

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра эксплуатации и ремонта машин

## КУРСОВАЯ РАБОТА

По дисциплине: «Основы взаимозаменяемости и технические измерения»

Разработал: студент группы Б 202-06у  
Проверил: доцент

Вафин А.З.  
Гималтдинов И.Х.

КАЗАНЬ  
2023

по теме задания  
кор.  
21.01.23  


## ВВЕДЕНИЕ

Целью курсовой работы является закрепление теоретических знаний, полученных студентами в процессе самостоятельного изучения курса МСС по учебникам, развитие у них практических навыков в выборе допусков, посадок, шероховатости поверхности, параметров формы, средств измерения и контроля, а также в пользовании справочной литературой и стандартами.

Настоящие методические указания составлены в соответствии с программой дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация», предназначенной для высших учебных заведений по специальностям «Механизация сельского хозяйства», «Сервис и техническая эксплуатация транспортных и технологических машин и оборудования в с.-х.».

В них приведены методика выборы допусков и посадок цилиндрических соединений, шпоночных и шлицевых, резьбовых соединений, зубчатых передач, допусков (формы и расположения поверхностей, а также указания относительно выбора шероховатости поверхности и контрольно-измерительных приборов, изложена методика расчета размерных цепей.

Прежде чем приступить к выполнению курсовой работы студенту рекомендуется усвоить теоретический курс по учебникам [1-8]. В этих учебниках по каждой теме имеется раздел соответствующего названия.

Курсовая работа включает в зависимости от формы обучения и специализации 6-10 перечисленных ниже разделов.

1. Определение параметров гладкого цилиндрического соединения и выбор средств измерения.
2. Расчет и выбор посадок для соединений с натягом.
3. Расчет и выбор посадок для колец подшипников качения.
4. Выбор посадок и определение параметров детали шпоночного соединения.
5. Выбор посадок и определение параметров деталей прямобоочных шлицевых соединений.
6. Расчет размеров гладких калибров.
7. Расчет и выбор параметров резьбового соединения.
8. Определение точностных параметров зубчатых колес.

К каждой задаче приведены основные положения, перечень вопросов, подлежащих разработке, указания по выполнению заданий и рекомендуемая литература, в приложении помещен справочный материал.



При выборе средства измерения должно соблюдаться следующее условие, чтобы предельная погрешность средств измерения ( $\Delta_{lim}$ ) была меньше допустимой погрешности измерения ( $\delta$ ):

$$\Delta_{lim} \leq \delta$$

Для отверстия  $\varnothing 170 \text{ H8}$  выбираем нутромер мод.155( ГОСТ 9244-75 ).

$$\Delta_{limСИ} = \pm 4 \text{ мкм.}$$

$$4 \text{ мкм.} < 10 \text{ мкм.}$$

Метрологические показатели выбранного средства измерения:  
диапазон измерения  $0 \div 50 \text{ мм.}$

цена деления  $0,01 \text{ мм.}$

предельная погрешность измерения  $0,008 \text{ мм.}$

Для вала  $\varnothing 170 \text{ r7}$  выбираем микрометр МК-25-1 (ГОСТ 6507-78).

$$\Delta_{limСИ} = \pm 3 \text{ мкм.}$$

$$3 \text{ мкм.} < 7 \text{ мкм.}$$

Результаты выбора средств измерения занести в таблицу 1.1.

Таблица 1.1. Результаты выбора средств измерения.

| Наименование детали, её размер, поле допуска | Величина допуска изделия, мм. | Допустимая погрешность измерения, мм. | Предельная погрешность измерительного средства, мкм. | Наименование, обозначение измерительного средства, ГОСТ | Концевые меры для настройки |        |
|----------------------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------|------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|-----------------------------|--------|
|                                              |                               |                                       |                                                      |                                                         | Клас<br>с                   | Разряд |
| 1. втулка $\varnothing 170 \text{ H8}$       | 0,000                         | 0,016                                 | 4                                                    | нутромер мод.155 (ГОСТ 9244-75).                        | 1                           | —      |
| 2. вал $\varnothing 170 \text{ r7}$          | 0,068                         | 0,012                                 | 3                                                    | Микрометр МК-25-1 (ГОСТ 6507-78 )                       | 1                           | —      |

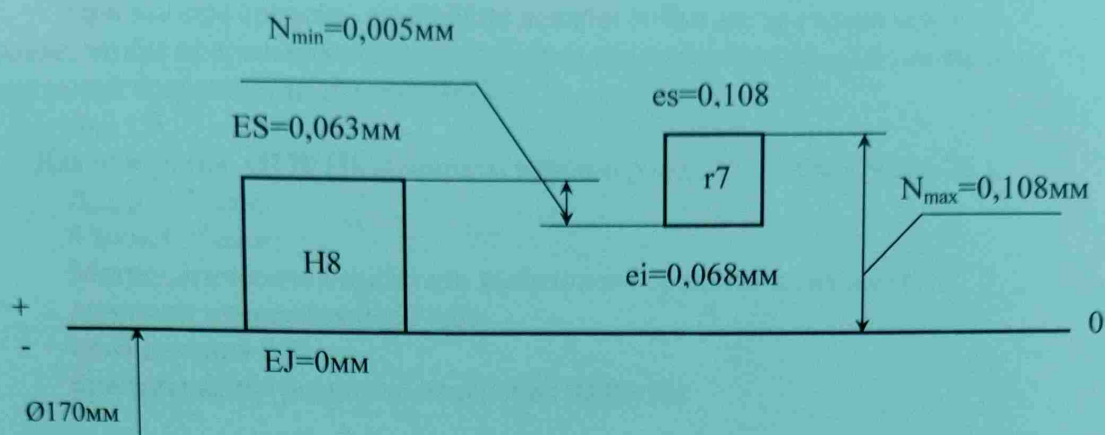


Рисунок 1.1.a - Схема расположения полей допусков отверстия и вала.

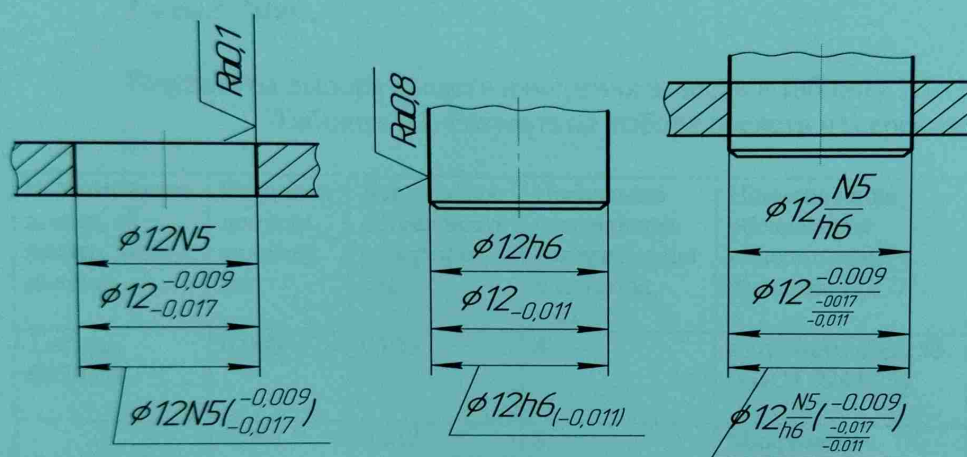


Рисунок 1.1.6 - Эскизы деталей соединения.

1.6. Определить величины шероховатости поверхности отверстия и вала по параметру  $R_a$  и методы окончательной обработки, проставить их на эскизах деталей.

