

КУРСОВАЯ РАБОТА

ПО МЕТРОЛОГИИ

ВАРИАНТ 1

СОДЕРЖАНИЕ

ЗАДАНИЕ 1	3
ЗАДАНИЕ 2	6
ЗАДАНИЕ 3	8
ЗАДАНИЕ 4	9
ЗАДАНИЕ 5	11
ЗАДАНИЕ 6	12
ЗАДАНИЕ 7	15
ЗАДАНИЕ 8	16
ЛИТЕРАТУРА	17

ЗАДАНИЕ 1

Условие.

Заданы параметры соединения с натягом:

- номинальный диаметр соединения вала (деталь 13) с втулкой (деталь 6)
 $d = 28$ мм;
 - длина соединения $L = 40$ мм;
 - диаметр осевого отверстия на валу $d_1 = 20$ мм;
 - наружный диаметр втулки $d_2 = 90$ мм;
 - материал вала (деталь 13) – бронза БрОФ10-1; $\mu_{13} = 0,33$; $E_{13} = 0,9 \cdot 10^{11}$ Па;
 $\delta_{\tau 13} = 20 \cdot 10^7$ Па;
 - материал втулки (деталь 6) – сталь 45; $\mu_6 = 0,25$; $E_6 = 2,0 \cdot 10^{11}$ Па; $\delta_{\tau 6} = 36 \cdot 10^7$ Па;
 - передаваемый крутящий момент $M_{кр} = 50$ Н·м;
 - коэффициент трения $f = 0,07$.
- Необходимо рассчитать и подобрать посадку с натягом.

Решение.

1. Определяем минимальное удельное давление на контактных поверхностях соединения по формуле:

$$p_{\min} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{n \cdot d \cdot L \cdot f} = \frac{2 \cdot 50}{1,5 \cdot 0,028 \cdot 0,04 \cdot 0,07} = 850340 \text{ Па,}$$

где $n = 1,5$ – коэффициент запаса прочности.

Определяем минимальный натяг в соединении по формуле:

$$N_{\min} = p_{\min} \cdot \left(\frac{C_6}{E_6} + \frac{C_{13}}{E_{13}} \right) \cdot d = 850340 \cdot \left(\frac{1,47}{2,0 \cdot 10^{11}} + \frac{3,41}{0,9 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 0,028 = \\ = 1,08 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 1,06 \text{ мкм.}$$

где $C_6 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_6 = \frac{1 + \left(\frac{28}{90}\right)^2}{1 - \left(\frac{28}{90}\right)^2} + 0,25 = 1,47$ – коэффициент жесткости

втулки;

$$C_{13} = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} + \mu_{13} = \frac{1 + \left(\frac{20}{28}\right)^2}{1 - \left(\frac{20}{28}\right)^2} + 0,33 = 3,41$$
 – коэффициент жесткости вала.

2. Вычисляем отношения:

$$\frac{d_1}{d} = \frac{20}{28} = 0,71;$$

$$\frac{d}{d_2} = \frac{28}{90} = 0,31.$$

С помощью рис. 1 определяем отношения:

$$\frac{P_{\max 6}}{\sigma_{\tau 6}} = 0,55;$$

$$\frac{P_{\max 13}}{\sigma_{\tau 13}} = 0,29.$$

Используя полученные отношения, определяем максимальное удельное давление в соединении:

$$p_{\max 6} = 0,55 \cdot \sigma_{\tau 6} = 0,55 \cdot 36 \cdot 10^7 = 19,80 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$p_{\max 13} = 0,35 \cdot \sigma_{\tau 13} = 0,29 \cdot 20 \cdot 10^7 = 5,80 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Из двух полученных значений выбираем наибольшее:

$$p_{\max} = 19,80 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Определяем максимальный натяг в соединении по формуле:

