



Кафедра ТМ и ОДМ

Курсовой проект

**Проектирование механизмов машинного агрегата
двухпоршневого насоса двухстороннего действия**

Специальность: 180400 “Электропривод и автоматика
промышленных установок и
технологических комплексов”

Вариант N4 схема N7

Выполнил: Студент 3 курса ЗО фк-т ЭМп. Красовский А.В.

Преподаватель: Галилеев С.М.

Санкт-Петербург

2008

1. Данные для проектирования:

1. Объемная производительность насоса: $Q_T = 0.01 \text{ м}^3/\text{с}$;
2. Среднее постоянное удельное давление на поршень: $P_{\text{ср}} = 300\,000 \text{ Па}$;
3. Частота вращения кривошипа: $n_{\text{кр}} = 280 \text{ об/мин}$;
4. Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна: $\lambda = 0.25$;
5. Диаметр поршня: $d_{\text{п}} = 0.1 \text{ м}$;
6. Коэффициент неравномерности вращения кривошипа: $\delta = 0.01$;
7. Объемный коэффициент полезного действия насоса: $\eta_{\text{об}} = 0.8$;

2. Метрический синтез кривошипно-ползунного механизма насоса.

Определим подачу насоса:

$$Q_T := 0.9 \quad n_{\text{кр}} := 500 \quad \eta_{\text{об}} := 0.9$$

$$q := \frac{60 \cdot Q_T}{n_{\text{кр}} \cdot \eta_{\text{об}}} = \frac{60 \cdot 0.02}{300 \cdot 0.8} = 5 \times 10^{-3} \text{ м}^3 \quad q = 0.12$$

Определим ход поршней:

$$d_{\text{п}} := 0.15$$

$$S_o := \frac{q}{\pi \cdot d_{\text{п}}^2} = \frac{5 \times 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.15^2} = 0.071 \text{ м}$$

Определим радиус кривошипа:

$$r_{\text{кр}} := \frac{1}{2} \cdot S_o = \frac{1}{2} \cdot 0.071 = 0.036 \text{ м}$$

Определим длину шатуна:

$$\lambda := 0.2$$

$$L_{\text{ш}} := \frac{1}{\lambda} \cdot r_{\text{кр}} = \frac{1}{0.2} \cdot 0.036 = 0.18 \text{ м}$$

3. Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма насоса.

Определим угловую частоту вращения кривошипа:

$$\omega_{\text{кр}} := \frac{\pi \cdot n_{\text{кр}}}{30} = \frac{3.14 \cdot 300}{30} = 31.4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$k_2 := \frac{\pi}{180}$$

$$\phi := 0, 1 \dots 360$$

$$S(\phi) := r_{\text{кр}} \cdot \left(1 - \cos(\phi \cdot k_2) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin(\phi \cdot k_2)^2 \right)$$

$$V(\phi) := r_{\text{кр}} \cdot \omega_{\text{кр}} \cdot \left(\sin(\phi \cdot k_2) + \frac{1}{2} \cdot \lambda \cdot \sin(2\phi \cdot k_2) \right)$$

$$a(\phi) := \text{кр} \cdot \omega \text{кр}^2 \cdot (\cos(\phi \cdot k2) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \phi \cdot k2))$$