Шероховатость сопрягаемых поверхностей устанавливается на основании заданного номинального размера детали и посадки, пользуясь справочником [5] стр. 551,,571 (приложение 2, 3, 4).

После выбора шероховатости поверхности численное значение  $R_a$  должно быть уточнено по ГОСТ 2789-73 (см. [2] стр. 554..545).

Для отверстия Ø170 H8 растачивание чистовое (алмазное)  $R_a=0,80$  мкм.

Для вала Ø170 r7 обтачивание при продольной подаче, тонкое  $R_a=0,80$  мкм.

1.7. Выбрать измерительные средства для измерения размеров отверстия и вала с необходимой точностью.

а) По известным номинальному диаметру и величине допуска контролируемого размера детали по ГОСТ 8.051-81 определяем допускаемую предельную погрешность измерения для отверстия и вала ( $\delta$ ):

для втулки Ø 170 H8  $\delta=12,0$  мкм.

для вала Ø170 r7  $\delta=7,0$  мкм.

б) По литературе [1] выбираем измерительные средства для измерения размера отверстия и вала.



# 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЛАДКОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СОЕДИНЕНИЯ И ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ.

## 1.1. Исходные данные:

Условное обозначение соединения:  $\varnothing 170 \text{ H8/r7}$ .

## 1.2. Определить величину допусков, предельные отклонения размеров вала и отверстия.

Величина допуска и предельные отклонения отверстия и вала определяются по таблице ГОСТ 25346-82 или [1] стр. 335..339.

$$T_D = 63 \text{ мкм.}$$

$$T_d = 40 \text{ мкм.}$$

$$ES = 0 + 63 = 63 \text{ мкм}$$

$$EJ = 0 \text{ мкм}$$

$$es = 68 \text{ мкм}$$

$$ei = 68 + 40 = 108 \text{ мкм.}$$

## 1.3. Определить предельные размеры отверстия и вала.

Предельные размеры отверстия и вала определяются по формулам:

$$D_{\max} = D + ES = 170 + 0,063 = 170,063 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D + EJ = 170 + 0,000 = 170,000 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = d + es = 170 + 0,068 = 170,068 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + ei = 170 + 0,108 = 170,108 \text{ мм.}$$

## 1.4. Определить величины предельных зазоров (натягов), допуск посадки, вид посадки.

Предельные зазоры, натяги и допуск посадки определяются по формулам, приведенным в [1] стр. 80.

Вид посадки устанавливается по характеру соединения.

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei = 170,063 - 170,068 = -0,005 \text{ мм.}$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EJ - es = 170,000 - 170,108 = -0,108 \text{ мм.}$$

Данная посадка с натягом

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 170,108 - 170,000 = 0,108 \text{ мкм.}$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 170,068 - 170,063 = 0,005 \text{ мкм}$$

## 1.5. Начертить в масштабе: а) схему расположения полей допусков отверстия и вала; б) эскизы деталей и соединения в сборе с обозначением полей допусков и отклонений.

2.5. Начертить схемы полей допусков калибров для контроля размеров отверстия и вала.

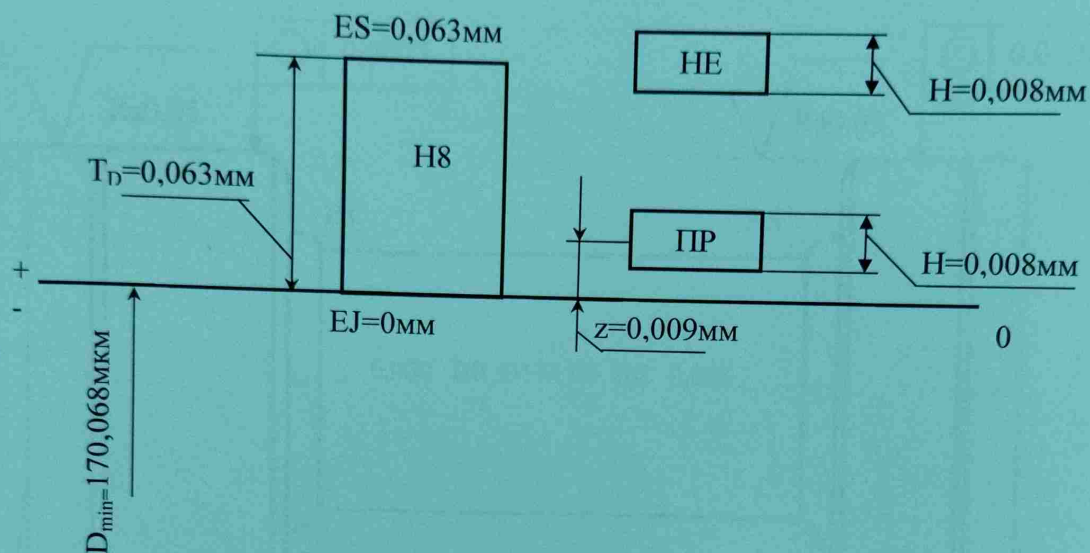


Рисунок 2.1 - Схема расположения полей допусков для калибра-пробки.

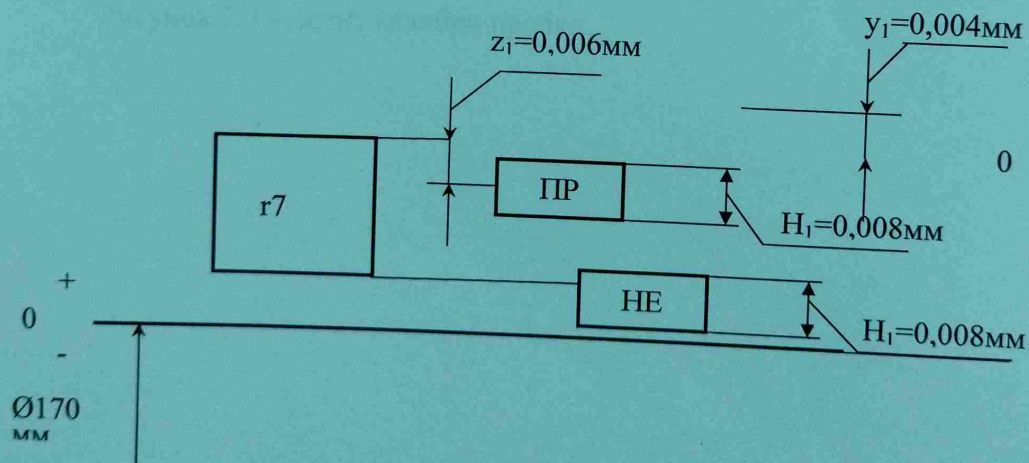


Рисунок 2.2 - Схема расположения полей допусков для калибра-скобы.



у – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска изделия.

Значения  $\alpha$ ,  $H$ ,  $z$  и  $y$  назначаются согласно ГОСТ 24853-81.

$$z = 9 \text{ мкм.};$$

$$y = 6 \text{ мкм}$$

$$\alpha = 0 \text{ мкм}$$

$$H = 8 \text{ мкм.}$$

$$HE_{\max} = 170,000 + 0,063 - 0 + 0,008/2 = 170,067 \text{ мм.};$$

$$HE_{\min} = 170,000 + 0,063 - 0 - 0,008/2 = 170,059 \text{ мм.};$$

$$PR_{\max} = 170,000 + 0,009 + 0,008/2 = 170,013 \text{ мм.};$$

$$PR_{\min} = 170,000 + 0,009 - 0,008/2 = 170,005 \text{ мм.};$$

$$PR_{\text{изн}} = 170,000 - 0,006 + 0 = 169,994 \text{ мм.}$$

2.4. Определить исполнительные размеры калибров для контроля вала.

