



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ КЫРГЫЗСКОЙ  
РЕСПУБЛИКИ

КЫРГЫЗСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ  
им. И.Раззакова

кафедра «Метрология и стандартизация»

**МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ**  
**Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине**  
**«Метрология, стандартизация, сертификация» для студентов механических**  
**специальностей**

БИШКЕК 2012



*Рассмотрено на заседании  
кафедры «Метрология и  
стандартизация»*

Прот. № \_\_\_ от « \_\_\_ » \_\_\_\_\_



*Одобрено методической  
комиссией ФТМ*

Прот. № \_\_\_ от « \_\_\_ » \_\_\_\_\_

**Составители: ст. преп. ШАЛАБАЙ Т.Л.**

**Метрология, стандартизация и сертификация: Методические указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Метрология, стандартизация, сертификация» для студентов механических специальностей/ Кыргыз. гос. техн. ун-т; Сост.: Т.Л.Шалабай, Бишкек, 2012-34 с.**

Излагаются основные теоретические положения, методика выполнения различных задач из курса «метрология, стандартизация и сертификация», приводятся справочные материалы для решения задач.

**Рецензент:** к.т.н., доцент Самсалиев А.А.



## СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	3
2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	5
3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КАЛИБРОВ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	8
4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	13
5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ.....	22
6. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ.....	27
ЛИТЕРАТУРА.....	34



# 1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

## 1.1 Цель курсовой работы

Закрепить теоретические знания по курсу «Метрология, стандартизация и сертификация», научить пользоваться справочной литературой, стандартами; обучить будущего инженера умению решать задачи конструирования, производства и эксплуатации машин и механизмов, обеспечивая их высокое качество и надежность.

## 1.2 Содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из следующих заданий:

- 1) допуски и посадки гладких цилиндрических соединений;
- 2) расчет и конструирование калибров для гладких цилиндрических соединений;
- 3) выбор посадок подшипников качения;
- 4) расчет и выбор посадки с натягом
- 5) расчет размерных цепей

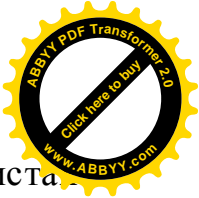
## 1.3 Указания по оформлению курсовой работы и выбору варианта задания

Задания на курсовую работу или расчетно-графическое задание (РГЗ) с указанием задач, входящих в ее состав выдается преподавателем в следующих формах:

- А) на специальном бланке с указанием условий решаемых задач и необходимыми для решения исходными данными
- Б) заданием двухзначного шифра, по которому из соответствующих таблиц заданий на стенде или в других дополнительных альбомах заданий.
- В) выбор заданий производится по номеру зачетной книжки (две последние цифры номера )

Например, номер зачетной книжки 0132, значит, вариант задания 32. По варианту 3 (первая цифра) берутся данные из первой части таблицы, по варианту 2 (вторая цифра) берутся данные из второй части таблицы. Например, в задании № 1 из таблицы 9.1 по первой цифре 3 выбираем номинальный диаметр сопряжения  $d = 60$  мм, а по второй цифре 2 — характер сопряжения H7/h6.

Задания содержат текст условия задачи и исходные данные, помещенные в таблицах или заданных на бланках – заданиях, выдаваемых преподавателем студентам индивидуально.



Работа оформляется в виде расчетно-пояснительной записки на листах писчей бумаги формата А4. Решение задач и объяснения к ним следует излагать четко, подробно, без сокращения слов, сопровождая ссылками на используемую литературу. Текстовая часть записки оформляется в соответствии с требованиями ГОСТа 2.105-95.

Рабочие чертежи калибров выполняются карандашом на листах стандартного формата А4 или А3. По согласованию с преподавателем чертежи могут быть выполнены на компьютере с соблюдением требований ЕСКД. Чертежи прилагаются к расчетно-пояснительной записке. В случае выполнения чертежей на компьютере к пояснительной записке прилагаются электронные версии выполненных чертежей с кратким описанием системы, в которой они выполнены.

Количество рабочих чертежей оговаривает преподаватель.

## **2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ**

### **2.1 Краткие теоретические сведения**

Система допусков и посадок для гладких соединений определяется двумя стандартами: ГОСТ 25346-82 и ГОСТ 25347-82. ГОСТом 25346-82 установлены основные положения, термины и определения, ряды допусков и основных отклонений. ГОСТом 25347-82 установлены поля допусков и рекомендуемые посадки, являющиеся исключением из общей совокупности полей допусков и посадок, предусмотренных Единой системой допусков и посадок (ЕСДП).

При изучении данной темы студент должен усвоить термины и определения, относящиеся к размерам, допускам, отклонениям, посадкам, уметь графически изобразить расположение полей допусков посадок с зазором, с натягом и переходных, а также пользоваться таблицами ГОСТ 25347-82 для нахождения допусков и основных отклонений.

### **2.2 Вопросы для самопроверки**

1. Взаимозаменяемость, ее виды, значение.
2. Размеры: номинальный, действительный, предельные.
3. Отклонения, допуск, поле допуска, качество.
4. Посадки, типы посадок, характеристика, выбор посадок.
5. Система основного отверстия и система основного вала
6. Схематическое изображение полей допусков.



## 2.3 Пример выполнения задания

Для гладкого цилиндрического соединения  $\varnothing 50$  E7/h6 определить предельные размеры отверстия и вала, тип посадки, предельные размеры зазора или натяга, допуск посадки. Вычертить схему расположения полей допусков. Вычертить эскизы соединения (вал-втулка) и его деталей, проставить на них посадочные размеры с отклонениями по стандарту.

### Решение

1. По ГОСТ 25346-82, таблица 6, определяем допуски отверстия и вала.

Допуск отверстия  $\varnothing 50E7$  — IT7 = 25 мкм.

Допуск вала  $\varnothing 50h6$  — IT6 = 16 мкм.

2. По ГОСТ 25346-82, таблицы 7 и 8, определяем основные отклонения вала и отверстия.

Основным отклонением вала  $\varnothing 50h6$  является верхнее отклонение  $es = 0$  мкм, основным отклонением отверстия  $\varnothing 50E7$  — нижнее отклонение  $EI = +50$  мкм.

3. Определяем верхнее отклонение отверстия

$$ES = IT7 + EI = 25 + 50 = 75 \text{ мкм,}$$

то есть, отверстие  $\varnothing 50E7 \begin{pmatrix} +0,75 \\ +0,05 \end{pmatrix}$

4. Определяем нижнее отклонение вала

$$ei = es - IT6 = 0 - 16 = -16 \text{ мкм, то есть, вал } \varnothing 50h6 \begin{pmatrix} 0 \\ -0,016 \end{pmatrix}.$$

5. Определяем предельные размеры отверстия и вала:

Наибольший предельный размер отверстия

$$D_{\max} = D + ES = 50 + 0,075 = 50,075 \text{ мм;}$$

Наименьший предельный размер отверстия

$$D_{\min} = D + EI = 50 + 0,050 = 50,050 \text{ мм;}$$

Наибольший предельный размер вала

$$d_{\max} = d + es = 50 + 0 = 50 \text{ мм;}$$

Наименьший предельный размер вала

$$d_{\min} = d + ei = 50 + (-0,016) = 49,984 \text{ мм;}$$

6. Строим схему расположения полей допусков (рис. 2.1)

7. Определяем тип посадки и систему, в которой выполнена посадка.

Посадка выполнена в системе вала. Основное отклонение вала (h)  $es = 0$ . Посадка с зазором (на схеме поле допуска отверстия расположено выше поля допуска вала).

8. Определяем предельные значения зазора.

Наибольший предельный зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 75 - (-16) = 91 \text{ мкм.}$$

Наименьший предельный зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es = 50 - 0 = 50 \text{ мкм.}$$

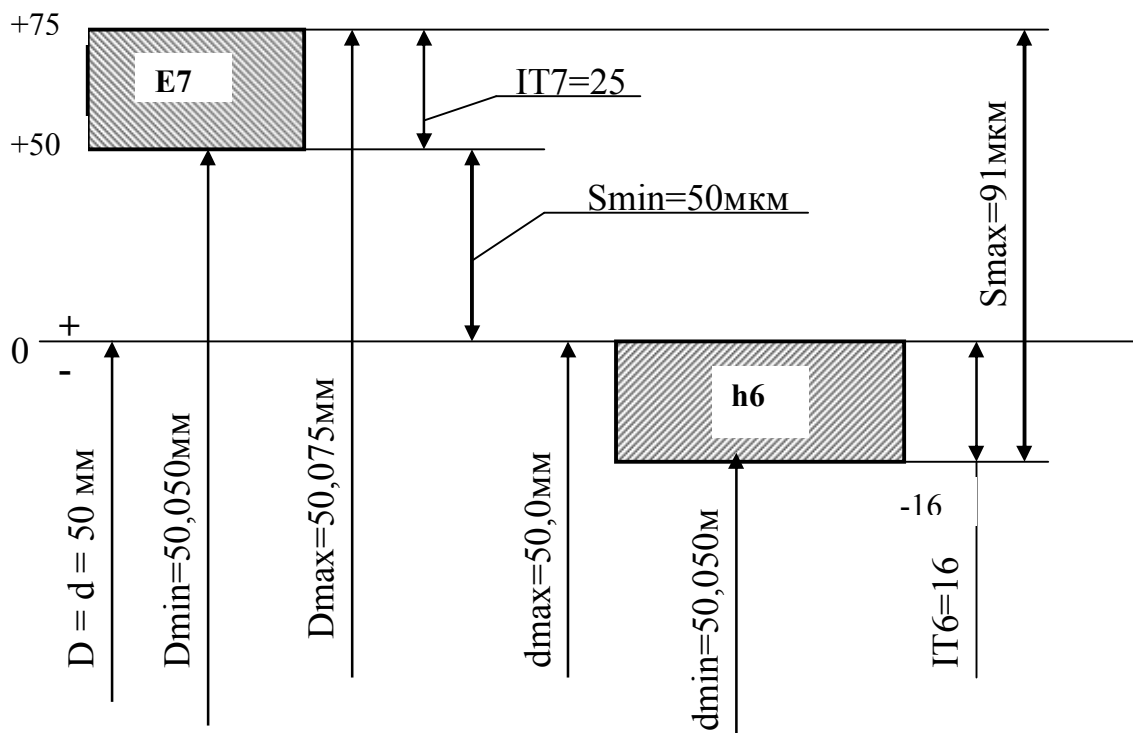


Рис. 2.1 Схема расположения полей допусков соединения  $\text{Ø}50 \text{ E7/h6}$

9. Определяем допуск посадки (допуск зазора)

$$T(S) = 8_{\text{max}} - S_{\text{min}} = 91 - 50 = 41 \text{ мкм.}$$

$$T(S) = IT7 + IT6 = 25 + 16 = 41 \text{ мкм.}$$

10. Вычерчиваем эскизы цилиндрического соединения.