$S(\phi) =$

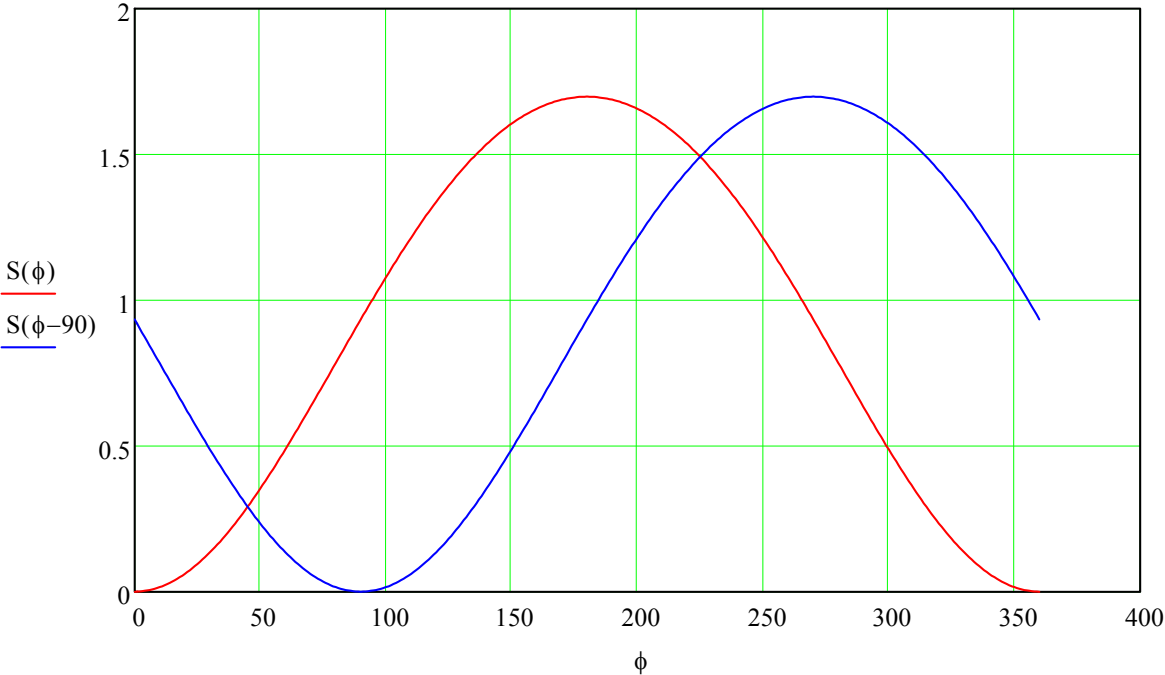
0
1.551·10 ⁻⁴
6.205·10 ⁻⁴
1.396·10 ⁻³
2.481·10 ⁻³
3.875·10 ⁻³
5.577·10 ⁻³
7.588·10 ⁻³
9.905·10 ⁻³
0.013
0.015
0.019
0.022
0.026
0.03
0.035
0.039
0.044
0.05
0.055
0.061
0.067
0.074
0.08
0.087

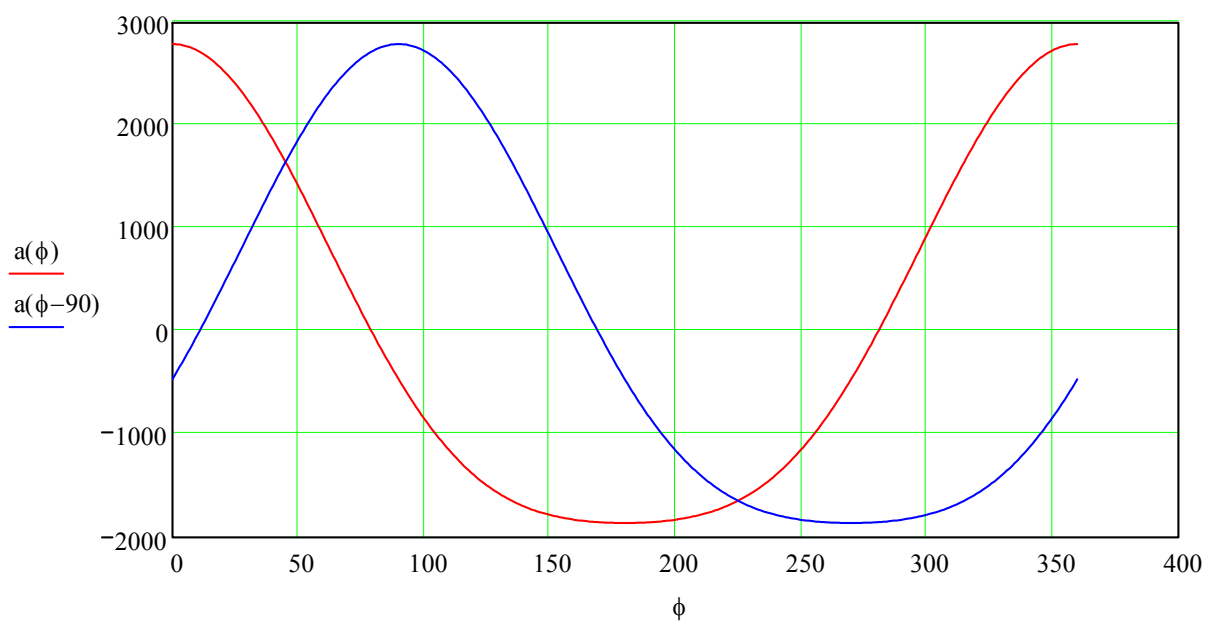
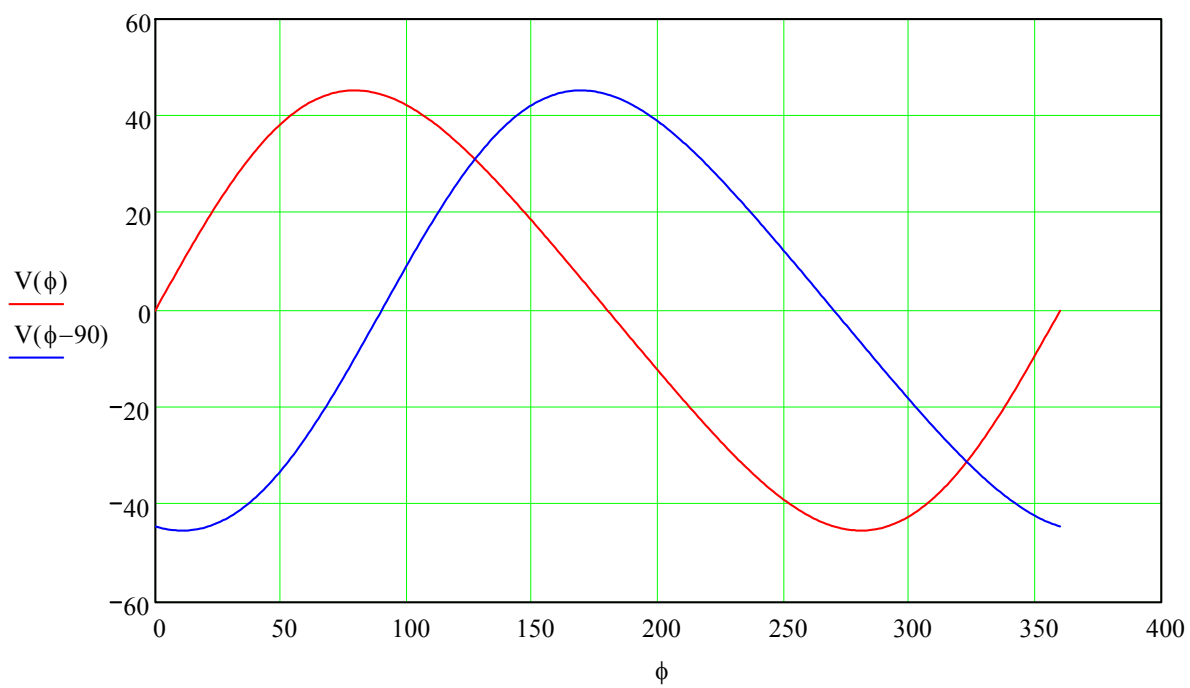
$V(\phi) =$