$$N_{\max} = p_{\max} \cdot \left(\frac{C_6}{E_6} + \frac{C_{13}}{E_{13}} \right) \cdot d = 19,80 \cdot 10^7 \cdot \left(\frac{1,47}{2,0 \cdot 10^{11}} + \frac{3,41}{0,9 \cdot 10^{11}} \right) \cdot 0,028 =$$

$$= 251 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 251 \text{ мкм}.$$

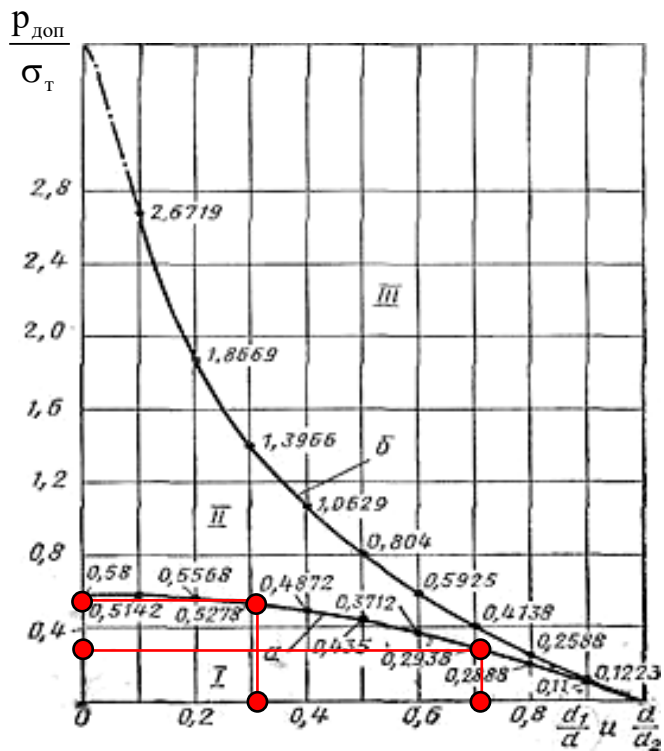


Рис. 1. График для определения максимального удельного давления в соединении:

а – кривая упругих деформаций, б – кривая пластических деформаций.

3. Используя полученные результаты, из справочных таблиц выбираем посадку с натягом:

$$\varnothing 28 \frac{H7}{zс6} \text{ мм} = 28 \frac{+0,021}{+0,231} \text{ мм},$$

у которой $N_{\min} = ei - ES = 218 - 21 = 197 \text{ мкм}$;

$N_{\max} = es - EI = 231 - 0 = 231 \text{ мкм}$.



ЗАДАНИЕ 2

Условие.

Задан номинальный диаметр соединения втулки (деталь 13) с валом (деталь 7) $d = 20$ мм.

Необходимо подобрать и рассчитать переходную посадку.

Решение.

1. Переходная посадка в данном случае необходима для точности центрирования и легкости сборки соединения. Поэтому выбираем переходную посадку типа Н/к и получаем:

$$\varnothing 20 \frac{H7}{k6} \text{ мм} = \varnothing 20 \frac{+0,021}{+0,015 \atop +0,002} \text{ мм.}$$

2. Определяем допуски деталей:

$$TD = ES - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм};$$

$$Td = es - ei = 15 - 2 = 13 \text{ мкм.}$$

3. Определяем натяги в соединении:

• минимальный натяг:

$$N_{\min} = ei - ES = 2 - 21 = -19 \text{ мкм};$$

• максимальный натяг:

$$N_{\max} = es - EI = 15 - 0 = 15 \text{ мкм};$$

• средний натяг:

$$N_{\text{cp}} = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2} = \frac{15 - 19}{2} = -2 \text{ мкм.}$$

4. Определяем среднеквадратичное отклонение натяга по формуле:

$$\sigma_N = \frac{\sqrt{TD^2 + Td^2}}{6} = \frac{\sqrt{21^2 + 13^2}}{6} = 4,12 \text{ мкм.}$$