Исполнительные размеры калибров для контроля вала определяются по следующим выражениям:

$$PR_{\max} = d_{\min} + T_d - z_1 + H_1/2;$$

$$PR_{\min} = d_{\min} + T_d - z_1 - H_1/2;$$

$$PR_{\text{изн}} = d_{\min} + T_d + y_1 - \alpha_1;$$

$$HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + H_1/2;$$

$$HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - H_1/2,$$

где

$d_{\min}$  – наименьший предельный размер вала;

$PR_{\max}$  – наибольший размер проходного калибра-скобы;

$PR_{\min}$  – наименьший размер проходного калибра-скобы;

$PR_{\text{изн}}$  – наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы;

$HE_{\max}$  – наибольший размер непроходного калибра-скобы;

$HE_{\min}$  – наименьший размер непроходного калибра-скобы;

$T_d$  – допуск на изготовление вала;

$z_1$  – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра-скобы относительно наибольшего предельного размера вала;

$H_1$  – допуск на изготовление калибра-скобы для вала;

$y_1$  – допустимый выход размера изношенного проходного калибра-скобы за границу поля допуска вала;

$\alpha_1$  – величина для компенсации погрешности контроля калибрами валов с размерами свыше 180 мм. При  $d \leq 180$  мм.  $\alpha_1 = 0$  [3].

Численные значения  $z_1$ ,  $H_1$ ,  $y_1$  и  $\alpha_1$  берутся согласно ГОСТ 24853-81.

$$z_1 = 6 \text{ мкм.};$$

$$y_1 = 4 \text{ мкм.};$$

$$\alpha_1 = 0 \text{ мкм}$$

$$H_1 = 8 \text{ мкм.}$$

$$PR_{\max} = 170,068 + 0,040 - 0,006 + 0,008/2 = 170,106 \text{ мм.};$$

$$PR_{\min} = 170,068 + 0,040 - 0,006 - 0,008/2 = 170,098 \text{ мм.};$$

$$PR_{\text{изн}} = 170,068 + 0,040 + 0,004 - 0 = 170,112 \text{ мм.};$$

$$HE_{\max} = 170,068 + 0 + 0,008/2 = 170,072 \text{ мм.};$$

$$HE_{\min} = 170,068 + 0 - 0,008/2 = 170,064 \text{ мм.}$$

## 2. РАСЧЁТ РАЗМЕРОВ ГЛАДКИХ КАЛИБРОВ.

### 2.1. Исходные данные:

Условное обозначение соединения: Ø170 H8/r7.

2.2. Определить величину допусков, предельные отклонения и предельные размеры отверстия и вала.

Величина допусков, предельные отклонения вала и отверстия определяются по ГОСТ 25346-82 (СТ СЭВ 145-73).

Предельные размеры вала и отверстия вычисляются по формулам (1.1–1.4).

$$T_D = 63 \text{ мкм.}$$

$$T_d = 40 \text{ мкм.}$$

$$EJ = 0 \text{ мкм.}$$

$$ES = 63 \text{ мкм.}$$

$$es = 108 \text{ мкм.}$$

$$ei = 68 \text{ мкм.}$$

$$D_{\max} = D + ES = 170,063 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D + EJ = 170,000 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = d + es = 170,068 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + ei = 170,108 \text{ мм.}$$

2.3. Определить исполнительные размеры калибров для контроля отверстия.

Исполнительные размеры калибров для контроля отверстия определяются по формулам:

$$HE_{\max} = D_{\min} + T_D - \alpha + H/2;$$

$$HE_{\min} = D_{\min} + T_D - \alpha - H/2;$$

$$PR_{\max} = D_{\min} + z + H/2;$$

$$PR_{\min} = D_{\min} + z - H/2;$$

$$PR_{\text{изн}} = D_{\min} - y + \alpha,$$

где

$HE_{\max}$  – наибольший размер непроходного калибра-пробки;

$HE_{\min}$  – наименьший размер непроходного калибра-пробки;

$PR_{\max}$  – наибольший размер проходного калибра-пробки;

$PR_{\min}$  – наименьший размер проходного калибра-пробки;

$PR_{\text{изн}}$  – наименьший размер проходного изношенного калибра-пробки;

$D_{\min}$  – наименьший предельный размер отверстия;

$T_D$  – допуск отверстия;

$\alpha$  – величина для компенсации погрешности контроля калибрами отверстий с размерами свыше 180 мм. При  $D \leq 180$  мм.  $\alpha = 0$  [3];

$H$  – допуск на изготовление калибра-пробки;

$z$  – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра-пробки относительно наименьшего предельного размера детали;



### 3. РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.

#### 3.1. Исходные данные:

Номер подшипника 307

Номер чертежа узла 1

Радиальная нагрузка 8600 Н.

#### 3.2. Определить номинальные значения параметров подшипника качения:

Номинальные размеры подшипника:  $d$ ,  $D$ ,  $B$ ,  $r$ ,  $r_c$  определяются по заданному номеру подшипника, пользуясь справочником [4] стр. 115..143, [7] стр. 21..125.

$$d = 35 \text{ мм.} \quad [7]$$

$$D = 80 \text{ мм.} \quad [7]$$

$$B = 21 \text{ мм.} \quad [7]$$

$$r = 2,5 \text{ мм.} \quad [7]$$

#### 3.3. Установить характер нагружения подшипника.

В нашем случае перегрузка составляет до 300% - нагрузка динамическая.

#### 3.4. Определить вид нагружения наружного и внутреннего колец подшипника.

В нашем случае вращается наружное кольцо, поэтому оно подвергается циркуляционному нагружению. Внутреннее кольцо не вращается, поэтому оно подвергается местному виду нагружения.

#### 3.5. Определить величину интенсивности нагружения от циркуляционной нагрузки для наружного кольца.

$$P_r = \frac{P}{B - 2 \cdot r} \cdot k_n \cdot F_1 \cdot F_2, \quad (3.1)$$

где  $P$  – радиальная нагрузка,  $P = 8600$  Н.

$B$  – ширина подшипника,  $B = 21$  мм.

$r$  – радиус закругления колец,  $r = 2,5$  мм.

$k_n$  – динамический коэффициент, зависящий от характера нагрузки,  $k_n = 1,8$ ;

$F_1$  – коэффициент, учитывающий ослабление натяга при пустотелом вале или тонкостенном корпусе,  $F_1 = 1$ ;

$F_2$  – коэффициент, учитывающий равномерность распределения нагрузки между рядами шариков и осевую нагрузку,  $F_2 = 1$ .

$$P_r = \frac{8,6}{0,021 - 2 \cdot 0,0025} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 967,7 \text{ кН/м.} \quad (3.1)$$

