	2	4	5	6	7	9	10	12	14	15	17	18	20
<u>g6</u>	max	18	24	29	35	41	50	59	69	79	90	101	111	123
<u>H6</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f6</u>	max	18	26	31	38	46	57	68	80	93	108	120	134	148
<u>H7</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f7</u>	max	26	34	43	52	62	75	90	106	123	142	160	176	194
<u>H8</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f7</u>	max	30	40	50	61	74	89	106	125	146	168	189	208	228
<u>H8</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f8</u>	max	34	46	57	70	86	103	122	144	169	194	218	240	262
<u>H8</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f9</u>	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320
<u>H9</u>	min	6	10	13	16	20	25	30	36	43	50	56	62	68
<u>f8</u>	max	45	58	71	86	105	126	150	177	206	237	267	291	320
<u>H7</u>	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
<u>e7</u>	max	20	44	55	68	82	100	120	142	165	192	214	239	261
<u>H7</u>	min	14	20	25	32	40	50	60	72	85	100	110	125	135
<u>e8</u>	max	38	50	62	77	94	114	136	161	188	218	243	271	295

Посадки	Зазоры	Интервалы диаметров, мм												
		от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
<u>H8</u> <i>e8</i>	min max	14 42	20 56	25 69	32 86	40 106	50 128	60 152	72 180	85 211	100 244	110 272	125 303	135 329
<u>H8</u> <i>e9</i>	min max	14 52	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321	125 354	135 387
<u>H9</u> <i>e8</i>	min max	14 52	20 68	25 83	32 102	40 125	50 151	60 180	72 213	85 248	100 287	110 321	125 354	135 387
<u>H9</u> <i>f9</i>	min max	6 56	10 70	13 85	16 102	20 124	25 149	30 178	36 210	43 243	50 280	56 316	62 342	68 378
<u>H7</u> <i>d8</i>	min max	20 44	30 60	40 77	50 95	65 119	80 144	100 176	120 209	145 248	170 288	190 323	210 356	230 390
<u>H8</u> <i>d8</i>	min max	20 48	30 66	40 84	50 104	65 131	80 158	100 192	120 228	145 271	170 314	190 352	210 388	230 424
<u>H9</u> <i>e9</i>	min max	14 64	20 80	25 97	32 118	40 144	50 174	60 208	72 246	85 285	100 330	110 370	125 405	135 445
<u>H8</u> <i>d9</i>	min max	20 59	30 78	40 98	50 120	65 150	80 181	100 220	120 261	145 308	170 367	190 401	210 439	230 482
<u>H9</u> <i>d9</i>	min max	20 70	30 90	40 112	50 136	65 169	80 204	100 248	120 294	145 345	170 400	190 450	210 490	230 540
<u>H10</u> <i>d10</i>	min max	20 100	30 126	40 156	50 190	65 233	80 280	100 340	120 400	145 465	170 540	190 610	210 670	230 730
<u>H11</u> <i>d11</i>	min max	20 140	30 180	40 220	50 270	65 325	80 400	100 480	120 560	145 645	170 750	190 830	210 930	230 1030

Примечание. – предпочтительные посадки.

Натяги посадок в системе отверстия,
рекомендуемых СТ СЭВ 144-75, мкм

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм								
			от 3 до 6	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 14	св. 14 до 18	св. 18 до 24	св. 24 до 30	св. 30 до 40	св. 40 до 50
H6	<u>H6</u>	min	0	4	6	7	7	9	9	10	10
	p5	max	10	17	21	26	26	31	31	37	37
	<u>H6</u>	min	4	7	10	12	12	15	15	18	18
	r5	max	14	20	25	31	31	37	37	45	45
	<u>H6</u>	min	8	11	14	17	17	22	22	27	27
	s5	max	18	24	29	36	36	44	44	54	54
H7	<u>H7</u>	min	4	0	0	0	0	1	1	1	1
	p6	max	12	20	24	29	29	35	35	42	42
	<u>H7</u>	min	0	3	4	5	5	7	7	9	9
	r6	max	16	23	28	34	34	41	41	50	50
	<u>H7</u>	min	4	7	8	10	10	14	14	18	18
	s6	max	20	27	32	39	39	48	48	59	59
	<u>H7</u>	min	4	7	8	10	10	14	14	18	18
	s7	max	24	31	38	46	46	56	56	68	68
	<u>H7</u>	min	–	–	–	–	–	–	20	23	29
	t6	max	–	–	–	–	–	–	54	64	70
<u>H7</u>	min	8	11	13	15	15	20	27	35	45	
u7	max	28	35	43	51	51	62	69	85	95	
H8	<u>H8</u>	min	0	1	1	1	1	2	2	4	4
	s7	max	24	31	38	46	46	56	56	68	68
	<u>H8</u>	min	4	5	6	6	6	8	15	21	31
	u8	max	32	41	50	60	60	74	81	99	109
	<u>H8</u>	min	6	10	12	13	18	21	31	41	58
	x8	max	34	46	56	67	72	87	97	119	136
	<u>H8</u>	min	12	17	20	23	33	40	55	73	97
	z8	max	40	53	64	77	87	106	121	151	175