Определяем предел интегрирования по формуле:

$$z = \frac{|N_{cp}|}{\sigma_N} = \frac{2}{4,12} = 0,49.$$

По справочной таблице определяем значение функции Лапласа:

$$\Phi(z) = \Phi(0,49) = 0,1879.$$

Определяем вероятность получения натягов и зазоров в соединении по формулам:

$$P_N = (0,5 - \Phi(z)) \cdot 100 \% = (0,5 - 0,1879) \cdot 100 \% = 31,21 \%;$$

$$P_S = 100 - P_N = 100 - 31,21 = 68,79 \%.$$

Определяем максимальный вероятный натяг и зазор в соединении по формулам:

$$N_{max}^B = 3 \cdot \sigma_N + N_{cp} = 3 \cdot 4,12 - 2 = 10 \text{ мкм};$$

$$S_{max}^B = 3 \cdot \sigma_N - N_{cp} = 3 \cdot 4,12 + 2 = 14 \text{ мкм}.$$



ЗАДАНИЕ 3

Условие.

Заданы параметры подшипникового узла:

- тип подшипника – шариковый радиально-упорный;
- вращающееся кольцо – внутреннее;
- режим работы – нормальный;
- класс точности подшипника – 0;
- диаметр внутреннего кольца – 25 мм;
- диаметр наружного кольца – 62 мм;
- ширина подшипника – 17 мм;
- радиальная нагрузка постоянна по направлению $R = 1000 \text{ Н}$.

Необходимо назначить и рассчитать посадки подшипника.

Решение.

1. Так как нагрузка постоянна по направлению, а вращающимся кольцом является внутреннее, то наружное кольцо испытывает местное нагружение, а внутреннее кольцо – циркуляционное нагружение.

2. В зависимости от видов нагружения и вида механизма (коробка передач), из справочных таблиц принимаем посадки:

- посадка наружного кольца в корпус - $\varnothing 62 \frac{\text{M7}}{10}$ мм;
- посадка внутреннего кольца на вал - $\varnothing 25 \frac{\text{L0}}{\text{k6}}$ мм.



ЗАДАНИЕ 4

Условие.

Задан гладкий участок вала с диаметром $\varnothing 32f7$ мм.

Необходимо рассчитать гладкий цилиндрический калибр для этого участка вала и выполнить его чертеж.

Решение.

1. С помощью справочных таблиц определяем предельные отклонения и предельные размеры заданного вала:

- $es = -25$ мкм;
- $ei = -50$ мкм;
- $d_{\max} = 32 - 0,025 = 31,975$ мм;
- $d_{\min} = 32 - 0,050 = 31,950$ мм.

2. Из справочной таблицы выписываем параметры для расчета калибры для заданного вала:

- $Z_1 = 3,5$ мкм;
- $H_1 = 4$ мкм.

В соответствии с рис. 2 определяем исполнительные размеры калибры:

- $PR_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = 31,975 - 0,0035 + \frac{0,004}{2} = 31,9735$ мм;
- $PR_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = 31,975 - 0,0035 - \frac{0,004}{2} = 31,9695$ мм;
- $HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = 31,950 + \frac{0,004}{2} = 31,952$ мм;
- $HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = 31,950 - \frac{0,004}{2} = 31,948$ мм.

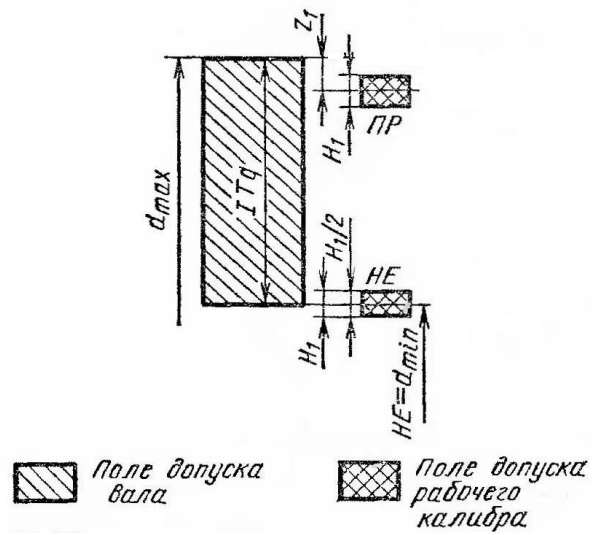


Рис. 2. Схема расположения полей допусков вала и калибров.