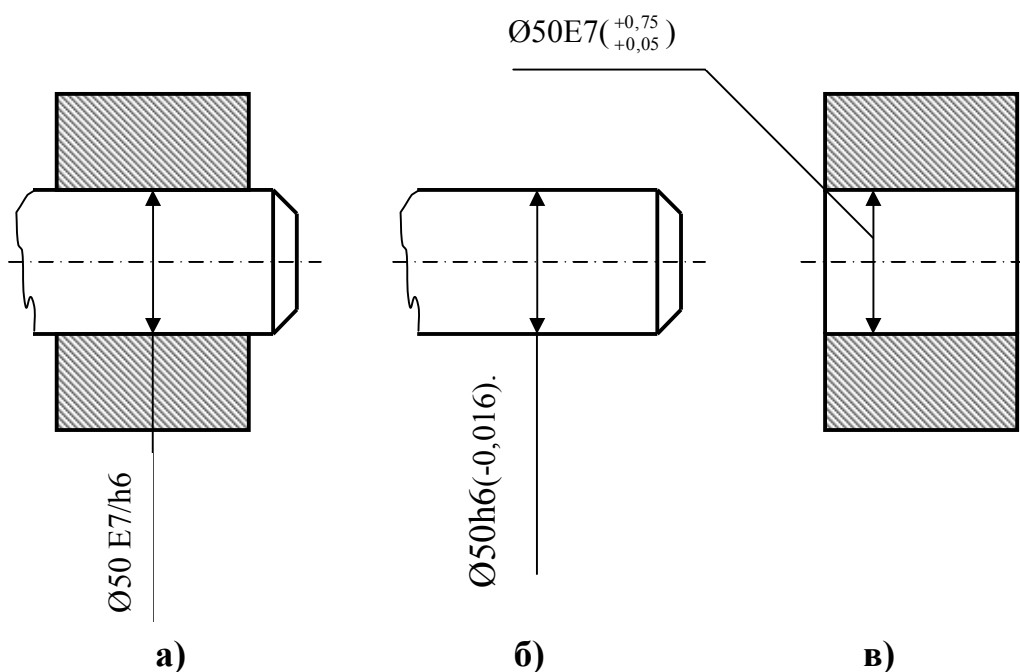


Рис 2.2 Эскизы

а) цилиндрическое соединение, б) вал, в) втулка

### 3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КАЛИБРОВ ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

#### 3.1 Краткие теоретические сведения

Калибрами называют бесшкальные контрольные инструменты, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей заданным размерам. Калибры применяют для контроля отверстий и валов 6... 17 квалитетов.

Наибольшее распространение в машиностроении получили предельные калибры, ограничивающие наибольший и наименьший предельные размеры детали.

Предельные калибры определяют не числовое значение измеряемой величины, а годность детали, т.е. находится ли ее действительный размер между заданными предельными размерами.

Предельные калибры выполняются для контроля отверстий в виде пробок, а для контроля валов в виде скоб. Номинальные размеры калибров соответствуют предельным размерам проверяемой детали.

Та сторона пробки, которая должна войти в отверстие, и та сторона скобы, в которую должен пройти вал, называется проходной и клеймится буквами ПР. Вторая сторона предельных калибров, которая не должна сопрягаться с поверхностью проверяемой детали, называется непроходной и клеймится буквами НЕ.

Следовательно, для пробок номинальным размером проходной стороны калибра (ПР) является наименьший предельный размер отверстия ( $D_{min}$ ), а для непроходной стороны (НЕ) — наибольший предельный размер отверстия ( $D_{max}$ ). Для скоб номинальным размером проходной стороны (ПР) является наибольший ( $d_{max}$ ), а для непроходной стороны (НЕ) — наименьший предельный ( $d_{min}$ ) размеры вала (рис. 3.1).

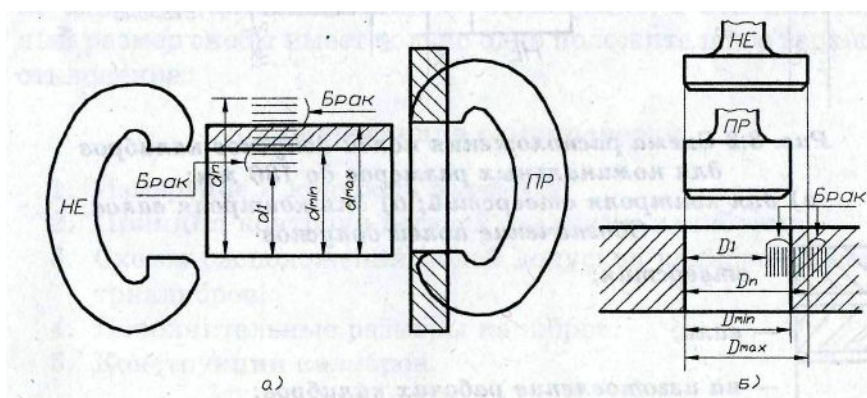


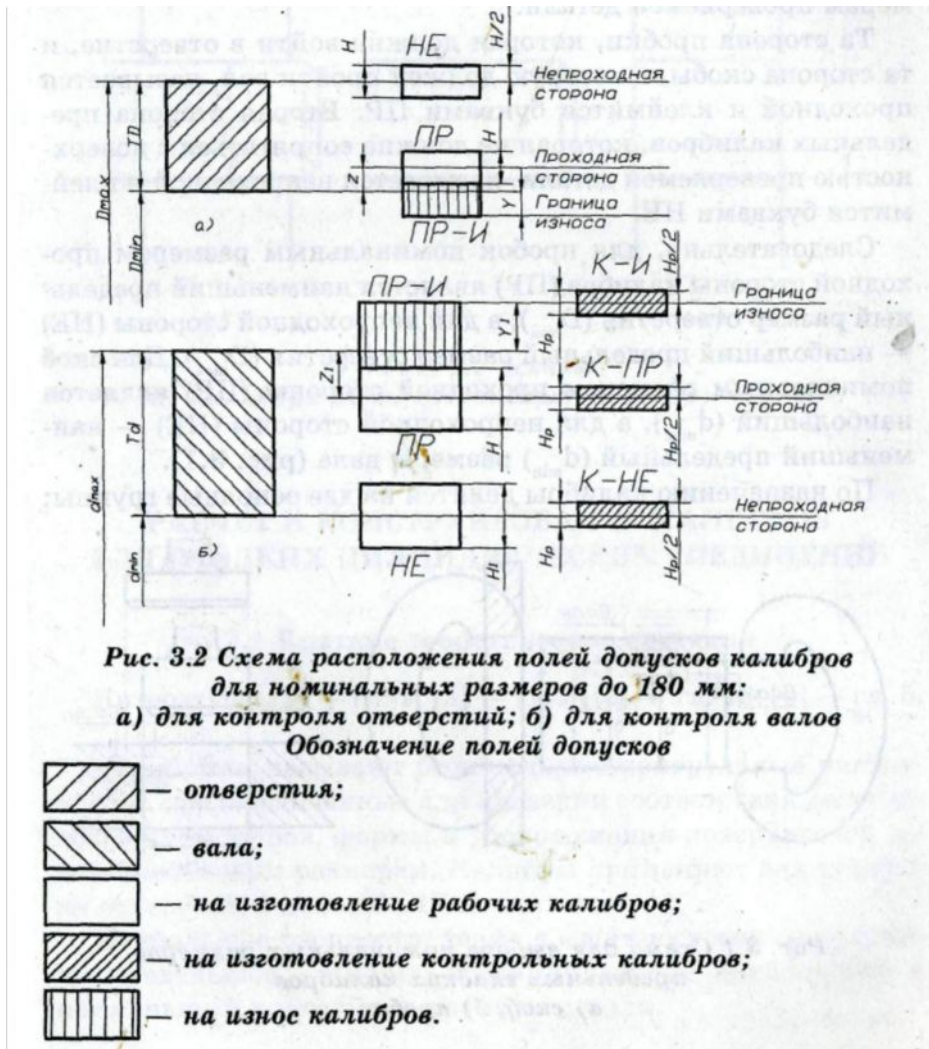
Рис. 3.1 Схема для выбора номинальных размеров предельных гладких калибров а) скоб, б) пробок



По назначению калибры делятся на две основные группы:

- 1) рабочие калибры;
- 2) контрольные калибры.

Допуски на измерительные поверхности гладких калибров установлены для размеров до 500 мм (ГОСТ 24853-81) и св. 500 (ГОСТ 24852-81).



На схемах (рис. 3.2) приняты следующие обозначения:

$H$  — допуск на изготовление калибра-пробки;

$H_1$  — допуск на изготовление калибра-скобы;

$H_p$  — допуск на изготовление контрольных калибров для скоб.

$Z$  — отклонение середины поля допуска на изготовление калибра-пробки относительно наименьшего предельного размера изделия;

$Z_1$  — отклонение середины поля допуска на изготовление калибра-скобы относительно наибольшего предельного размера изделия;

$Y$  — допустимый выход размера изношенного проходного калибра-пробки за границу поля допуска изделия;

$Y_1$  — допустимый выход размера изношенного проходного калибра-скобы за границу поля допуска изделия.



Конструкции калибров выбирают по ГОСТам.

На рабочих чертежах калибров проставляют исполнительные размеры, по которым изготавливают новые калибры.

Исполнительный размер калибра должен иметь допуск в виде одного отклонения, направленного в металл (в тело калибра). За номинальный размер у пробки принимают ее наибольший предельный размер, у скобы — ее наименьший предельный размер. Исполнительный размер пробки имеет только одно отрицательное нижнее отклонение, а исполнительный размер скобы имеет только одно положительное верхнее отклонение.

Предельные размеры калибров- пробок

$$PP_{max} = D_{min} + Z + H/2 \quad PP_{min} = D_{min} + Z - H/2$$

$$PP - И = D_{min} - Y =$$

$$HE_{max} = D_{max} + H/2 \quad HE_{min} = D_{max} - H/2$$

Исполнительные размеры калибра-пробки:

Для проходной стороны пробки берем размер  $PP_{max}$  с отклонением в минус («в тело») на величину допуска  $H$ .