Продолжение

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм							
			св. 50 до 65	св. 65 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 120	св. 120 до 140	св. 140 до 160	св. 160 до 180	св. 180 до 200
H6	<u>H6</u>	min	13	13	15	15	18	18	18	21
	p5	max	45	45	52	52	61	61	61	70
	<u>H6</u>	min	22	24	29	32	38	40	43	48
	r5	max	54	56	66	69	81	83	86	97
	<u>H6</u>	min	34	40	49	57	67	75	83	93
	s5	max	66	72	86	94	110	118	126	142
H7	<u>H7</u>	min	2	2	2	2	3	3	3	4
	p6	max	51	51	59	59	68	68	68	79
	<u>H7</u>	min	11	13	16	19	23	25	28	31
	r6	max	60	62	73	6	88	90	93	106
	<u>H7</u>	min	23	29	36	44	52	60	68	76
	s6	max	72	78	93	101	117	125	133	151

	<u>H7</u>	min	23	29	36	44	52	60	68	76
	s7	max	83	89	106	114	132	140	148	168
	<u>H7</u>	min	36	45	56	69	82	94	106	120
	t6	max	85	94	113	126	147	159	171	195
	<u>H7</u>	min	57	72	59	109	130	150	170	190
H8	u7	max	117	132	159	179	210	231	250	282
	<u>H8</u>	min	7	13	17	25	29	37	45	50
	s7	max	83	89	106	114	132	140	148	168
	<u>H8</u>	min	41	56	70	90	107	127	147	164
	u8	max	133	148	178	198	233	253	273	308
	<u>H8</u>	min	76	100	124	156	182	217	247	278
	x8	max	168	192	232	264	311	343	373	422
<u>H8</u>	min	126	164	204	256	302	352	402	448	
	z8	max	218	256	312	364	428	478	528	592

Продолжение

Основное отверстие	Посадки	Натяги	Интервалы диаметров, мм							
			св. 200 до 225	св. 225 до 250	св. 250 до 280	св. 280 до 315	св. 315 до 355	св. 355 до 400	св. 400 до 450	св. 450 до 500
H6	<u>H6</u>	min	21	21	24	24	26	26	28	28
	p5	max	70	70	79	79	87	87	95	95
	<u>H6</u>	min	51	55	62	66	72	78	86	92
	r5	max	100	104	117	121	133	139	153	152
	<u>H6</u>	min	101	111	126	138	154	172	192	212
	s5	max	150	160	181	193	215	233	259	279
H7	<u>H7</u>	min	4	4	8	4	5	5	5	5
	p6	max	79	79	88	88	98	98	108	108
	<u>H7</u>	min	34	38	42	46	51	57	63	69
	r6	max	109	113	126	130	144	150	166	172
	<u>H7</u>	min	84	94	106	118	133	151	169	189
	s6	max	159	169	190	202	226	244	272	292
	<u>H7</u>	min	84	94	106	118	133	151	169	189
	s7	max	179	186	210	222	274	265	295	315
	<u>H7</u>	min	134	150	166	188	211	237	267	297
	t6	max	209	225	250	272	304	330	370	400
H8	<u>H7</u>	min	212	238	263	298	333	378	427	477
	u7	max	304	330	367	402	447	492	553	603
	<u>H8</u>	min	58	68	77	89	101	119	135	155
	s7	max	176	186	210	222	247	265	295	315
	<u>H8</u>	min	186	212	234	269	301	346	393	443
	u8	max	330	356	396	431	479	524	587	637
	<u>H8</u>	min	313	353	394	444	501	571	643	723
	x8	max	457	497	556	606	679	749	837	917
<u>H8</u>	min	503	568	629	709	811	911	1003	1153	
	z8	max	647	712	791	871	989	1089	1197	1347

Примечание. – предпочтительные посадки