0
0.931
1.861
2.791
3.719
4.645
5.57
6.492
7.411
8.326
9.238
10.145
11.048
11.946
12.839
13.725
14.606
15.48
16.346
17.206
18.058
18.901
19.737
20.563
21.38

$a(\phi) =$

2.793·10 ³
2.792·10 ³
2.79·10 ³
2.787·10 ³
2.782·10 ³
2.777·10 ³
2.77·10 ³
2.761·10 ³
2.752·10 ³
2.741·10 ³
2.729·10 ³
2.716·10 ³
2.701·10 ³
2.686·10 ³
2.669·10 ³
2.651·10 ³
2.632·10 ³
2.611·10 ³
2.59·10 ³
2.567·10 ³
2.543·10 ³
2.518·10 ³
2.492·10 ³
2.465·10 ³
2.437·10 ³





4. Силовой анализ кривошипно-ползунного механизма.

Определим равнодействующую постоянного давления на поршень:

$$P_{cp} := 0.3 \cdot 10^6$$

$$F := \frac{P_{cp} \cdot \pi \cdot d_{\pi}^2}{4} = \frac{0.3 \cdot 10^6 \cdot 0.15^2}{4} = 1.125 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Найдем значение приведенного к кривошипу момента сил давления для первого цилиндра:

$$T_{\text{пр1}}(\phi) := F \cdot \frac{|v(\phi)|}{\omega_{\text{кр}}} \qquad T_{\text{прср}}(\phi) := T_{\text{пр1}}(\phi) + T_{\text{пр1}}(\phi - 90)$$

$$T_{\text{прср}} := \frac{1}{358} \cdot \left(\sum_{\phi} T_{\text{прср}}(\phi) \right) \qquad T_{\text{прср}} = 5.774 \times 10^3$$