Пример: если  $PP_{max} = 20,005$  мм и величина допуска  $H = 0,004$  мм, тогда на рабочем чертеже проходной вставки к рабочей поверхности проставляем **исполнительный размер  $\varnothing 20,005_{-0,004}$**

Для непроходной стороны калибра-пробки аналогично берем размер  $HE_{max}$  с отклонением в минус на величину допуска  $H$ . Пример: если  $HE_{max} = 20,023$  мм, величина допуска  $H = 0,004$  мм, тогда на рабочем чертеже непроходной стороны калибра-пробки проставляем **исполнительный размер  $\varnothing 20,023_{-0,004}$**

Предельные размеры калибра скобы

$$PP_{max} = d_{max} - Z_1 + H_1/2 \quad PP_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1/2$$

$$PP - И = d_{max} + Y_1$$

$$HE_{max} = d_{min} + H_1/2 \quad HE_{min} = d_{min} - H_1/2$$

За **исполнительный размер для калибра-скобы** берется наименьший предельный размер проходной (непроходной) стороны, а отклонения проставляются в плюс («в тело») на величину допуска  $H_1$ . Пример: если  $PP_{min} = 19,988$ ,  $H_1 = 0,004$  мм, то исполнительным размером будет  $19,988^{+0,004}$  для непроходной стороны при  $HE_{min} = 19,978$  мм и  $H_1 = +0,004$  мм исполнительным размером будет размер  $19,978^{+0,004}$

### 3.2 Вопросы для самопроверки

1. Измерение и контроль размеров.
2. Принцип контроля деталей гладкими калибрами.
3. Схемы расположения полей допусков калибров и контракалибров.
4. Исполнительные размеры калибров.
5. Конструкции калибров.



### 3.3 Пример выполнения задания

Для цилиндрического сопряжения  $\varnothing 20 \text{ H7/g6}$  определить предельные и исполнительные размеры калибров и контракалибров к ним для контроля отверстия и вала. Построить схему расположения полей допусков. Выполнить рабочие чертежи калибров для контроля отверстия и вала.

#### Решение

1. По ГОСТ 25347-82 находим предельные отклонения отверстия и вала:

для отверстия  $\varnothing 20 \text{ H7 } (^{+0,021})$ ,

для вала  $\varnothing 20 \text{ g6 } ({}_{-0,020}^{-0,007})$

- 2. Определяем предельные размеры

отверстия:  $D_{\max} = D + ES = 20 + 0,021 = 20,021 \text{ мм};$

$D_{\min} = D + EI = 20 + 0 = 20 \text{ мм};$

вала:  $d_{\max} = d + es = 20 + (-0,007) = 19,993 \text{ мм};$

$d_{\min} = d + ei = 20 + (-0,020) = 19,980 \text{ мм};$

3. Определяем допуски и отклонения калибров и контракалибров по ГОСТ 24853-81, таблица 2.

Для диаметра 20 мм и качества IT7 выписываем:

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

Для диаметра 20 мм и качества IT6 выписываем:

$Z_1 = 3 \text{ мкм}; Y_1 = 3 \text{ мкм}; H_1 = 4 \text{ мкм}; H_p = 1,5 \text{ мкм}.$

4. Строим схемы расположения полей допусков калибров (рисунки 3.3 и 3.4).

5. Определяем предельные размеры калибра-пробки в соответствии с формулами ГОСТ 24853-81 и рисунком 3.3:

$PP_{\max} = D_{\min} + Z + H/2 = 20 + 0,003 + 0,002 = 20,005 \text{ мм};$

$PP - И = D_{\min} - Y = 20 - 0,003 = 19,997 \text{ мм};$

$PP_{\min} = D_{\min} + Z - H/2 = 20 + 0,003 - 0,002 = 20,001 \text{ мм};$

$HE_{\max} = D_{\max} + H/2 = 20,021 + 0,002 = 20,023 \text{ мм};$

$HE_{\min} = D_{\max} - H/2 = 20,021 - 0,002 = 20,019 \text{ мм}.$

6. Определяем исполнительные размеры калибра-пробки:

Для проходной стороны пробки берем размер  $PP_{\max} = 20,005 \text{ мм}$  с отклонением в минус («в тело») на величину допуска  $H = 0,004 \text{ мм}$ .

На рабочем чертеже проходной вставки к рабочей поверхности проставляем **исполнительный размер  $\varnothing 20,005_{-0,004}$**

Для непроходной стороны калибра-пробки берем размер  $HE_{\max} = 20,023 \text{ мм}$  с отклонением в минус на величину допуска  $H = 0,004 \text{ мм}$ .

На рабочем чертеже непроходной стороны калибра-пробки проставляем **исполнительный размер  $\varnothing 20,023_{-0,004}$**

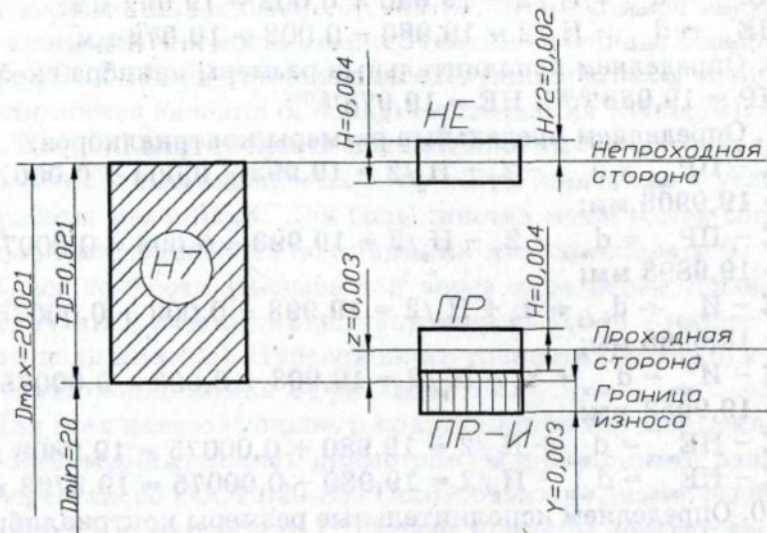


Рис. 3.3 Схема расположения полей допусков калибров для контроля отверстия  $\varnothing 20$  H7

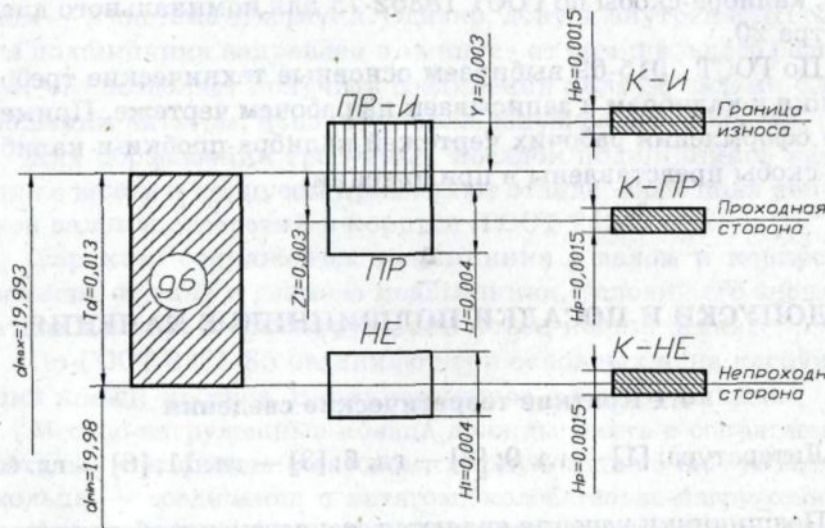


Рис. 3.4 Схема расположения полей допусков калибров для контроля вала  $\varnothing 20$  g6 и контркалибров

7. Определяем предельные размеры калибра скобы в соответствии с формулами ГОСТ 24853-81 и рисунком 3.4:

$$PR_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_1 / 2 = 19,993 - 0,003 + 0,002 = 19,992 \text{ мм};$$

$$PR - И = d_{\max} + Y_1 = 19,993 + 0,003 = 19,996 \text{ мм};$$

$$PR_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_1 / 2 = 19,993 - 0,003 - 0,002 = 19,988 \text{ мм};$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + H_1 / 2 = 19,980 + 0,002 = 19,982 \text{ мм};$$

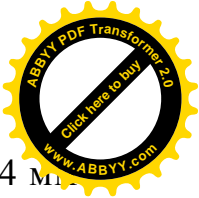
$$HE_{\min} = d_{\min} - H_1 / 2 = 19,980 - 0,002 = 19,978 \text{ мм};$$

8. Определяем исполнительные размеры калибра-скобы:

$$PR = 19,988^{+0,004}; \quad HE = 19,978^{+0,004}.$$

За исполнительный размер для калибра-скобы берется наименьший предельный размер проходной (непроходной) стороны, а отклонения проставляются в плюс («в тело») на величину допуска  $H_1$  ( $PR_{\min} = 19,988$ , отклонение  $H_1 = 0,004$  мм),





для непроходной стороны берется  $HE_{\min}=19,978$  мм и отклонение  $+0,004$  мм

9. Определяем предельные размеры контркалибров:

$$K-PP_{\max} = d_{\max} - Z_1 + H_p/2 = 19,993 - 0,003 + 0,00075 = 19,9908 \text{ мм};$$

$$K-PP_{\min} = d_{\max} - Z_1 - H_p/2 = 19,993 - 0,003 - 0,00075 = 19,9893 \text{ мм};$$

$$K-I_{\max} = d_{\max} + Y_1 + H_p/2 = 19,993 + 0,003 + 0,00075 = 19,9968 \text{ мм};$$

$$K-I_{\min} = d_{\max} + Y_1 - H_p/2 = 19,993 + 0,003 - 0,00075 = 19,9953 \text{ мм};$$

$$K-HE_{\max} = d_{\min} + H_p/2 = 19,980 + 0,00075 = 19,9808 \text{ мм};$$

$$K-HE_{\min} = d_{\min} - H_p/2 = 19,980 - 0,00075 = 19,9793 \text{ мм};$$

10. Определяем исполнительные размеры контркалибров: (они имеют форму пробок, и исполнительные размеры определяем как для пробок),

$$K-PP = 19,9808_{-0,0015}; \quad K-HE = 19,9808_{-0,0015};$$

$$K-I = 19,9968_{-0,0015}.$$

11. Выбираем конструкцию калибра-пробки по ГОСТ 14810-69, калибра-скобы по ГОСТ 18362-73 для номинального диаметра 20мм.

По ГОСТ 2015-69 выбираем основные технические требования к калибрам и записываем на рабочем чертеже. Примеры оформления рабочих чертежей калибра-пробки и калибра-скобы представлены на стендах.

## 4 ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

### 4.1 Краткие теоретические сведения

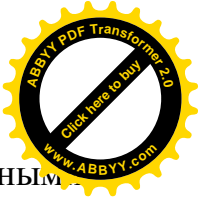
Подшипники качения являются стандартными сборочными единицами, изготавливаемыми на специализированных заводах. Они обладают полной внешней взаимозаменяемостью по присоединительным поверхностям ( $D$ ,  $d$ ) и неполной внутренней взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами.

По ГОСТ 520-89 установлены следующие классы точности подшипников качения (в порядке повышения точности): 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2, Т.

Класс точности подшипника выбирают исходя из требований, предъявляемых к точности вращения и условиям работы механизма. Для большинства механизмов общего назначения применяют подшипники класса точности 0. Классы точности 8 и 7 изготавливаются по заказу потребителя.

В зависимости от требований по уровню вибрации, волнистости и отклонений от круглости поверхности качения устанавливаются три категории: *A*, *B*, *C*

*Категория A* включает классы точности 5, 4, 2, Т и дополнительно регламентирует: момент трения, угол контакта, осевое и радиальное биение.