3. Выполняем на рис. 3 чертеж калибр-скобы.

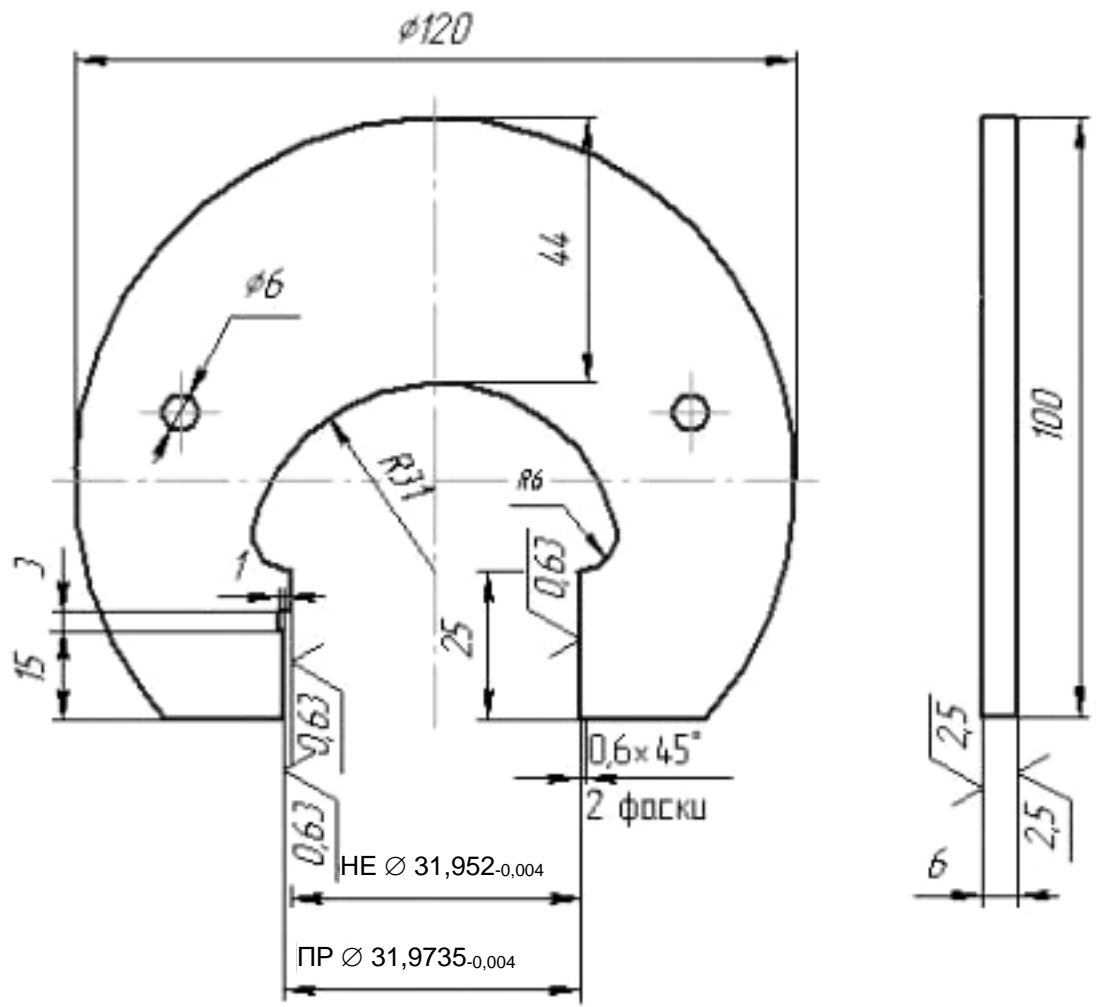


Рис. 3. Чертеж калибр-скобы.