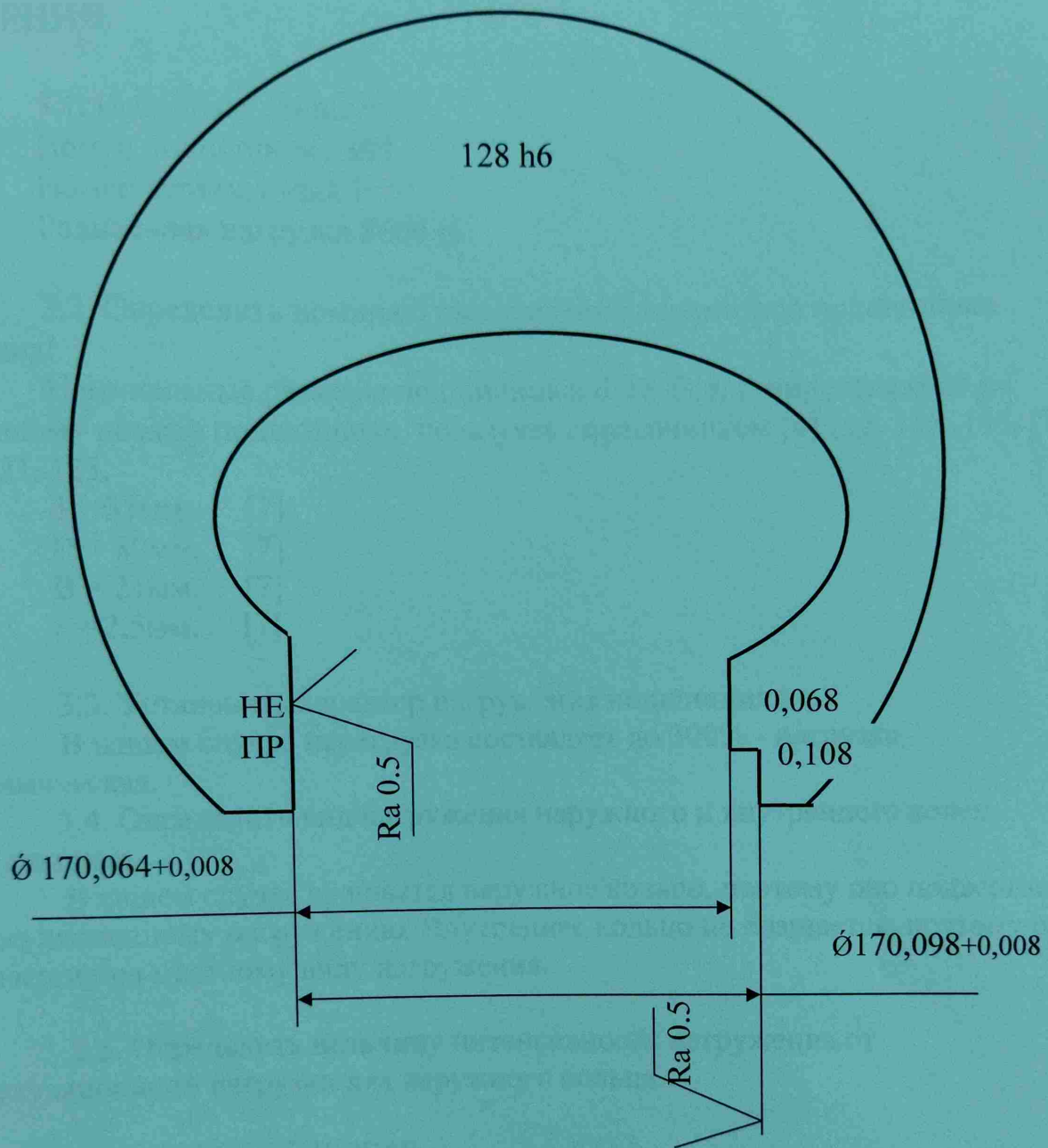


Рисунок 2.4 - Эскиз калибр - скобы.



2.6. Начертить эскизы калибров для контроля размеров отверстия и вала. Маркировка калибров выполняется согласно [8].

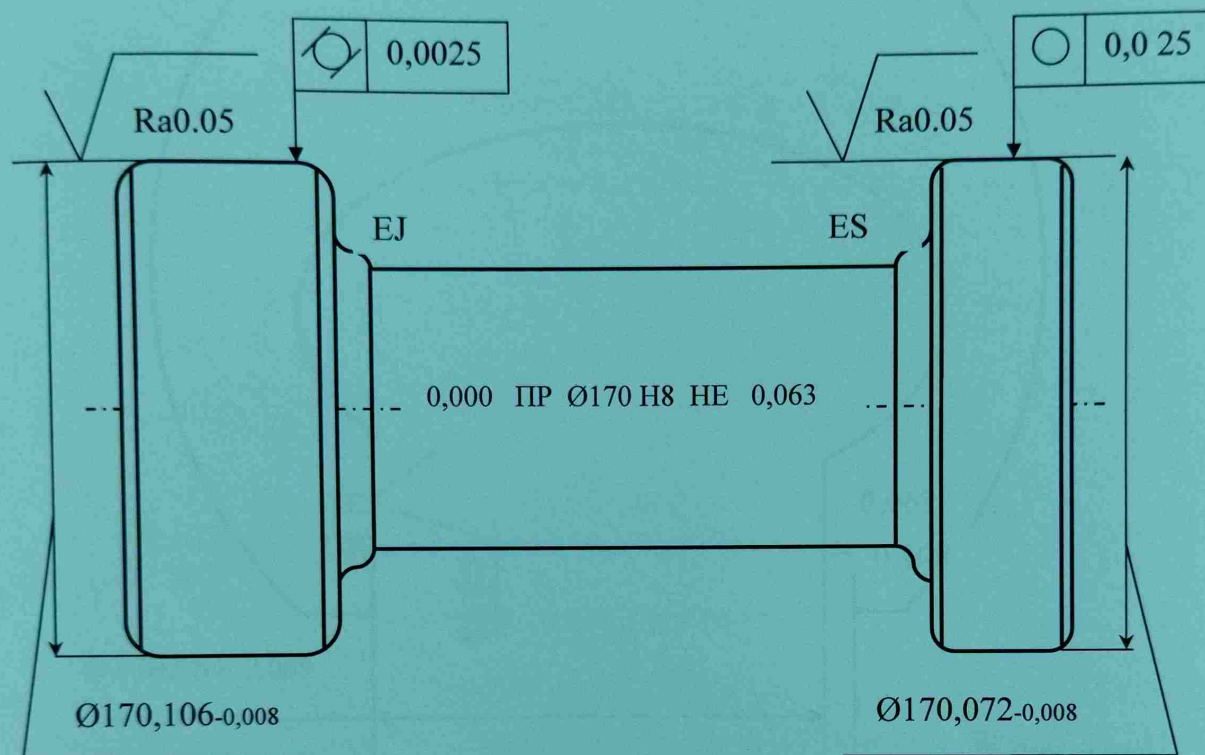


Рисунок 2.3 - Эскиз калибра-пробки.

3.8. Начертить эскизы деталей и соединения в сборе для подшипникового узла.

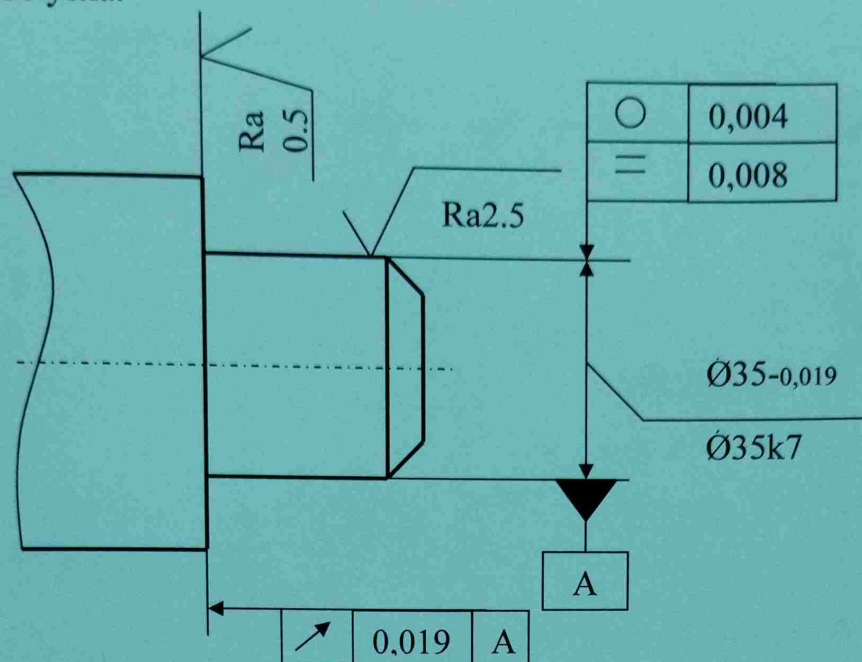


Рисунок 3.2.а.- Эскиз вала.