*Категория В* включает классы точности 0, 6Х, 6 и 5 с дополнительными требованиями по моменту трения, углу контакта; осевому и радиальному биению, соответствующему следующему более точному классу точности,

*Категория С* включает классы точности 8, 7, 6, 0, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и др.

Класс точности указывается через тире перед условным обозначением подшипника, например, 6-210 (6 — класс точности подшипника). Нулевой класс точности (цифра 0) в обозначении подшипника не указывается, например, тот же подшипник, но нулевого класса точности будет иметь обозначение 210 без указания цифры «0».

Для всех классов точности подшипников верхнее отклонение присоединительных диаметров ( $D$ ,  $d$ ) принято равным нулю, согласно ГОСТ 520-89. Таким образом, диаметры внутреннего ( $d$ ) и наружного ( $D$ ) колец приняты соответственно за диаметры основного вала и основного отверстия.

Следовательно, посадку наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку внутреннего кольца с валом — в системе отверстия. Однако, допуск внутреннего кольца подшипника направлен в «минус» от номинального размера, что позволяет получить соединения колец с валами с небольшим натягом, используя поля допусков валов к6, m6, n6.

Для образования требуемых посадок подшипников качения с валом и корпусом применяют стандартные поля допусков валов и отверстий в корпусе (ГОСТ 25347-82).

Посадки колец подшипников выбирают отдельно для каждого кольца по таблицам ГОСТ 3325-85 в зависимости от вращения или неподвижности кольца, вида нагружения, режима работы, а также размеров и типа подшипников.

Схема «вращается вал» имеет место у подшипников валов коробок передач, редукторов, в центробежных насосах, центрифугах и т.п., где внутреннее кольцо вращается вместе с валом. Схема «вращается корпус» лежит в основе работы подшипников в колесах автомобилей, в роликах конвейеров, когда при работе вращается наружное кольцо

По ГОСТ 3325-85 различают три основных вида нагружения колец: местное, циркуляционное и колебательное.

При *местном нагружении* кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку  $F_r$  (например, натяжение приводного ремня, сила тяжести конструкции) лишь ограниченным участком дорожки качения и вызывает местный износ. Такое нагружение возникает, например, когда кольцо не вращается относительно нагрузки (рис. 4.1, а). Такие кольца должны иметь в соединении небольшой средневероятный зазор, вследствие чего кольцо в процессе работы под воздействием отдельных толчков, сотрясений и других факторов будет периодически проворачиваться, износ дорожки станет более равномерным и долговечность кольца возрастет. Кроме

этого, зазор будет компенсировать тепловые деформации колец подшипника и осевые смещения сопрягаемых деталей.

При *циркуляционном нагружении* кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку  $F_r$  последовательно всей окружности дорожки качения и передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение кольца получается при его вращении и постоянно направленной нагрузке  $F_r$ , или, наоборот, при радиальной нагрузке  $F_r$ , вращающейся относительно рассматриваемого кольца (рис.4.1,б). Такие кольца должны иметь в соединении гарантированный натяг, исключая возможность относительных смещений или проскальзываний кольца и детали.

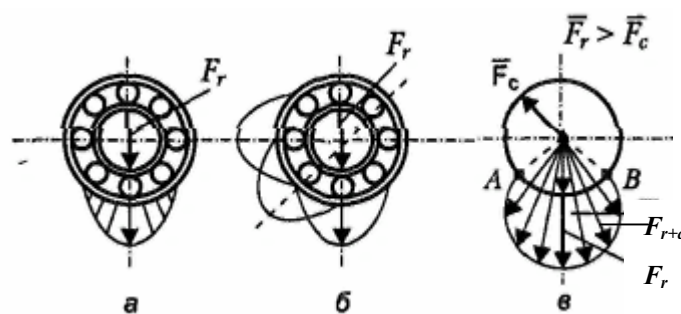
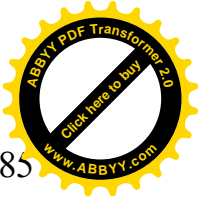


Рис. 4.1 Схемы нагружения подшипника качения

При *колебательном нагружении* невращающееся кольцо воспринимает равнодействующую  $F_{r+c}$  двух радиальных нагрузок ( $F_r$  — постоянна по направлению,  $F_c$  — вращается, причем  $F_r > F_c$ ) ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса.

Равнодействующая нагрузка  $F_{r+c}$  не совершает полного оборота, а колеблется между точками А и В (рис. 4.1, в). Посадки следует выбирать так, чтобы вращающееся кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность обкатки и проскальзывания этого кольца по посадочной поверхности вала или отверстия в корпусе в процессе работы под нагрузкой; другое кольцо должно быть установлено с зазором. Следовательно, при вращающемся вале соединение внутреннего кольца с валом должно быть неподвижным, а наружное кольцо должно быть установлено в корпусе с небольшим зазором.

Таким образом, местно-нагруженные кольца должны иметь с сопрягаемой деталью соединение с зазором; циркуляционно-нагруженные кольца — соединение с натягом; колебательно-нагруженные кольца — плотноподвижное соединение (переходную посадку).



Варианты нагружения колец шарико- и роликоподшипников по ГОСТ3325-85

Радиальная нагрузка, воспринимаемая подшипником	Вращающееся кольцо	Вид нагружения колец	
		внутреннего	наружного
Постоянная по направлению ( $F_r$ )	Внутреннее	Циркуляционное	Местное
	Наружное	Местное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся — меньшая по величине ( $F_c < F_r$ )	Внутреннее	Циркуляционное	Колебательное
	Наружное	Колебательное	Циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся — большая по величине ( $F_c > F_r$ )	Внутреннее	Местное	Циркуляционное
	Наружное	Циркуляционное	Местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположных направлениях	Циркуляционное	Циркуляционное
		Местное	Циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		Циркуляционное	Местное
Вращающаяся с наружным кольцом		Местное	Циркуляционное

Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипником при местном нагружении колец, представлены в таблице 4.1, а при колебательном нагружении колец — в таблице 4.3. При циркуляционном нагружении колец поля допусков валов и отверстий корпусов выбирают по таблице 4.2 в зависимости от величины  $P_R$  — интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности кольца, определяемой по формуле:

$$P_R = \frac{R}{B} k_n F F_A$$

где:  $R$  — расчетная реакция опоры (результатирующая радиальная нагрузка  $F_r$ ), Н;  $B$  — ширина посадочной поверхности кольца подшипника (за вычетом фасок), мм;  $k_n$  — динамический коэффициент посадки, при спокойной нагрузке с умеренными толчками и вибрацией  $k_n = 1$ ; при перегрузке с сильными толчками и вибрацией  $k_n = 1,8$ ;

$F$  — коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе, при сплошном вале  $F = 1$ ;  $F_A$  — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки при наличии осевой нагрузки на опору. При отсутствии осевой нагрузки для радиальных и радиально-упорных подшипников  $F_A = 1$



**Таблица 4.1**

*Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипниками качения при местном нагружении колец*

Размеры посадочных диаметров, мм		Поля допусков			Типы подшипников
		валов	Неразъемных корпусов	Разъемных корпусов	
<i>Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией</i>					
-	80	h5, h6	H6, H7	H6, H7	Все типы, кроме штампованных и игольчатых
80	260	g5, g6			
260	500	js5, js6	G6, G7	H8	
500	1600		G7, H8		
<i>Нагрузка с ударами и вибрацией</i>					
-	80	h5, h6	H6, H7	J <sub>s</sub> 6, J <sub>s</sub> 7	Все типы, кроме штампованных и игольчатых
80	260				
260	500	g5, g6			
500	1600				

**Таблица 4.2**

*Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с подшипниками качения при циркуляционном нагружении колец*

Диаметр отверстия внутреннего кольца d, мм		Допустимые значения $P_R$ , Н/мм			
		Поля допусков валов			
свыше	до	j <sub>s</sub> 5, j <sub>s</sub> 6	k5, k6	m5, m6	n5, n6
18	80	до 300	300-1400	1400-1600	1600-3000
80	180	до 600	600-2000	2000-2500	2500-4000
180	360	до 700	700-3000	3000-3500	3500-6000
360	630	до 900	900-3500	3500-4500	4500-8000
Диаметр наружного кольца D, мм		Поля допусков отверстий корпусов			
		свыше	ДО	K6, K7	M6, M7
50	180	до 800	800-1000	1000-1300	1300-2500
180	360	до 1000	1000-1500	1500-2000	2000-3300
360	630	до 1200	1200-2000	2000-2600	2600-4000
630	1600	до 1600	1600-2500	2500-3500	3500-5500

Таблица 4.

Рекомендуемые поля допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемые с подшипниками качения при **колебательном** нагружении колец

Размеры посадочных диаметров, мм		Поля допусков	
		валов	отверстий корпусов
свыше -	до 80	k5, k6	K6, K7
80	260	js5, js6	J <sub>s</sub> 6, J <sub>s</sub> 7
- 260	1600	h5, h6	

Схемы расположения полей допусков подшипниковых колец, валов и корпусов, соединяемых с ними, приведены в зависимости от классов точности подшипников на рисунке 4.2

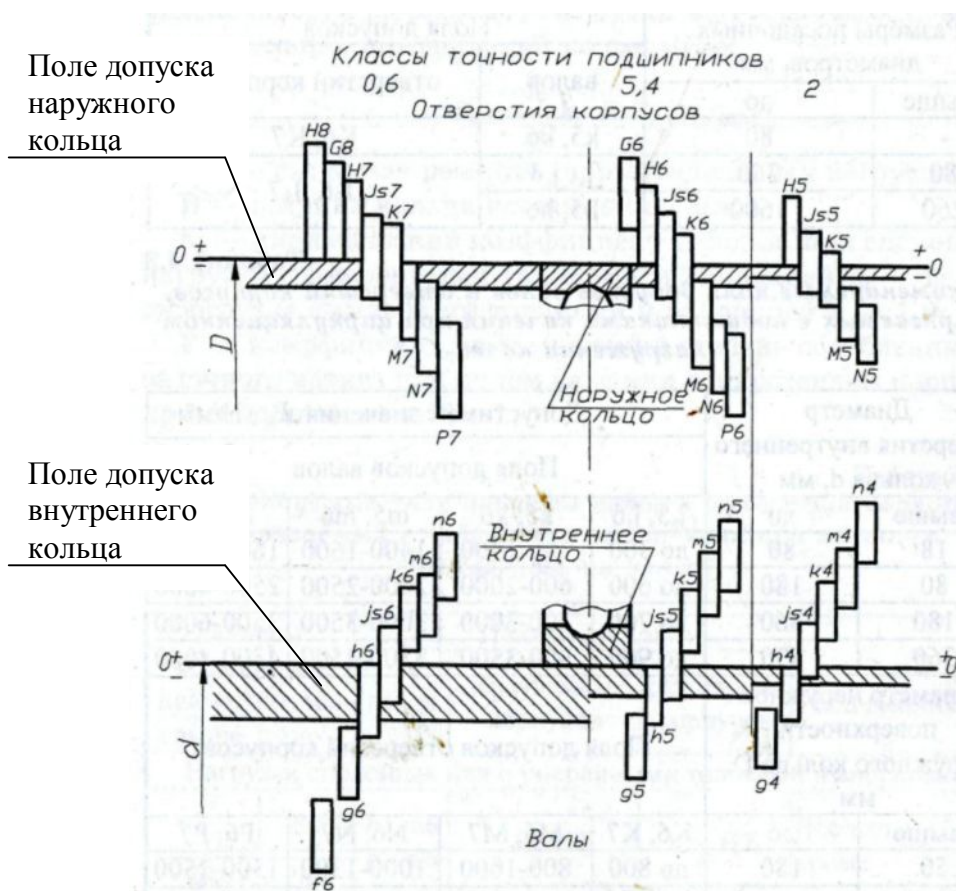


Рисунок 4.2 Схема расположения полей допусков колец подшипника качения, валов и отверстий в корпусе.