ЗАДАНИЕ 5

Условие.

Составить схему расположения полей допусков резьбового соединения

$$M20 \times 1,5 \frac{7H}{8g}$$

Решение.

1. Из справочных таблиц выписываем параметры заданной резьбы:

- наружный диаметр гайки $D = \varnothing 20$ мм;
- средний диаметр гайки $D_2 = \varnothing 19,026^{+0,236}$ мм;
- внутренний диаметр гайки $D_1 = \varnothing 18,376^{+0,375}$ мм;
- наружный диаметр болта $d = \varnothing 20_{-0,407}^{-0,032}$ мм;
- средний диаметр болта $d_2 = \varnothing 19,026_{-0,268}^{-0,032}$ мм;
- внутренний диаметр болта $d_1 = \varnothing 18,376$ мм.

2. Составляем на рис. 4 схему расположения полей допусков.

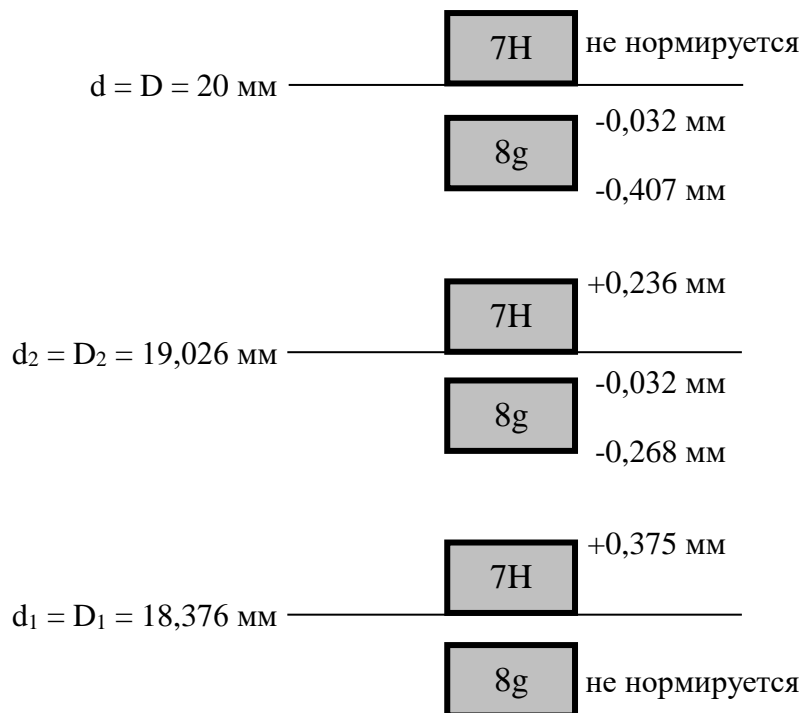


Рис. 4. Схема расположения полей допусков резьбового соединения.

ЗАДАНИЕ 6

Условие.

Составить схему расположения полей допусков шлицевого соединения

$$d - 6 \times 26 \frac{H7}{f7} \times 32 \frac{H12}{d11} \times 6 \frac{D9}{f8} \text{ и рассчитать рабочие калибры для шлицевого вала.}$$

Решение.

1. Из справочных таблиц выписываем предельные отклонения размеров и переписываем заданное обозначение шлицевого соединения следующим образом:

$$d - 6 \times 26 \begin{matrix} +0,021 \\ -0,020 \\ -0,041 \end{matrix} \times 32 \begin{matrix} +0,250 \\ -0,080 \\ -0,240 \end{matrix} \times 6 \begin{matrix} +0,06 \\ +0,03 \\ -0,010 \\ -0,028 \end{matrix}.$$

2. Составляем на рис. 5 схему расположения полей допусков.