$T_{\text{пр1}}(\phi) =$

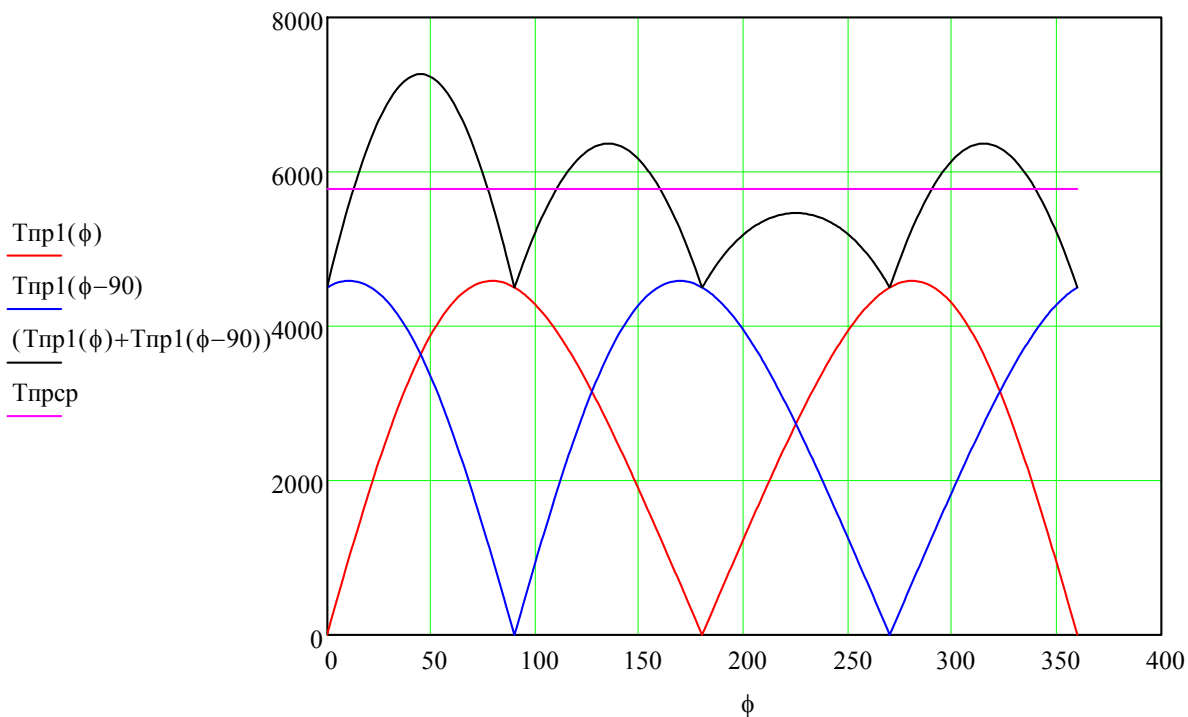
0
94.241
188.438
282.55
376.532
470.343
563.938
657.277
750.316
843.013
935.326
1.027·10 ³
1.119·10 ³
1.21·10 ³
1.3·10 ³
1.39·10 ³
1.479·10 ³
1.567·10 ³
1.655·10 ³
1.742·10 ³
1.828·10 ³
1.914·10 ³
1.998·10 ³
2.082·10 ³
2.165·10 ³

$T_{\text{пр1}}(\phi - 180) =$

4.409·10 ⁻¹³
62.831
125.657
188.474
251.276
314.059
376.818
439.547
502.242
564.897
627.508
690.068
752.571
815.013
877.386
939.686
1.002·10 ³
1.064·10 ³
1.126·10 ³
1.188·10 ³
1.25·10 ³
1.312·10 ³
1.373·10 ³
1.435·10 ³
1.496·10 ³

$T_{\text{пр1}}(\phi) + T_{\text{пр1}}(\phi - 180) =$

4.409·10 ⁻¹³
157.072
314.095
471.024
627.808
784.402
940.756
1.097·10 ³
1.253·10 ³
1.408·10 ³
1.563·10 ³
1.717·10 ³
1.871·10 ³
2.025·10 ³
2.177·10 ³
2.329·10 ³
2.481·10 ³
2.631·10 ³
2.781·10 ³
2.93·10 ³
3.078·10 ³
3.225·10 ³
3.371·10 ³
3.517·10 ³
3.661·10 ³



5. Расчет мощности движущих сил и подбор электродвигателя.