ГОСТом 3325-85 введены специальные условные обозначения полей допусков наружного и внутреннего колец подшипника.

В качестве символа основного обозначения принята буква L (das Lager — подшипник). В сочетании с цифрой класса точности получены обозначения полей допусков присоединительных средних диаметров наружных колец (10, 16, 15, 14, 12) и средних диаметров внутренних колец (L0, L6, L5, L4, L2).

Таким образом, обозначение посадок подшипников качения получается аналогичным обозначению посадок гладких цилиндрических соединений.

Например, посадка наружного кольца в корпусе

$$\text{: } \varnothing 100 \frac{H7}{10}, \varnothing 90 \frac{K6}{16}, \varnothing 120 \frac{H6}{15} \text{ и т.д.}$$

Посадка внутреннего кольца и вала

$$\varnothing 40 \frac{L0}{k6}, \varnothing 50 \frac{L6}{m6}, \varnothing 30 \frac{L5}{k5}.$$

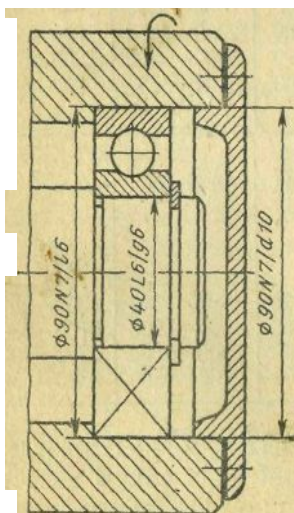


Рисунок 4.3 Пример обозначения посадок на сборочном чертеже подшипникового узла..

Расточка в корпусе выполнена на всем протяжении размером  $\varnothing 90$  N7 и поэтому для крышки подшипника вынужденно назначается внесистемная посадка  $\varnothing 90$  N7/d10, обеспечивающая свободную установку крышки, закрепляемую затем винтами.

Допустимые отклонения формы и шероховатости посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники регламентированы ГОСТ 3325-85 (табл. 4.4).

**Таблица 4.4**

*Требования к посадочным поверхностям под подшипники качения*

Класс точности подшипника ГОСТ 3325-85	Допустимые отклонения от правильной геометрической формы (отклонения от цилиндричности)	Шероховатость посадочных поверхностей Ra, мкм
0	не более 1/4 допуска на диаметр	2,5 ... 1,25
6	не более 1/4 допуска на диаметр	1,25 ... 0,63
5и4	не более 1/8 допуска на диаметр	0,63 ... 0,32



## 4.2 Вопросы для самопроверки

1. Классы точности подшипников качения.
2. Виды нагружения подшипниковых колец и их влияние на выбор посадки.
3. Выбор и обозначение посадок подшипников.

### 4.3 Пример выполнения задания

Для подшипника качения 217 ( $D = 150$  мм,  $d = 85$  мм,  $B = 28$  мм по ГОСТ 8338-75, класс точности 0) выбрать посадки для внутреннего и наружного колец, построить схемы расположения полей допусков, начертить эскиз подшипникового узла с обозначением посадок, эскизы вала и корпуса с указанием технических требований на посадочные поверхности. Радиальная нагрузка  $R = 60$  кН (постоянная по величине и направлению), вращается вал. Режим работы: нагрузка с умеренными толчками и вибрацией.

### Решение

1. Определяем вид нагружения наружного и внутреннего колец подшипника. При вращающемся вале и постоянной по направлению нагрузке вид нагружения внутреннего кольца — циркуляционное, а наружного — местное.
2. Определяем для внутреннего циркуляционно-нагруженного кольца интенсивность нагрузки  $P_R$  по формуле:

$$P_R = \frac{R}{B} k_n F F_A = \frac{60000}{28} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2143 \text{ Н/мм.}$$

где:  $R = 60$  кН — расчетная радиальная нагрузка;

$B = 28$  мм — ширина посадочной поверхности (примем ее равной ширине кольца подшипника, не вычитая фаски);

$k_n = 1$  — динамический коэффициент посадки, при перегрузках до 100 %, умеренных толчках и вибрации;

$F = 1$  — коэффициент учитывающий ослабление посадочного натяга при сплошном вале;

$F_A = 1$  — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения в двухрядных подшипниках при отсутствии осевой нагрузки.

3. В таблице 4.2 по величине  $P_R = 2143$  Н/мм для внутреннего кольца  $d = 85$  мм подшипника класса точности 0 рекомендуется поле допуска сопрягаемого вала  $т6$ . Таким образом, размер посадочной поверхности вала, сопрягаемой с внутренним кольцом подшипника, будет **Ø85 м6**.

4. Определяем поле допуска отверстия в корпусе, сопрягаемого с наружным местно-нагруженным кольцом. Диаметр наружного кольца  $D = 150$  мм. По таблице 4.1 для данного режима работы (нагрузка спокойная), интервала диаметров 80-260 мм, для разъемного корпуса,

учитывая класс точности подшипника — 0, выбираем поле допусков отверстия в корпусе H7. Следовательно, размер отверстия в корпусе, сопрягаемого с наружным кольцом подшипника, будет **Ø150 H7**.

5. По ГОСТ 25347-82 определяем отклонения размеров вала и отверстия, сопрягаемых с подшипником:

Вал  $\text{Ø}85 \text{ m}6 \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,013 \end{smallmatrix} \right)$ ; Отверстие в корпусе  $\text{Ø}150 \text{ H}7 \left( \begin{smallmatrix} +0,040 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$ .

6. Определяем отклонения присоединительных размеров (D,d) колец подшипника по ГОСТ 520-89. Верхнее отклонение D и d для всех классов точности подшипников равно 0.

Для радиального шарикоподшипника 217 класс точности 0, для размера  $d = 85 \text{ мм}$  нижнее отклонение равно  $-20 \text{ мкм}$ , для размера  $D = 150 \text{ мм}$  нижнее отклонение равно  $-18 \text{ мкм}$

Внутреннее кольцо подшипника  $d = \text{Ø}85 \text{ L}0 \left( \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,020 \end{smallmatrix} \right)$ .

Наружное кольцо подшипника  $D = \text{Ø}150 \text{ H}7 \left( \begin{smallmatrix} +0,040 \\ 0 \end{smallmatrix} \right)$

7. Строим схемы расположения полей допусков посадок колец подшипника с валом и корпусом (рис.4.3)

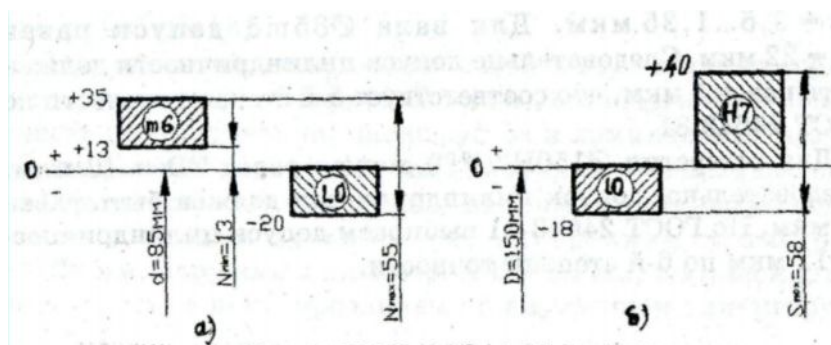


Рис. 4.3 Схемы расположения полей допусков посадок подшипника: а) внутреннего кольца с валом; б) наружного кольца с корпусом

8. Вычерчиваем эскизы подшипникового узла, вала и корпуса (рис. 4.4).

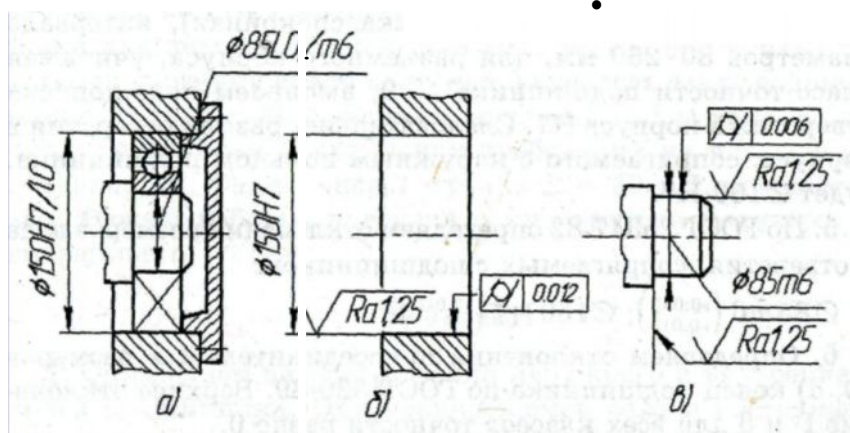


Рис. 4.4 Эскизы:

а) подшипникового узла; б) корпуса; в) вала



Данный подшипник имеет нулевой класс точности. Следовательно, отклонение от цилиндричности посадочных поверхностей вала и корпуса (табл. 4.4), сопрягаемых с подшипником, должно быть не более  $1/4$  допуска на размер, а шероховатость этих поверхностей находится в пределах  $Ra = 2,5 \dots 1,25$  мкм. Для вала  $\varnothing 85m6$  допуск равен  $Td = 22$  мкм. Следовательно допуск цилиндричности должен быть равен 6 мкм, что соответствует 5-й Степени точности по ГОСТ 24643-81.

Для отверстия  $\varnothing 150H7(+0,04)$  допуск равен  $TD = 40$  мкм. Следовательно, допуск цилиндричности должен быть равен 10 мкм. По ГОСТ 24643-81 выбираем допуск цилиндричности 12 мкм по 6-й степени точности.