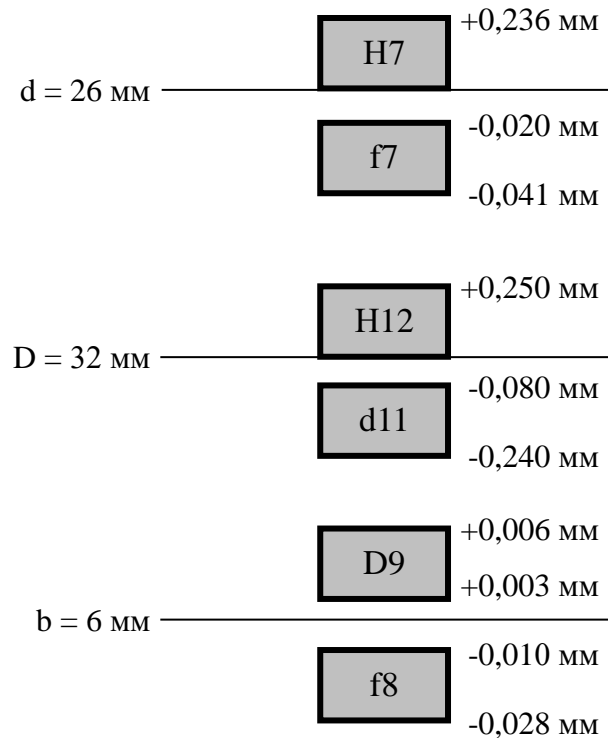


Рис. 5. Схема расположения полей допусков шлицевого соединения.

3. Из справочной таблицы выписываем параметры для расчета калибр-скобы для $d = 26_{-0,041}^{-0,020}$ мм :

- $Z_1 = 3$ мкм;

- $H_1 = 4$ мкм.

Определяем исполнительные размеры калибр-скобы:

- $ПР_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = (26 - 0,02) - 0,003 + \frac{0,004}{2} = 25,979$ мм;

- $ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = (26 - 0,02) - 0,003 - \frac{0,004}{2} = 25,975$ мм;

- $HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = (26 - 0,041) + \frac{0,004}{2} = 25,961$ мм;

- $HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = (26 - 0,041) - \frac{0,004}{2} = 25,957$ мм.

4. Из справочной таблицы выписываем параметры для расчета калибр-скобы для $D = 32_{-0,240}^{-0,080}$ мм :

- $Z_1 = 22$ мкм;

- $H_1 = 11$ мкм.

Определяем исполнительные размеры калибр-скобы:

- $ПР_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = (32 - 0,08) - 0,022 + \frac{0,011}{2} = 31,9035$ мм;

- $ПР_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = (32 - 0,08) - 0,022 - \frac{0,011}{2} = 31,8925$ мм;

- $HE_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = (32 - 0,240) + \frac{0,011}{2} = 31,7655$ мм;

- $HE_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = (32 - 0,240) - \frac{0,011}{2} = 31,7545$ мм.

5. Из справочной таблицы выписываем параметры для расчета калибр-скобы для $b = 6_{-0,028}^{-0,010}$ мм :

- $Z_1 = 3$ мкм;

- $H_1 = 4$ мкм.

Определяем исполнительные размеры калибр-скобы:

$$\bullet \text{ПР}_{\max} = d_{\max} - Z_1 + \frac{H_1}{2} = (6 - 0,01) - 0,003 + \frac{0,004}{2} = 5,989 \text{ мм};$$

$$\bullet \text{ПР}_{\min} = d_{\max} - Z_1 - \frac{H_1}{2} = (6 - 0,01) - 0,003 - \frac{0,004}{2} = 5,985 \text{ мм};$$

$$\bullet \text{HE}_{\max} = d_{\min} + \frac{H_1}{2} = (6 - 0,028) + \frac{0,004}{2} = 5,974 \text{ мм};$$

$$\bullet \text{HE}_{\min} = d_{\min} - \frac{H_1}{2} = (6 - 0,028) - \frac{0,004}{2} = 5,970 \text{ мм}.$$



ЗАДАНИЕ 7

Условие.