Определим мощность сил производственных сопротивлений:

$$P_{пс} := T_{прср} \cdot \omega_{кр} = 240.584 \cdot 31.4 = 7.554 \times 10^3 \text{ Вт}$$

Для того, что бы определить мощность движущих сил необходимо посчитать коэффициент полезного действия машинного агрегата (без учета потерь в электродвигателе). Он определяется по формуле: $\eta := \eta_{кпм} \cdot \eta_r$

где $\eta_{кпм} := 0.8$

$$\psi_2 := 0.01 \text{ и } \psi_3 := 0.02$$

$\psi_n := 0.007$ - коэффициент потерь в одной паре подшипников.

$m_n := 2$ - число пар подшипников.

η_r - кпд редуктора, который определяется по формуле:

$$\eta_r := 1 - [(\psi_2 + \psi_3) + m_n \cdot \psi_n] = 1 - [(0.01 + 0.02) + 2 \cdot 0.007] \quad \eta_r = 0.956$$

Тогда, коэффициент полезного действия машинного агрегата будет равен:

$$\eta := \eta_{кпм} \cdot \eta_r = 0.8 \cdot 0.956 = 0.765$$

Тогда, требуемую мощность движущих сил можно установить следующим образом:

$$P_{дс} := \frac{P_{пс}}{\eta} = \frac{7.554 \times 10^3}{0.765} = 9.875 \times 10^3 \text{ Вт}$$

По рассчитанной требуемой мощности движущих сил из условия $P_{дс} \leq P_{эл}$ (требуемая мощность электродвигателя должна быть больше, либо равна мощности движущих сил) выбираем электрический двигатель удовлетворяющий этому условию.

Из таблицы П.1 («Курсовое проектирование деталей машин» С.А. Чернавский, И.М. Чернин и др.) выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1000 об/мин, 4А 132М6 с параметрами: мощность $P_{дв} = 15$ кВт и скольжением 3,2% (ГОСТ 19523-81).

6. Проектировочный расчет зубчатой передачи.

Определим требуемое передаточное число:

$$n_{эл} := 1000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$u := \frac{n_{эл}}{n_{кр}} = \frac{1000}{300} = 3.333$$

Принимаем значения твердости материала для зубчатого колеса (H1) и шестерни (H2):

$$H1 := 250 \text{ HB} \quad H2 := 300 \text{ HB}$$

$$Sh1 := 1.1 \quad KhL := 1$$

$$Kh\beta := 1.1 \text{ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (при расчете на контактную выносливость).}$$

$$\psi_{bd} := 0.8 \text{ - коэффициент ширины колеса.}$$

$$K_d := 680 \text{ МПа} \text{ - коэффициент диаметра.}$$

$$T1 := \frac{T_{прср}}{u} \text{ - вращающий момент на шестерне зубчатой передачи, Н*м.}$$

$$T1 = 2.887 \times 10^3 \text{ Н*м}$$

$$\sigma_{HlimB1} := 2 \cdot H1 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ HB}$$

$$\sigma_{HlimB2} := 2 \cdot H2 + 70 = 2 \cdot 300 + 70 = 670 \text{ HB}$$

$$\sigma_{H1} := \frac{\sigma_{HlimB1}}{Sh1} \cdot KhL = \frac{570}{1.1} \cdot 1 = 518.182 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := \frac{\sigma_{HlimB2}}{Sh1} \cdot KhL = \frac{670}{1.1} \cdot 1 = 609.091 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H := 0.45(\sigma_{H1} + \sigma_{H2}) = 0.45(518.182 + 609.091) = 507.273 \text{ МПа}$$

$$Dw1' := K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T1 \cdot Kh\beta \cdot (u + 1)}{\psi_{bd} \cdot \sigma_H^2 \cdot u}} = 680 \cdot \sqrt[3]{\frac{108.263 \cdot 1.1 \cdot (3.333 + 1)}{0.8 \cdot 507.273^2 \cdot 3.333}} = 61.83' \text{ мм}$$

$$a_{w'} := 0.5 \cdot D_{w1'} \cdot (u + 1) = 0.5 \cdot 61.839 \cdot (3.333 + 1) = 133.974 \text{ мм}$$

$$m_h := 0.02 \cdot a_{w'} \quad m_h = 5.813 \quad \text{мм}$$

$$k_1 := \frac{\pi}{180}$$

$$\beta := 10 \cdot k_1 \quad \beta = 0.175$$

$$z_{1'} := \frac{D_{w1'} \cdot \cos(\beta)}{m_h} = \frac{61.839 \cdot \cos(0.175)}{2.341} = 26.012$$