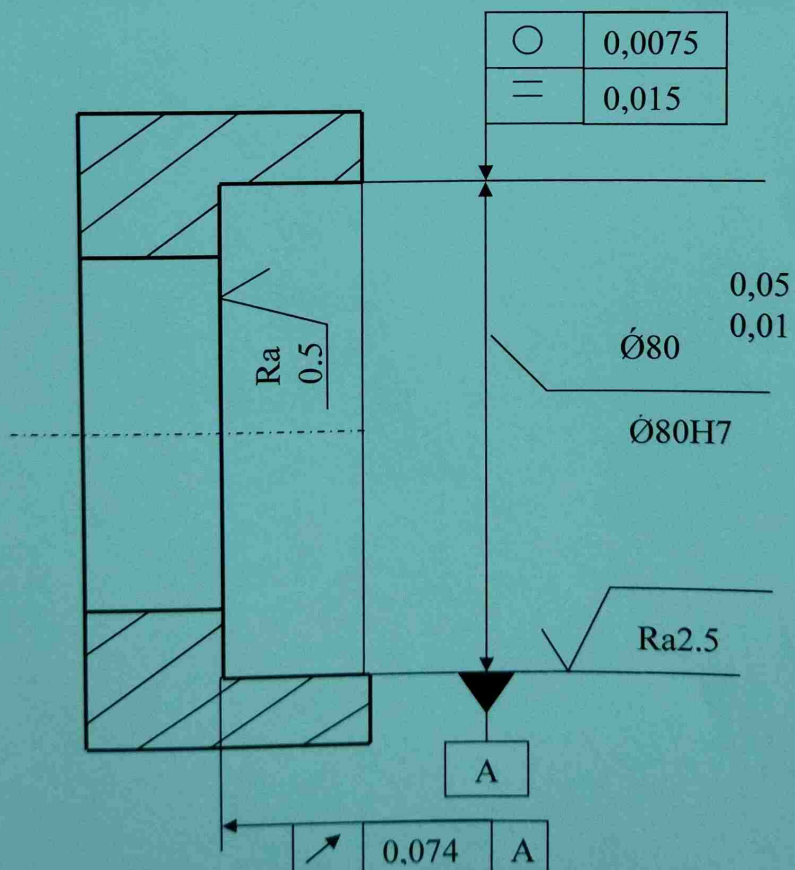


Рисунок 3.2.б - Эскиз втулки.



3.7. Начертить схему расположения полей допусков для колец подшипника качения, а также для вала и отверстия корпуса.

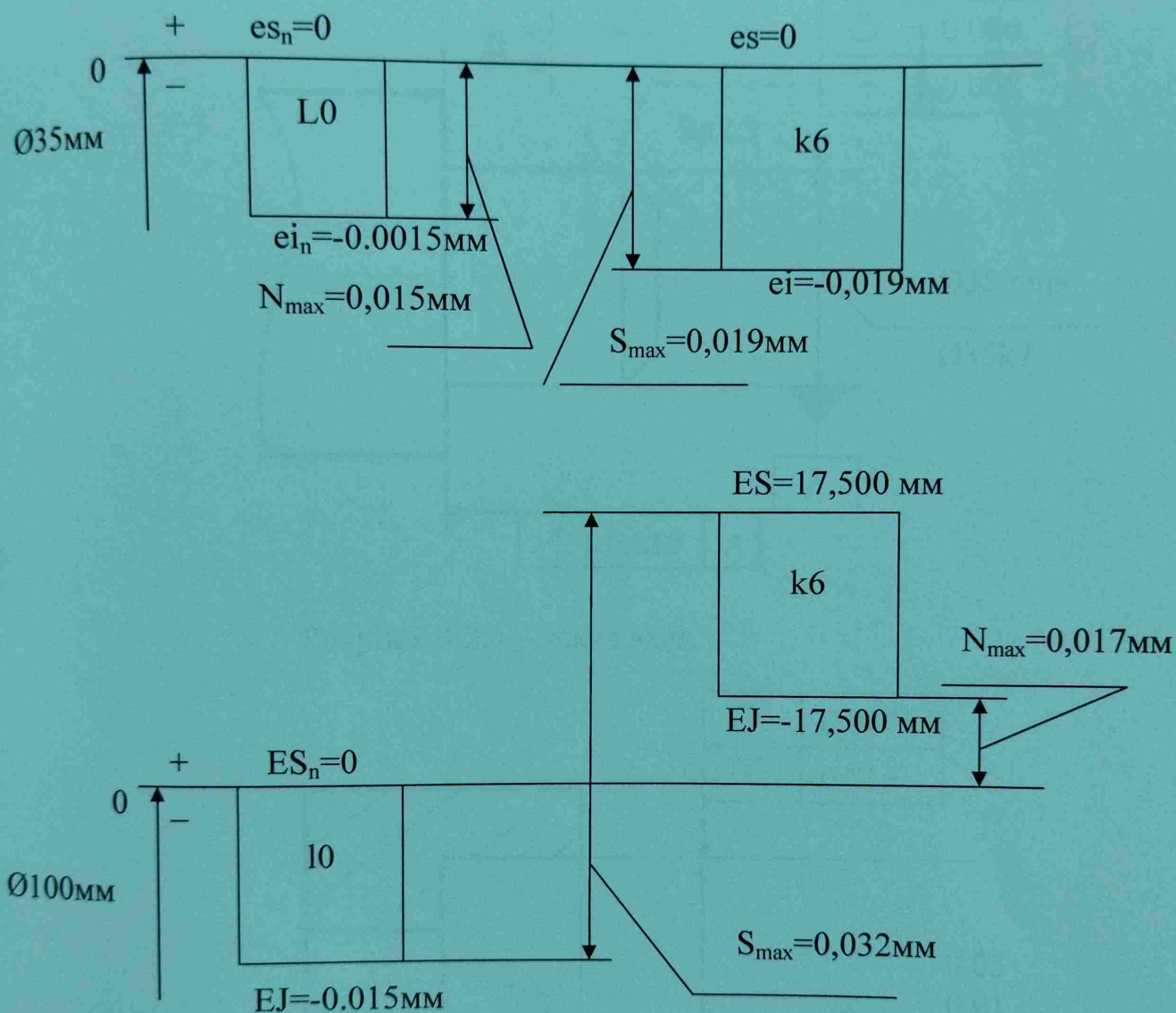


Рисунок 3.1 - Схема расположения полей допусков для деталей подшипникового узла.

3.6. Определить посадки колец подшипника на вал и в корпус.

Выбираем поле допуска для отверстия корпуса  $\varnothing 35L0/k6$ .

Выбираем поле допуска для вала  $\varnothing 80H7/10$ .

Найти предельные размеры вала и отверстия в корпусе, а также отклонения размеров колец подшипников.