Выполнить чертеж зубчатого колеса со шлицевым отверстием.

Решение.

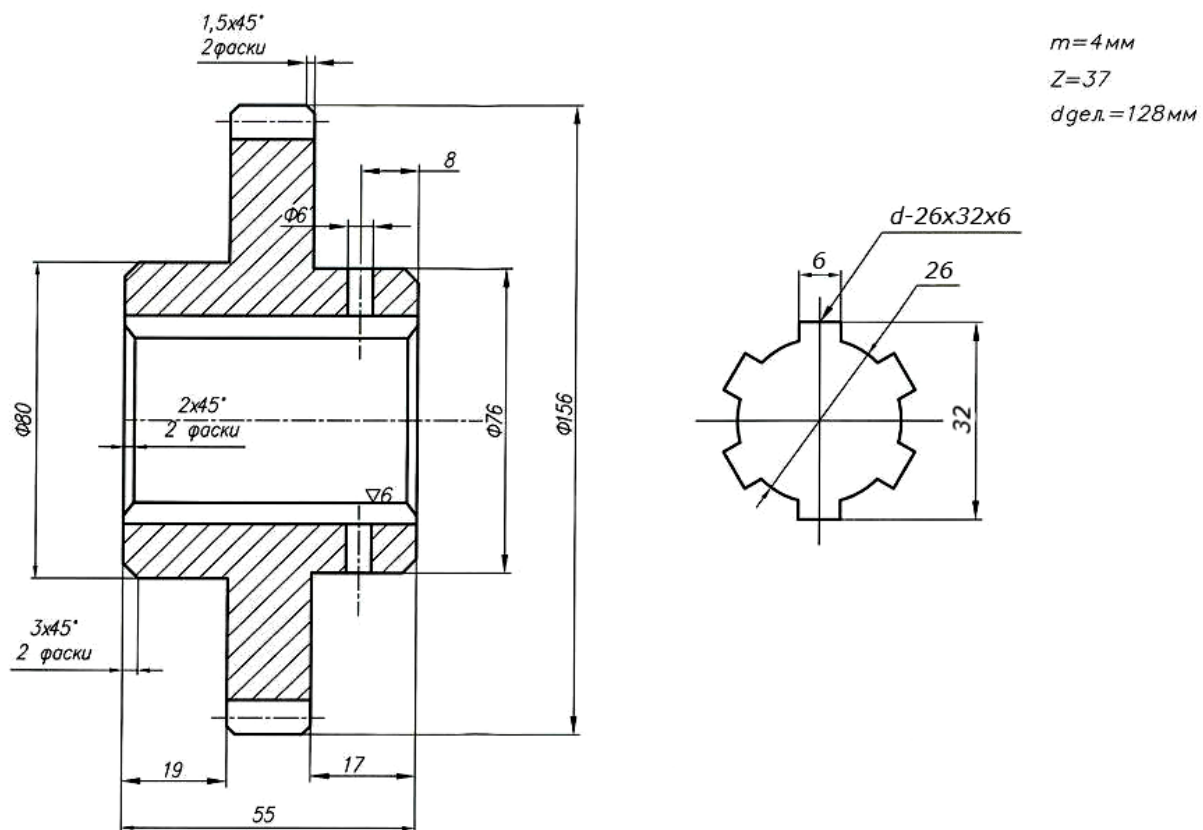


Рис. 6. Чертеж зубчатого колеса.



ЗАДАНИЕ 8

Условие.

Выполнить чертеж вала-шестерни со шлицевым участком.

Решение.