## 5 РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

### 5.1 Краткие теоретические сведения

Посадки с натягом предназначены в основном для неподвижных неразъемных соединений без дополнительного крепления вала и охватывающей детали с отверстием (втулки, зубчатого колеса и т.п.). Относительная неподвижность деталей обеспечивается посредством сил трения, которые возникают вследствие деформации контактных поверхностей.

Рассмотрим этапы расчета и выбора посадок с натягом в общем случае, когда соединение состоит из полого вала и охватывающей втулки. (рис. 5.1).

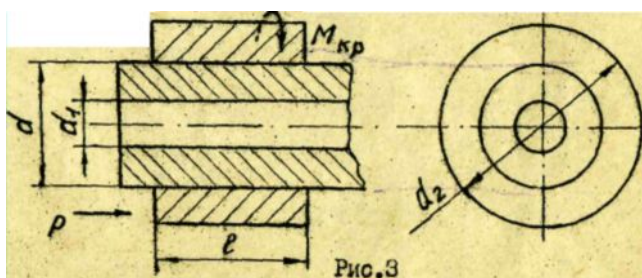


Рисунок 5.1 Схема соединения вала с втулкой

В результате запрессовки вала в отверстие на контактных поверхностях возникает давление  $p$ , которое определяет силу трения  $F_{тр}$  и момент трения  $M_{тр}$ , препятствующие относительно осевому смещению и провороту деталей. Величины  $F_{тр}$  и  $M_{тр}$  можно определить по формулам :

$$F_{тр} = \pi d l p f_1 \qquad M_{тр} = \frac{\pi d^2 l}{2} p f_2$$

где  $l$  - длина соединения;

$\pi d l$  - номинальная площадь контакта деталей;



$f_1$ - коэффициент трения в направлении осевого смещения деталей;

$f_2$  - коэффициент трения в направлении проворота втулки относительно вала.

Неподвижность соединения не будет нарушена, если внешняя нагрузка не будет превышать возникающего момента трения или силы трения. С другой стороны, давление на контактных поверхностях вала и втулки не должно приводить к разрушению деталей при запрессовке.

Основные требования к выбранной по стандарту посадке с натягом можно сформулировать двумя положениями (или условиями), приведенными ниже.

Основные требования к посадке с натягом :

1. Условие взаимной неподвижности вала и втулки

$$N_{\min \text{ табл}} \geq N_{\min \text{ расч.}} ,$$

где  $N_{\min \text{ табл}}$ – наименьший натяг для выбранной по стандарту посадки ,  
 $N_{\min \text{ расч}}$ – натяг, рассчитанный по формулам сопротивления материалов, обеспечивающий относительную неподвижность вала и втулки (непроворачиваемость и отсутствие сдвига )

2. Условие прочности (неразрушаемости) деталей при запрессовке

$$N_{\max \text{ табл}} \leq N_{\max \text{ доп}} ,$$

где  $N_{\max \text{ табл}}$ – наибольший натяг для выбранной по стандарту посадки,  
 $N_{\max \text{ доп}}$ – максимальный натяг, допускаемый прочностью вала и втулки (превышение этого натяга приведет к разрушению сопрягаемых деталей).

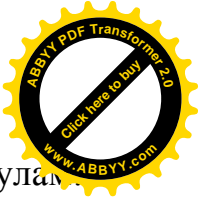
При запрессовке возникает контактное давление  $p$  на поверхностях вала и втулки, которое определяет силу трения и момент трения, препятствующие относительному осевому смещению и провороту деталей.

Наименьшее контактное давление  $p_{\min}$  рассчитывается по одной из формул, приведенных в таблице 5.1

Таблица 5.1

Действующая нагрузка	$M_{кр}$	$M_{кр}$ и $P_{ос}$	$P_{ос}$
Расчетная формула	$p_{\min} = \frac{2M_{кр}}{\pi d^2 l f_1}$	$p_{\min} = \frac{\sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{d}\right)^2 + P_{ос}^2}}{\pi d l f}$	$p_{\min} = \frac{P_{ос}}{\pi d l f_2}$

$f, f_1, f_2$  – коэффициенты трения,  $M_{кр}$ - крутящий момент,  $P_{ос}$ - осевое сдвигающее усилие .



Наименьший и наибольший расчетные натяги определяются по формулам

$$N_{\min \text{ расч}} = p_{\min} d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + \Delta_u + \Delta_t, \quad N_{\max \text{ доп}} = p_{\text{доп}} d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right) + \Delta_u + \Delta_t, \quad (1)$$

где  $C_D, C_d$  – коэффициенты Ламе для втулки и вала соответственно ,

$\Delta_u$  – поправка на смятие неровностей;

$\Delta_t$  – поправка на температурную деформацию

$E_D, E_d$  – модули упругости материала ( для стали  $E=2,06 \cdot 10^{11}$  Па (Н/м<sup>2</sup>)  
для чугуна  $E=1,2 \cdot 10^{11}$  Па)

$p_{\text{доп}}$  – допустимое давление на контактных поверхностях вала и втулки.

Коэффициенты Ламе подсчитываются по нижеприведенным формулам

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

Где  $d$  - диаметр сопряжения (общий для вала и отверстия втулки),

$d_1$  - диаметр отверстия вала (если вал сплошной, то  $d_1 = 0$ ),

$d_2$  – наружный диаметр втулки,

$\mu_D, \mu_d$  – коэффициенты Пуассона материала втулки и вала  
(для стали  $\mu=0,3$  для чугуна, бронзы, латуни  $\mu=0,25$ )

Допускаемое давление на контактных поверхностях вала и втулки зависит от характеристик материала и размеров элементов детали, для втулки и вала оно различно.

$$\text{Для втулки } p_{\text{доп}D} = 0,58 \sigma_{TD} \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right];$$

$$\text{для вала } p_{\text{доп}d} = 0,58 \sigma_{Td} \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right]$$

В формулу для  $N_{\max \text{ доп}}$  необходимо вставить  $p_{\text{доп}}$  – наименьшее из двух значений  $p_{\text{доп}D}$  и  $p_{\text{доп}d}$  (расчет ведется по наименее прочной детали)

Из стандарта выбирается посадка с натягом, для которой выполняются условия 1 и 2





## 5.2 Вопросы для самопроверки

1. Какие условия обеспечивают непроворачиваемость деталей относительно друг друга?
2. Какие условия обеспечивают неразрушаемость деталей при запрессовке?
3. Какое значение предела текучести учитывают при определении максимально допустимого натяга?
4. Как выбирается посадка по ГОСТ ?
5. Как влияет материал деталей на расчет посадки с натягом?
6. Для чего вводятся поправки на смятие неровностей и на температуру?

## 5.3 Пример выполнения задания

*Пример:* задан номинальный диаметр сопряжения  $d=100\text{мм}$  , по соответствующим формулам (1) уже рассчитаны  $N_{\min \text{ расч}}=31,8 \text{ мкм}$  ,  $N_{\max \text{ доп}}=246 \text{ мкм}$   
Подобрать посадку с натягом.

### Решение

Выбираем посадку с натягом в системе основного отверстия (система основного отверстия является предпочтительной)

. Например, для посадки  $\text{Ø}100 \text{ H7/t6}$  ( $N_{\min \text{ табл}}=56 \text{ мкм}$   $N_{\max \text{ табл}}=113 \text{ мкм}$ ) выполняются условия:

$$\begin{aligned} N_{\min \text{ табл}} &\geq N_{\min \text{ расч}} & \mathbf{56 \text{ мкм} > 31,8 \text{ мкм}} \\ N_{\max \text{ табл}} &\leq N_{\max \text{ доп}} & \mathbf{113 \text{ мкм} < 246 \text{ мкм}} \end{aligned}$$

Эта посадка удовлетворяет условиям непроворачиваемости деталей (условие 1) и неразрушаемости деталей (условие 2).

Это не единственное решение, могут подойти и другие посадки, например  $\text{Ø}100 \text{ H8/u8}$  Для уточнения нужны дополнительные требования, например, требования к запасу прочности соединения с натягом при действии незапланированного повышения нагрузки или требования экономического характера.

В таблице 5.2 приведены значения вероятностных  $N_{\min \text{ табл}} / N_{\max \text{ табл}}$  для посадок с натягом в системе основного отверстия. (Эти натяги могут очень незначительно отличаться от рассчитанных Вами для выбранной посадки )

Коэффициенты трения, в зависимости от метода образования соединения с натягом приведены в таблице 5.3

Значения пределов текучести материалов, используемых в заданиях курсового проекта и РГЗ приведены в табл.5.4, более полная информация о характеристиках различных материалов содержится в различных справочниках.



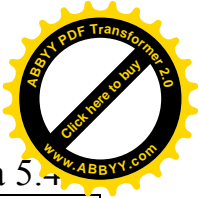
Таблица 5.2

Посадка	Значения вероятностных натягов $N_p \min / N_p \max$ , мкм, для диаметров $d$ , мм														
	св. 24 до 30	30 40	40 50	50 65	65 80	80 100	100 120	120 140	140 160	160 180	180 200	200 225	225 250	250 280	280 315
H7/p6	2 27	3 32	4 39	4 45	6 53	7 62	7 70								
H7/r6	8 33	11 40	13 48	15 50	18 59	21 62	26 73	28 75	31 78	34 88	37 91	40 94	45 107	49 111	
H7/s6	15 40	20 49	25 60	31 66	38 79	46 87	55 102	63 110	71 118	79 133	87 141	97 151	109 171	121 183	
H7/t1	21 46	25 54	31 60	38 73	47 82	58 99	71 112	85 132	97 144	109 156	123 177	137 191	153 207	169 231	191 253
H7/x6	44 69	57 86	74 103	94 129	118 153	145 186	177 218	211 258	243 290	273 320	307 361	342 396	382 436	426 488	476 538
H7/s7	16 46	20 56	26 68	32 74	39 89	47 97	56 112	64 120	72 128	80 146	88 154	98 164	111 185	123 197	
H7/t7	22 52	25 61	31 67	39 81	48 90	59 109	72 122	86 142	98 154	110 166	124 190	138 204	154 220	171 245	183 257
H7/u7	29 59	37 73	47 83	60 102	75 117	92 142	112 162	134 185	163 219	174 230	194 260	216 282	242 308	268 342	303 377
H7/v7	36 66	45 81	58 94	75 117	83 125	114 164	140 190	166 217	192 248	216 272	242 308	268 334	298 364	338 412	378 452
H7/x7	45 75	57 93	74 110	95 137	119 161	146 196	178 228	202 263	234 295	264 325	308 374	334 409	383 449	428 502	478 552
H7/y7	56 86	71 107	91 127	117 159	147 189	182 232	222 272	254 315	294 355	334 395	383 449	428 494	478 544	533 607	603 677
H8/s7	4 43	7 53	11 65	16 71	20 84	28 92	33 107	41 115	49 123	54 140	62 148	72 158	82 178	94 190	
H8/u8	18 65	24 80	34 90	46 110	60 125	77 153	97 173	114 202	143 231	154 242	171 273	193 295	219 321	242 366	277 391
H8/x8	34 81	44 99	61 117	81 145	104 169	131 207	163 239	192 280	224 312	254 342	285 387	320 422	360 462	402 516	451 566
H8/z8	58 105	76 132	101 156	131 195	158 233	211 287	263 339	308 398	358 448	408 498	455 557	510 612	575 677	637 751	717 831