Для внутреннего кольца  $\varnothing 35L0$ :

$$d_n = d = 35.$$

$$es_n = 0.$$

$$ei_n = -12 \text{ мкм.}$$

$$d_{n \min} = d_n + ei_n = 35 + (-0.012) = 34.988 \text{ мм.}$$

$$d_{n \max} = d_n + es_n = 35 + 0 = 35 \text{ мм.}$$

Для вала  $\varnothing 80h7$

$$T_d = 16 \text{ мкм.}$$

$$es = +2.$$

$$ei = es - T_d = -14 \text{ мкм.}$$

$$d_{\min} = d + ei = 35 + (-0.014) = 34.986 \text{ мм.}$$

$$d_{\max} = d + es = 35 + 0.002 = 35.002 \text{ мм.}$$

$$N_{\max} = d_{\max} - d_{n \min} = es - ei_n = 2 - (-12) = 14 \text{ мкм.}$$

$$S_{\max} = es_n - ei = 0 - (-14) = 14 \text{ мкм.}$$

Для наружного кольца  $\varnothing 80H7/10$ :

$$D_n = D = 80 \text{ мм.}$$

$$ES_n = 0.$$

$$EJ_n = -13 \text{ мкм.}$$

$$D_{n \min} = D_n + EJ_n = 80 + (-0.013) = 79.987 \text{ мм.}$$

$$D_{n \max} = D_n + ES_n = 80 + 0 = 80 \text{ мм.}$$

Для отверстия корпуса  $\varnothing 35k6$ :

$$D = 35 \text{ мм.}$$

$$T_D = 30 \text{ мкм.}$$

$$ES = +9 \text{ мкм.}$$

$$EJ = -21 \text{ мкм.}$$

$$D_{\max} = D + ES = 35 + 0.009 = 35.009 \text{ мм.}$$

$$D_{\min} = D + EJ = 35 + (-0.021) = 34.979 \text{ мм.}$$

$$S_{\max} = ES - EJ_n = 0.009 - (-0.013) = 0.022 \text{ мкм.}$$

$$S_{\min} = EJ - ES_n = -0.021 - 0 = -0.021 \text{ мкм.}$$



#### 4.3.4. Начертить схему расположения полей допусков для отверстия и вала.

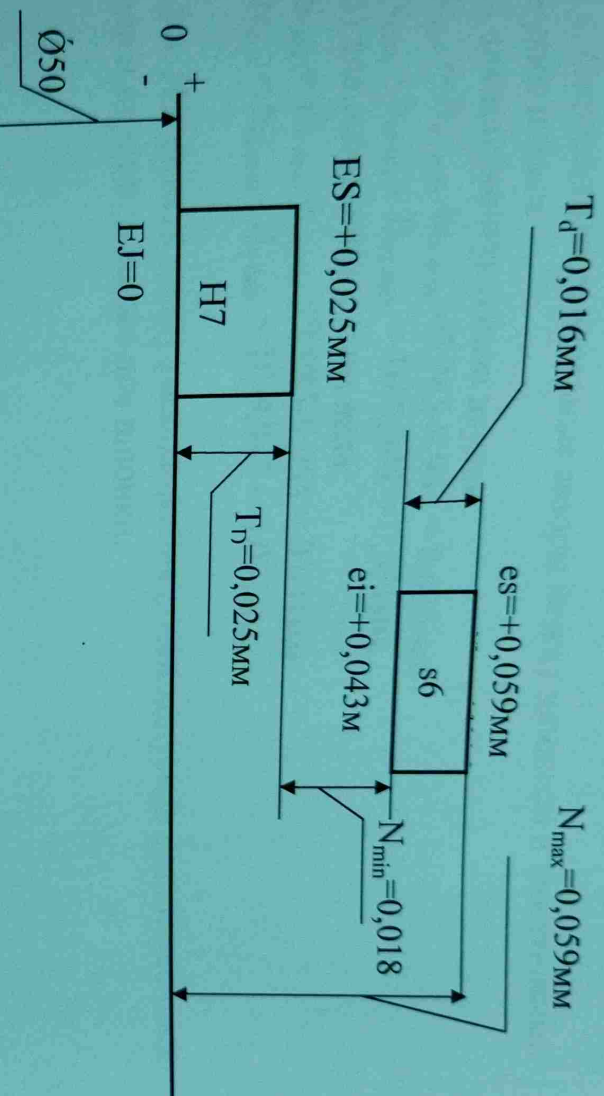


Рисунок 4.1 - Схема расположения полей допусков для отверстия и вала.

#### 4.3.5. Выбрать посадку для соединения шпонки и паза вала.

10P9/h9.

#### 4.3.6. Определить значения допусков, предельные отклонения и

предельные размеры для шпонки.

$b = 10h_9$ .

$T_{d_{ш}} = 36 \text{ мкм}$ .

$es = 0$ .

$ei = es - T_{d_{ш}} = 0 - 36 = -36 \text{ мкм}$ .

$b_{\max} = b + es = 10 + 0 = 10 \text{ мм}$ .

$b_{\min} = b + ei = 10 + (-0,036) = 9,964 \text{ мм}$ .

#### 4.3.7. Определить значения допусков, предельные отклонения и

предельные размеры для ширины паза вала.

$V_v = 10P_9$ .

$T_{D_v} = 36 \text{ мкм}$ .

$ES = -15 \text{ мкм}$ .

$EJ = -51 \text{ мкм}$ .

$V_{v \min} = V_v + EJ = 10 + (-0,051) = 9,949 \text{ мм}$ .

$V_{v \max} = V_v + ES = 10 - 0,015 = 9,985 \text{ мм}$ .

#### 4.3.8. Выбрать посадку для соединения шпонка — шпоночный паз втулки.

10P9/h9.

#### 4.3.9. Определить значения допусков, предельные отклонения и предельные размеры для ширины шпоночного паза втулки.

#### 4. ВЫБОР ПОСАДОК И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ.

##### 4.1. Исходные данные:

Диаметр вала 50мм.

Конструкция шпонки сегментная.

Вид соединения и характер производства нормальное.

##### 4.2. Определить номинальные размеры шпонки, шпоночных пазов вала и втулки.

$$b = 10 \text{ мм.}$$

$$h = 13 \text{ мм.}$$

$$d = 22 \text{ мм.}$$

$$t_1 = 10,0 \text{ мм.}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ мм.}$$

4.3. Выбрать посадки: вал – втулка; шпонка – паз вала и шпонка – паз втулки. Найти численное значение предельных отклонений размеров втулки, вала, а также шпонки, пазов вала и втулки; рассчитать предельные размеры шпонки и пазов и допуски этих размеров.

##### 4.3.1. Выбрать посадку вал – втулка Ø50:

$$\text{Ø}50\text{H}7/\text{s}6.$$

##### 4.3.2. Определить допуски, предельные отклонения для отверстия и вала.

$$T_D = 25 \text{ мкм.}$$

$$EJ = 0.$$

$$ES = EJ + T_D = 0 + 25 = +25 \text{ мкм.}$$

$$T_d = 16 \text{ мкм.}$$

$$ei = +43 \text{ мкм.}$$

$$es = ei + T_d = +43 + 16 = +59 \text{ мкм.}$$

##### 4.3.3. Определить предельные размеры для отверстия и вала, а также

предельные натяги.

$$D_{\text{max}} = D + ES = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ мм.}$$

$$D_{\text{min}} = D + EJ = 50 + 0 = 50 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{max}} = d + es = 50 + 0,059 = 50,059 \text{ мм.}$$

$$d_{\text{min}} = d + ei = 50 + 0,043 = 50,043 \text{ мм.}$$

$$N_{\text{max}} = d_{\text{max}} - D_{\text{min}} = es - EJ = +59 - 0 = 0,059 \text{ мм.}$$

$$N_{\text{min}} = d_{\text{min}} - D_{\text{max}} = ei - ES = +43 - 25 = 0,018 \text{ мм.}$$