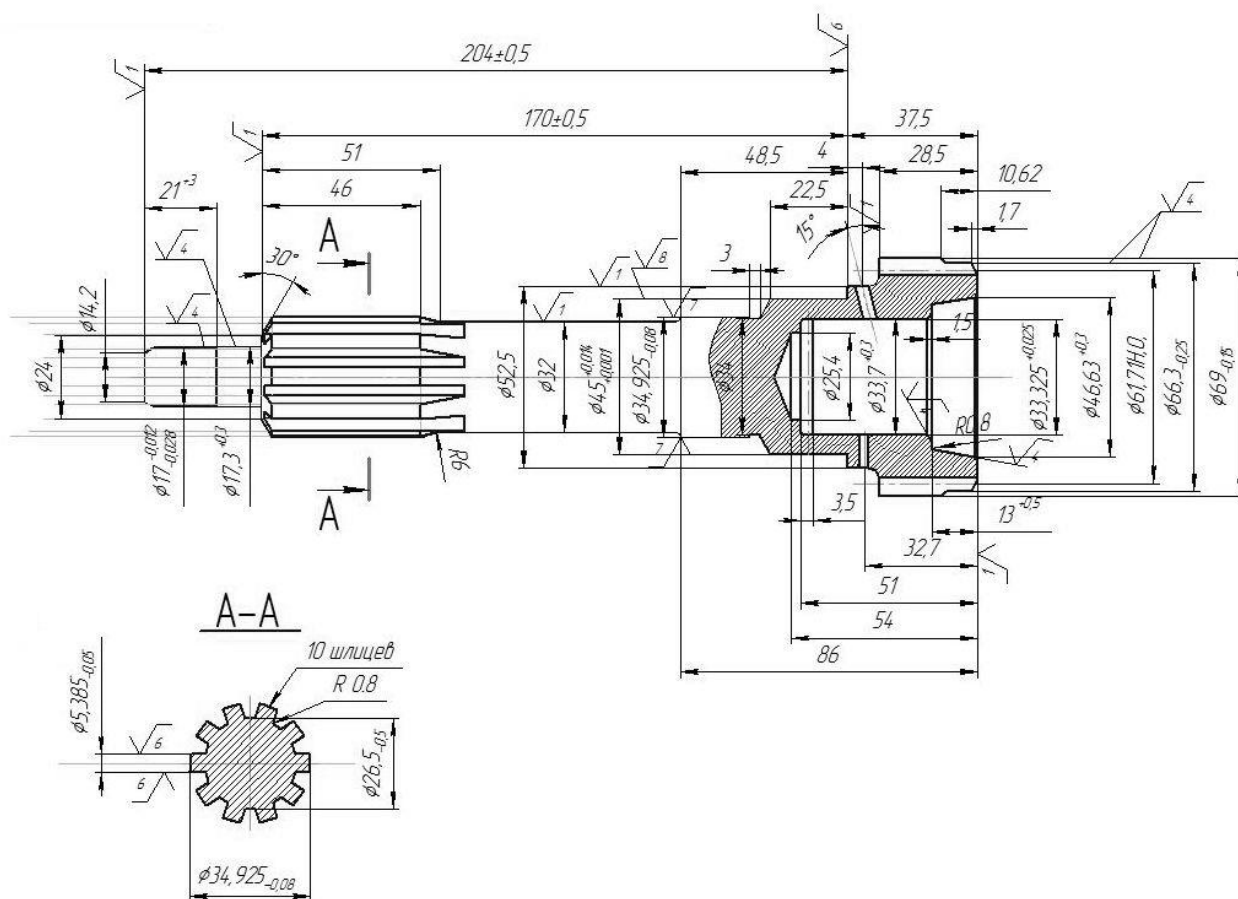


Рис. 7. Чертеж вала-шестерни со шлицевым участком.



ЛИТЕРАТУРА

1. Ганевский Г.М., Гольдин И.И. Допуски, посадки и технические измерения в машиностроении. М.: ПрофОбрИздат, 2002.
2. Журавлев А.Н. и др. Допуски и технические измерения. М: Высшая школа, 1981.
3. Зайцев С.А., Толстов А.Н., Куранов А.Д. Нормирование точности. М.: Академия, 2004.
4. Сергеев А.Г., Крохин В.В. Метрология. М.: Логос, 2001.