Коэффициенты трения

Таблица 5.3

Материал деталей	прессование	нагрев	охлаждение	Гидропрес- сование
	Коэффициенты трения			
Сталь – сталь	<b>0,07</b>	<b>0,14</b>	<b>0,07</b>	<b>0,1</b>
Сталь-чугун	<b>0,07</b>	<b>0,07</b>	<b>0,07</b>	–
Сталь или чугун – бронза или латунь	<b>0,05</b>	<b>0,05</b>	<b>0,05</b>	–



Марка материала	Предел текучести $\sigma_T$ , Н/м <sup>2</sup>	Марка материала	Условный предел текучести, $\sigma_T$ , Н/м <sup>2</sup>
Сталь 10	$2,05 \cdot 10^8$	Высокопрочный чугун ВЧ 38-17	$2,35 \cdot 10^8$
Сталь 30	$2,94 \cdot 10^8$		
Сталь 35	$3,15 \cdot 10^8$	Бронза	$3,92 \cdot 10^8$
Сталь 40	$3,34 \cdot 10^8$	Латунь Л63	$3,33 \cdot 10^8$
Сталь 45	$3,53 \cdot 10^8$		

## 6. РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

### 6.1 Краткие теоретические сведения

В процессе проектирования или изготовления многих деталей и узлов машин ряд размеров назначают и выдерживают с отклонениями, которые необходимо определять расчетом. Такие задачи возникают в тех случаях, когда несколько размеров влияют на один, определяемый требованиями к данной детали или узлу.

Совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи, называется размерной цепью.

Размеры, образующие цепь, называются звеньями. Цепи в зависимости от вида звеньев могут быть линейными (звенья - линейные размеры) и угловыми (звенья – угловые размеры).

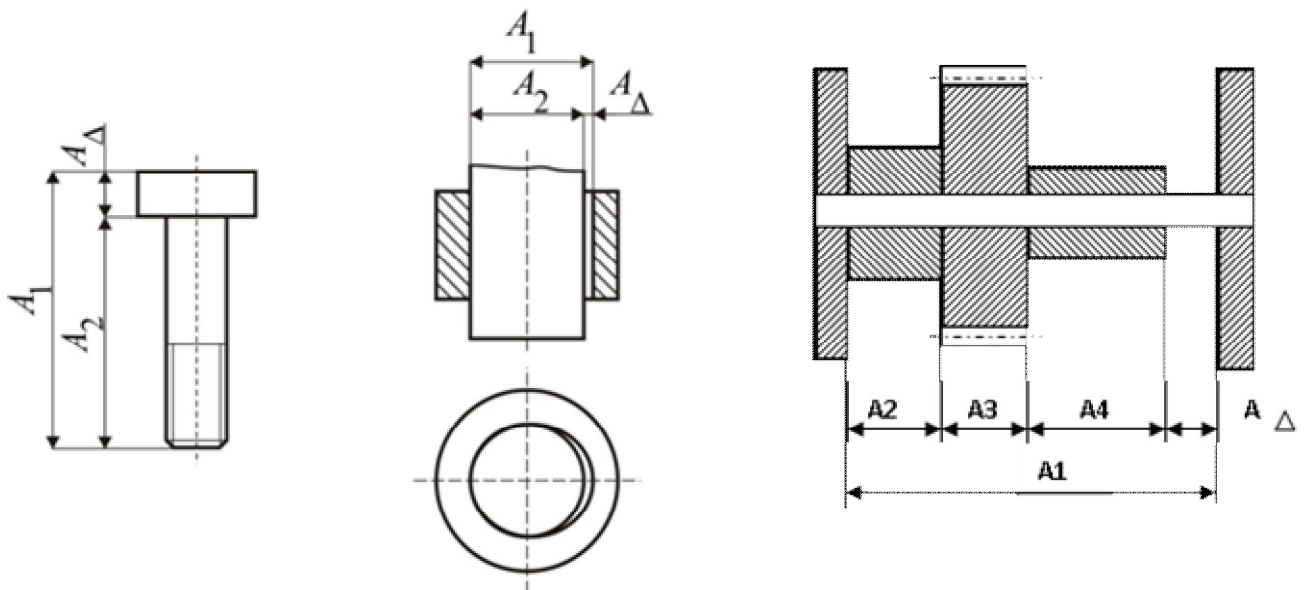
В зависимости от расположения звеньев цепи бывают плоские (звенья расположены в одной плоскости или в нескольких параллельных плоскостях) и пространственные (часть или все звенья расположены в непараллельных плоскостях). В плоских цепях наиболее простыми являются цепи с параллельными звеньями (рис. 1).

Любая размерная цепь состоит из нескольких составляющих звеньев и одного замыкающего.

Все составляющие звенья связаны с замыкающим. Замыкающим звеном обычно считают размер, который получается последним в процессе обработки детали или сборки узла. Как правильно, замыкающий размер является самым малоточным размером детали или зазором между поверхностями деталей (см. рис. 1).

Составляющие звенья разделяются на увеличивающие и уменьшающие. Увеличивающими звеньями называются те, с увеличением которых замыкающее звено увеличивается, а уменьшающими звеньями называются те, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается. Принято звенья размерной цепи обозначать какой-либо буквой (*A*, *B*, *C*) с соответствующими индексами.

Следует обратить внимание на то, что на рабочих чертежах деталей узлов нельзя указывать все размеры замкнутой размерной цепи, один из размеров должен быть опущен или указан как справочный. Обычно не указывается замыкающий размер, чтобы он по ошибке не был принят за один из составляющих.



а)

б)

в)

Рис. 1. Примеры размерных цепей на эскизах детали *а* и узлов *б* и *в*:

$A_2, A_3, A_4$  – уменьшающие звенья;

$A_1$  – увеличивающее;

$A_{\Delta}$  – замыкающее звено;

Различают размерные цепи конструкторские, технологические и измерительные.

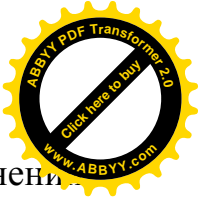
Конструкторские цепи выделяют и рассчитывают в процессе проектирования узлов или деталей машин. Этим конструктор стремится обеспечить возможность выдерживания замыкающего звена в заданных пределах. Предельный расчет конструкторских цепей способствует снижению трудоемкости изготовления машин.

Технологические цепи выделяют в процессе разработки технологических процессов обработки деталей или сборки узлов. Часто технологическая цепь отличается от конструкторской цепи той же детали или узла, так как технолог может составить техпроцесс, при котором размеры, указанные на чертеже детали, выдерживаются не непосредственно, а косвенным путем, в зависимости от других размеров.

Измерительные цепи образуются в зависимости от взаимного расположения детали и измерительного прибора (инструмента). Измерительные цепи часто составляют в связи с тем, что удобнее измерят размеры, которые не указаны на чертеже или в технологическом процессе, а затем производить пересчет. В измерительную размерную цепь могут входить как размеры детали, так и размеры измерительного прибора, инструмента или устройства.

Расчетом размерных цепей решают **прямую и обратную задачи**.





1. **Прямая задача** заключается в назначении предельных отклонений (полей допусков) составляющих звеньев по заданным предельным размерам замыкающего звена. Номинальные размеры составляющих звеньев назначают в процессе проектирования, до расчета предельных отклонений.

2. **Обратная задача** - определение номинального размера и предельных отклонений замыкающего звена по заданным отклонениям и номинальным размерам составляющих звеньев. Она проще прямой, ее обычно используют для проверки правильности решения прямой задачи.

Для решения размерных цепей применяются следующие методы расчета:

- 1) метод полной взаимозаменяемости (максимума - минимума);
- 2) метод неполной взаимозаменяемости (с применением теории вероятности);
- 3) метод групповой взаимозаменяемости (селективной сборки);
- 4) метод решения с компенсатором (регулировкой и пригонкой).

Рассмотрим методы расчета наиболее простых, плоских размерных цепей с параллельными звеньями. При решении более сложных плоских и пространственных цепей их приводят к форме плоских с параллельными звеньями.

В уравнениях для расчета размерных цепей применяются следующие обозначения (табл.6.1).

Таблица 6.1

№ п/п	Термины	Обозначение в руководстве	По ГОСТ 16319-80
1	Составляющее звено, номинальный размер	$A_j$	$A_i$
2	Увеличивающее звено, номинальный размер	$\bar{A}_j$	$A_i$
3	Уменьшающее звено, номинальный размер	$\bar{A}_j$	$A_i$
4	Замыкающее звено, номинальный размер	$A_\Delta$	$A_\Delta$
5	Число увеличивающих звеньев	$n$	} $m - 1$
6	Число уменьшающих звеньев	$p$	
7	Верхнее отклонение увеличивающих звеньев	$\overrightarrow{ES}_j$	$\Delta_{Bi}$
8	Нижнее отклонение увеличивающих звеньев	$\overrightarrow{EJ}_j$	$\Delta_{Hi}$
9	Среднее отклонение увеличивающих звеньев	$\overrightarrow{EC}_j$	$\Delta_{Oi}$
10	Верхнее, нижнее, среднее отклонение уменьшающих звеньев	$\overrightarrow{ES}_j, \overrightarrow{EJ}_j, \overrightarrow{EC}_j$	$\Delta_{Bi}, \Delta_{Hi}, \Delta_{Oi}$
11	Верхнее, нижнее и среднее отклонение замыкающего звена	$ES_\Delta, EJ_\Delta, EC_\Delta$	$\Delta_{B\Delta}, \Delta_{H\Delta}, \Delta_{O\Delta}$
12	Допуск составляющего звена	$T_j$	$\delta_i$
13	Допуск замыкающего звена	$T_\Delta$	$\delta_\Delta$



## Расчет методом полной взаимозаменяемости

Методы полной взаимозаменяемости (максимума-минимума) применяют исходя из предложения, что в одной размерной цепи могут сказаться все увеличивающие звенья с верхними отклонениями, а все уменьшающие – с нижними, или наоборот – увеличивающие – с нижними, а уменьшающие – с верхними. Такое условие может иметь место в мелкосерийном и единичном производстве, при малом количестве составляющих звеньев.

### Решение прямой задачи методом полной взаимозаменяемости.

Эту задачу можно решать двумя способами:

- а) способом равных допусков.
- б) способом одного качества точности составляющих звеньев.

Способ равных допусков применим лишь тогда, когда номинальные размеры составляющих звеньев одинаковы или близки (например, для цепи на рис. 1, б).