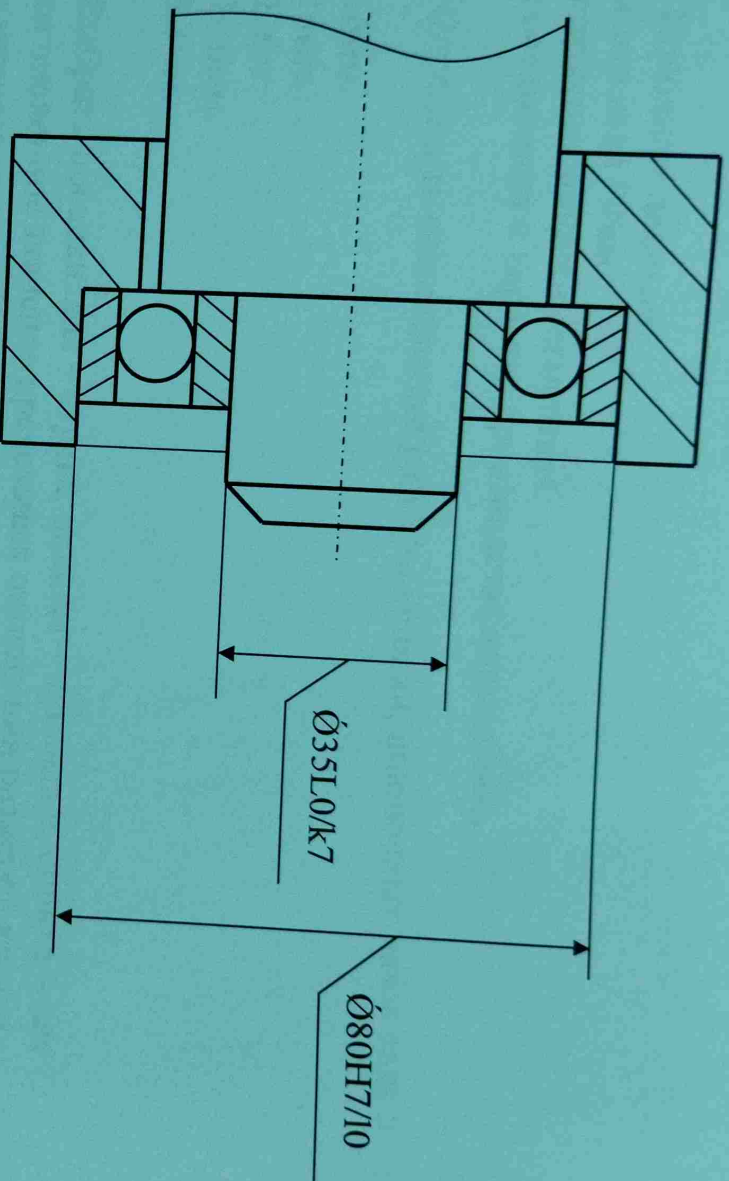


Рисунок 3.2.в - Эскиз соединения в сборе для подшипникового узла.

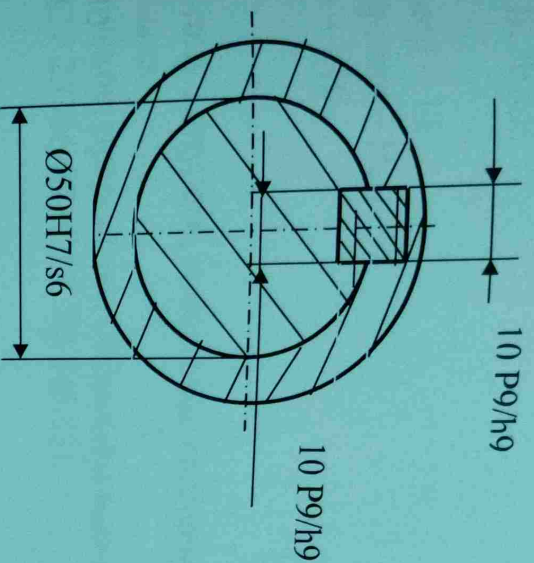


Рисунок 4.3 - Эскизы деталей шпоночного соединения: а) шпонки; б) шлицы; в) втулки; г) соединения в сборе.

#### 4.7. Размерные характеристики деталей шпоночного соединения

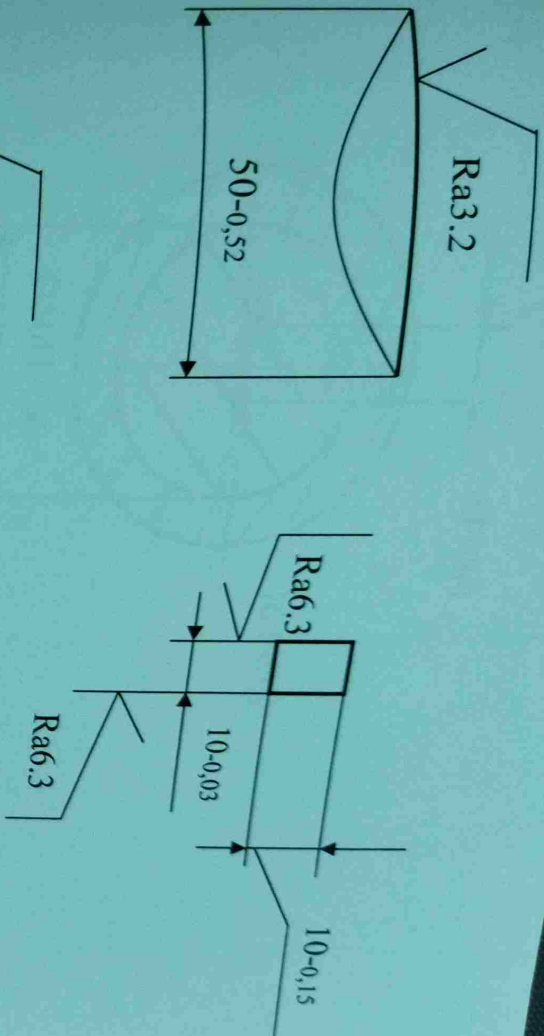
привести в виде таблицы 4.1.

Таблица 4.1. Размерные характеристики деталей шпоночного соединения.

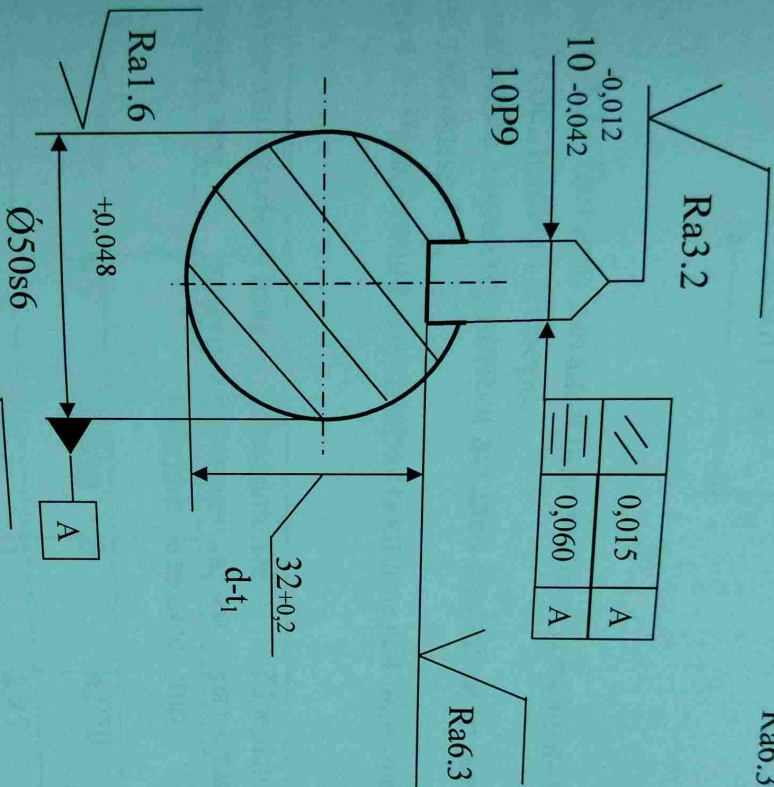
| Наименование<br>размера | Номинальный<br>размер, мм. | Поле<br>допуска | Предельные<br>отклонения, мм. |         | Предельные<br>размеры, мм |       | Допуск<br>размера, |
|-------------------------|----------------------------|-----------------|-------------------------------|---------|---------------------------|-------|--------------------|
|                         |                            |                 | нижнее                        | верхнее | min                       | max   |                    |
| Ширина<br>шпонки        | 8                          | h9              | -0,030                        | 0       | 4,970                     | 5     | 0,030              |
| Высота<br>шпонки        | 10                         | h12             | -0,15                         | 0       | 8,85                      | 9     | 0,15               |
| Длина<br>шпонки         | 22                         | h14             | -0,52                         | 0       | 21,48                     | 22    | 0,52               |
| Ширина паза             | 5                          | P9              | -0,042                        | -0,012  | 4,958                     | 4,988 | 0,030              |
| Глубина паза            | 7,0                        | -               | -0,2                          | 0       | 6,8                       | 7,0   | 0,2                |
| Длина паза              | 22                         | H15             | 0                             | +0,84   | 22                        | 22,84 | 0,84               |
| Ширина паза             | 5                          | P9              | -0,042                        | -0,012  | 4,958                     | 4,988 | 0,030              |
| Глубина паза            | 2,3                        | -               | 0                             | +0,2    | 2,3                       | 2,5   | 0,2                |



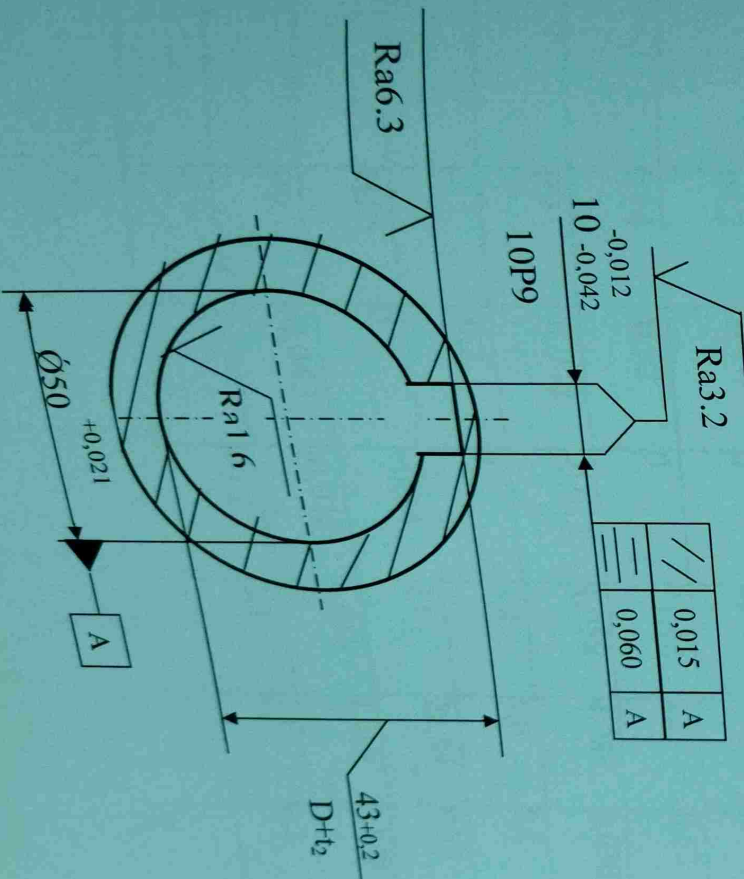
a)



6)



B)



$$V_{вр} = 10P_9.$$

$$T_{D_{вр}} = 36 \text{ мкм.}$$

$$ES = -15 \text{ мкм.}$$

$$EI = -51 \text{ мкм.}$$

$$V_{вр \min} = V_{вр} + EI = 10 + (-0,051) = 9,949 \text{ мм.}$$

$$V_{вр \max} = V_{вр} + ES = 10 + (0,015) = 9,985 \text{ мм.}$$

4.4. Определить предельные зазоры между шпонкой и шпоночными пазами втулки и вала.

а) для шпоночного паза втулки:

$$S_{\max} = V_{вр \max} - b_{ш \min} = 9,985 - 9,949 = 0,036 \text{ мм.}$$

$$N_{\max} = b_{ш \max} - V_{вр \min} = 10 - 9,949 = 0,051 \text{ мм.}$$

б) для шпоночного паза вала:

$$S_{\max} = V_{в \max} - b_{ш \min} = 9,985 - 9,954 = 0,031 \text{ мм.}$$

$$N_{\max} = b_{ш \max} - V_{в \min} = 10 - 9,949 = 0,051 \text{ мм.}$$

4.5. Начертить схему расположения полей допусков для шпоночных пазов вала и втулки, а также для шпонки.

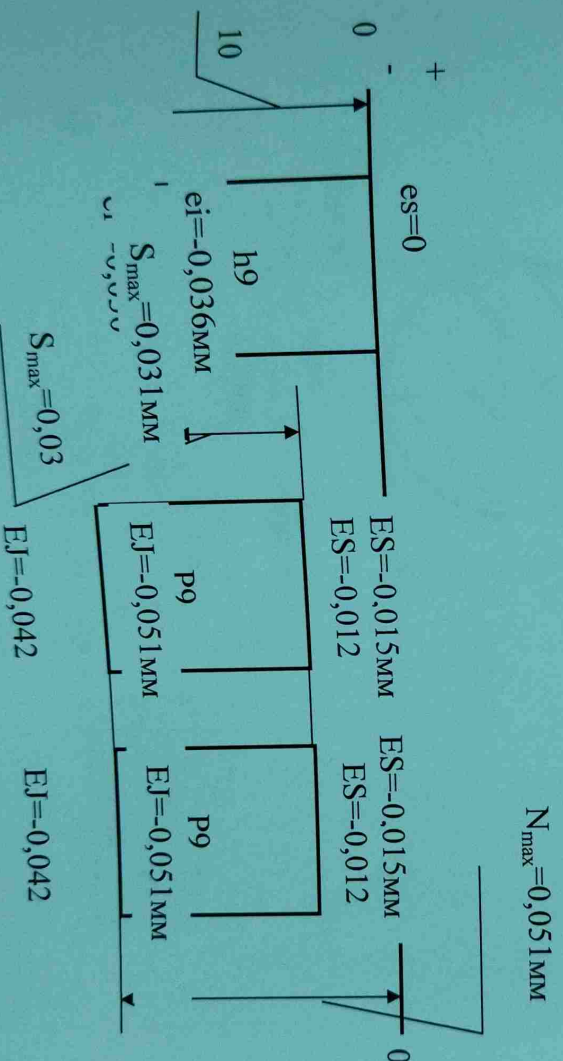


Рисунок 4.2- Схема расположения полей допусков для шпоночного соединения.

4.6. Начертить эскизы деталей шпоночного соединения, а также соединения в сборе.