Порядок решения **способом равных допусков** следующий:

- 1) провести проверку номинальных размеров, используя уравнение (1);
- 2) определить допуск замыкающего звена

$$T_{\Delta} = ES_{\Delta} - EJ_{\Delta}; \quad (5)$$

- 3) определить допуски составляющих звеньев

$$T_j = \frac{T_{\Delta}}{(n + p)}, \quad (6)$$

где  $(n + p)$  – общее число увеличивающих и уменьшающих звеньев.

- 4) Назначить предельные отклонения составляющих звеньев. Обычно назначают для увеличивающих звеньев

$$\begin{aligned} \overrightarrow{EJ}_j &= 0, & \overrightarrow{ES}_j &= +T_j; \\ \overleftarrow{EJ}_j &= -T_j, & \overleftarrow{ES}_j &= 0 \end{aligned} \quad \text{для уменьшающих.}$$

- 5) Провести проверку по формулам (3) и (4).

**Способ одного качества точности** применим для различных размерных цепей.

Порядок решения следующий:

- 1) провести проверку номинальных размеров по уравнению (1);
- 2) определить допуск замыкающего звена  $T_{\Delta} = ES_{\Delta} - EJ_{\Delta}$ ;
- 3) определить среднее значение количества единиц допуска в допусках составляющих звеньев

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum i_j}, \quad (7)$$

здесь  $i_j$  – единицы допусков для каждого из составляющих (увеличивающих и уменьшающих) звеньев, зависят от интервала размеров (табл. 2);

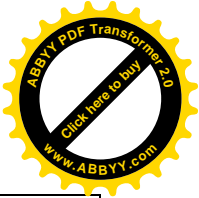


Таблица 2

Интервалы размеров, мм	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
$i$ , мм	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9
Интервалы размеров, мм	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500	
$i$ , мм	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0	

4) подобрать квалитет точности для составляющих звеньев. Полученное значение  $a_{cp}$  сравнивают с значениями  $a$ , соответствующими квалитетами точности (табл. 3). Выбирают квалитет, у которого  $a$  наиболее близко к  $a_{cp}$ ;

Таблица 3

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12
$a$	7	10	16	25	40	64	100	160

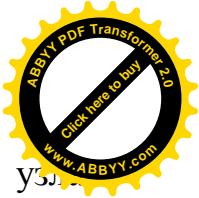
5) по выбранному квалитету точности назначить допуски  $T_j$  составляющих звеньев и проверить их по уравнению (2), учитывая, что  $T_{\Delta}$  известно. При необходимости допуск одного или двух составляющих звеньев надо изменить так, чтобы уравнение (2) выдерживалось. Если при проверке по уравнению (2) получится, что  $\sum_{j=1}^{n+p} T_j$  ненамного меньше  $T_{\Delta}$ , то конструктор в ряде случаев может уменьшить  $T_{\Delta}$ . Изменение  $T_{\Delta}$  без изменений  $T_j$  позволит назначить на все составляющие звенья стандартные допуски, что является нежелательным.

6) назначить предельные отклонения составляющих звеньев по тому же принципу, что в п.4 способа равных допусков, то есть предельные отклонения увеличивающих звеньев как для основных отверстий, а уменьшающих – как для основных валов.

7) провести проверку по формулам (3) и (4). Для этого обычно проверяют вначале по формуле (3), учитывая, что  $ES_{\Delta}$  задан, а все  $\overline{ES}_j$  и  $\overline{EJ}_j$  назначены. Если равенство не выдерживается, то одно из предельных отклонений изменяются. Обычно более удобно изменить нижнее отклонение одного из уменьшающих звеньев. После изменения одного отклонения изменяются на такую же величину другое отклонение этого же звена и проводят проверку по уравнению (4).

Примечание. Как видно, одно (или два) составляющих звена могут выполняться с допуском, не соответствующим выбранному квалитету, эти звенья называют увязочными.

**Метод неполной взаимозаменяемости** (с применением теории вероятности) основан на том, что вероятность совмещения предельных противоположных значений всех увеличивающих и уменьшающих звеньев мала, особенно для условий серийного и массового производства. Гораздо



более вероятны случаи, когда в действительной детали или узле составляющие звенья имеют размеры, по-разному располагающиеся между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

Применение теории вероятности позволяет при одном и том же заданном допуске замыкающего звена расширить допуски составляющих, то есть удешевить производство отдельных деталей. Примеры расчета размерных цепей теоретико-вероятностным методом в данном руководстве не рассматриваются.

## 6.2 Вопросы для самопроверки

1. Что называют размерной цепью?
2. Что известно и что требуется найти в прямой задаче?
3. Что известно и что требуется найти в обратной задаче?
4. Какое звено называется замыкающим (исходным)?
5. Какое звено называется увязочным?
6. Основные соотношения, используемые в методе полной взаимозаменяемости.

## 6.3 Пример выполнения задания

Решить прямую задачу методом полной взаимозаменяемости способом одного качества точности.

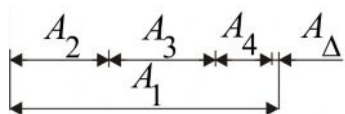


Рис. 2.

Для узла по рис. 1, в в размерной цепи, показанной на рис. 2, заданы номинальные размеры всех составляющих звеньев и замыкающего звена и предельные отклонения замыкающего звена.

### Решение

Заданы номинальные размеры составляющих звеньев (в мм)

$$A_1 = 200, A_2 = 50, A_3 = 40, A_4 = 110,$$

$$\text{Замыкающее звено } A_{\Delta} = 0^{+0,75}_{+0,25};$$

требуется рассчитать предельные отклонения составляющих звеньев. Расчет проводим в том порядке, который был списан.

1. Проверим номинальные размеры  $0 = 200 - (50 + 40 + 110)$ .
2. Вычислим допуск замыкающего звена:

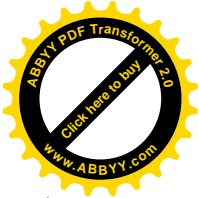
$$T_{\Delta} = ES_{\Delta} - EJ_{\Delta} = +0,75 - (+0,25) = 0,5 \text{ мм} = 500 \text{ мкм}.$$

3. Определим для составляющих звеньев

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta}}{\sum i_j} = \frac{500}{(2,9 + 1,6 + 1,6 + 2,2)} = 60,3,$$

где  $i_1 = 2,9 \text{ мкм}$  – для интервала  $180 \dots 250 \text{ мм}$ ;





$$\left. \begin{aligned} i_2 &= 1,6 \text{ мкм} \\ i_3 &= 1,6 \text{ мкм} \end{aligned} \right\} \text{— для интервалов } 30 \dots 50 \text{ мм, в которой попадают звенья } A_2 \text{ и } A_3;$$

$$i_4 = 2,2 \text{ мкм} \text{— (для интервала } 80 \dots 120 \text{ мм).}$$

4. По табл. 3 определяем для составляющих звеньев 10 качества точности ( $a = 64 \text{ мм}$ ).

5. Допуски составляющих звеньев по 10 качеству

$$T_1 = 185 \text{ мкм}, T_2 = 100 \text{ мкм}, T_3 = 100 \text{ мкм}, T_4 = 140 \text{ мкм}.$$

Проверяем по уравнению (2)

$$500 \neq 185 + 100 + 100 + 140;$$

$$500 \neq 525 \text{ (правая часть на } 25 \text{ мкм больше).}$$

Уменьшаем допуск звена  $A_4$  на  $25 \text{ мкм}$ .  $T_4 = 115 \text{ мкм}$ . Тогда

$$500 = 185 + 100 + 100 + 115,$$

$$500 = 500.$$

6. Назначаем предельные отклонения составляющих звеньев.

$$ES_1 = +185 \text{ мкм}; \quad ES_2 = 0; \quad ES_3 = 0; \quad ES_4 = 0;$$

$$EJ_1 = 0; \quad EJ_2 = -100 \text{ мкм}; \quad EJ_3 = -100 \text{ мкм}; \quad EJ_4 = -115 \text{ мкм}.$$

7. Проверяем по формуле (3)

$$ES_{\Delta} = \sum^n \overrightarrow{ES_j} - \sum^p \overleftarrow{EJ_j},$$

$$ES_{\Delta} = ES_1 - (EJ_2 + EJ_3 + EJ_4);$$

$$+ 750 \neq +185 - (-100 - 100 - 115);$$

$$+ 750 \neq +500 \text{ (справа на } 250 \text{ мкм меньше).}$$

Изменяем  $EJ_4$ , уменьшив на  $250 \text{ мкм}$ , тогда  $EJ_4 = -365 \text{ мкм}$ .

Повторная проверка:  $+ 750 = +185 - (-100 - 100 - 365);$

$$+ 750 = +750.$$

Чтобы допуск  $T_4$  не изменился, после уменьшения на  $250 \text{ мкм}$   $EJ_4$  на столько же уменьшаем  $ES_4$ , т.е.  $ES_4 = -250 \text{ мкм}$ .

Проверяем по формуле (4)

$$EJ_{\Delta} = \sum^n \overleftarrow{EJ_j} - \sum^p \overrightarrow{ES_j};$$

$$EJ_4 = EJ_1 - (ES_2 + ES_3 + ES_4);$$

$$+ 250 = 0 - (0 + 0 - 250);$$

$$+ 250 = +250.$$

Результаты расчетов для наглядности представлены в виде таблицы 4.



Таблица 4

Обозначение звена и его характеристика	Номинальный размер, мм	Стандартный интервал размеров, мм	$i_j$ , мм	Размеры по выбранному 10 квалитету	Размеры после изменения допуска	Окончательный размер после изменения отклонения
$A_1$ –увел.	200	св. 180 до 250	2,9	200H10	200H10	200H10
$A_2$ } $A_3$ } – уменьш. $A_4$ }	50	30 ... 50	1,6	50h10	50h10	50h10
	40	50 ... 80	1,6	40h10	40h10	40h10
	110	80 ... 120	2,2	110h10	110 <sub>-0,115</sub>	110 <sup>-0,250</sup> <sub>-0,365</sub>

### ЛИТЕРАТУРА

1. Димов, Ю.В. Метрология, стандартизация и сертификация : учеб. для вузов / Ю.В. Димов. – 2-е изд. – СПб. : Питер, 2006. – 432 с.: ил.
2. Радкевич, Я.М. Метрология, стандартизация и сертификация : учеб. для вузов / Я.М. Радкевич, А.Г. Схиртладзе, Б.И. Лактионов. – М. : Высш. школа, 2004. – 767 с.
3. Допуски и посадки : справочник: В 2 т. / под ред. В.Д. Мягкова. – Л. : Машиностроение, 1982.  
Т. 1. – 543 с.  
Т. 2. – 409 с.
4. ГОСТ 25346-89 (СТ СЭВ 145-88). ОНВ. Единая система допусков и посадок. Общие положения. Ряды допусков. Введ. с 01.01.1990. – М. : Изд-во стандартов, 1989.
5. Нормирование точности в машиностроении: учебник для вузов / Н. Н. Марков / М.: изд - во Станкин, 2001 - 320 с.