$$z_1 := 26$$

$$z_{2'} := z_{1'} \cdot u \quad z_{2'} = 26.012 \cdot 3.333 \quad z_{2'} = 65.654$$

$$z_2 := 76$$

$$u := \frac{z_2}{z_1} \quad \frac{76}{26} = 2.923 \quad u = 2.923$$

$$u := 3$$

$$d_{w1} := \frac{m_h \cdot z_1}{\cos(\beta)} = \frac{2.341 \cdot 26}{\cos(0.175)} = 61.81 \quad \text{мм}$$

$$d_{w2} := \frac{m_h \cdot z_2}{\cos(\beta)} = \frac{2.341 \cdot 76}{\cos(0.175)} = 180.676 \quad \text{мм}$$

$$d_w := \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{61.81 + 180.676}{2} = 121.243 \text{ мм}$$

$$b_2 := \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0.8 \cdot 61.81 = 49.448 \quad \text{мм}$$

$$b_1 := b_2 + 10 = 49.448 + 10 = 59.448 \quad \text{мм}$$

$$d_{a1} := d_{w1} + 2 \cdot m_h = 61.81 + 2 \cdot 2.341 = 66.492 \quad \text{мм}$$

$$d_{a2} := d_{w2} + 2 \cdot m_h = 180.676 + 2 \cdot 2.341 = 185.358 \quad \text{мм}$$

$$d_{f1} := d_{w1} - 2.5 \cdot m_h = 61.81 - 2.5 \cdot 2.341 = 55.958 \quad \text{мм}$$

$$d_{f2} := d_{w2} - 2.5 \cdot m_h = 180.676 - 2.5 \cdot 2.341 = 174.823 \quad \text{мм}$$

7. Проверочный расчет зубчатой передачи.

Для улучшенных и нормализованных зубчатых колес определим базовый предел выносливости:

$$\sigma_{fLimB1} := 1.8 \cdot H_1 \quad 1.8 \cdot 250 = 450 \quad \sigma_{fLimB1} = 450$$

$$\sigma_{fLimB2} := 1.8 \cdot H_2 \quad 1.8 \cdot 300 = 540 \quad \sigma_{fLimB2} = 540$$

Определим допускаемые напряжения изгиба:

$K_{f1} := 1$ - коэффициент безопасности при расчете на изгибную прочность.

$S_{f1} := 2$ - коэффициент долговечности при сроке службы более 20000 часов.

$$\sigma_{f1}' := \frac{\sigma_{fLimB1}}{S_{f1}} \cdot K_{f1} = \frac{450}{2} \cdot 1 = 225$$

$$\sigma_{f2}' := \frac{\sigma_{fLimB2}}{S_{f1}} \cdot K_{f1} = \frac{540}{2} \cdot 1 = 270$$

Теперь определим, какая у нас будет удельная окружная сила:

$K_{f\beta} := 1.1$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, при

расчете на изгибную выносливость ($K_{f\beta} = 1,05...1,11$).

$K_{fv} := 1.35$ - коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении при расчете на изгибную

выносливость ($K_{fv} = 1,15...1,35$).

Тогда, удельная расчетная окружная сила будет:

$$W_{ft} := \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{f\beta} \cdot K_{fv}}{d_{w1} \cdot b_2} = \frac{2 \cdot 72.175 \cdot 1.1 \cdot 1.35}{61.81 \cdot 49.448} = 0.07 \quad \frac{H}{mm}$$

Определим расчетные напряжения:

$$Y_{\beta} := 1 - \left(\frac{\beta}{140} \right) = 1 - \frac{0.175}{140} = 0.999$$

$$Z_{v1} := \frac{z_1}{\cos(\beta)^3} = \frac{24}{\cos(0.175)^3} = 25.134$$

$$Z_{v2} := \frac{z_2}{\cos(\beta)^3} = \frac{74}{\cos(0.175)^3} = 77.497$$

$$Y_{f1} := 3.90$$

$$Y_{f2} := 3.60$$

$$\sigma_{f2} := Y_{f2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{W_{ft}}{m_h} = 3.60 \cdot 0.999 \cdot \frac{0.07}{2.341} = 0.108$$

$$\sigma_{f1} := \sigma_{f2} \cdot \left(\frac{Y_{f1}}{Y_{f2}} \right) = 0.145 \cdot \frac{3.90}{3.60} = 0.157$$

8. Проектировочный расчет валов и элементов корпуса редуктора.

$T_2 := T_{прср}$ - крутящий момент передаваемый выходным валом.

$$T_2 = 5.774 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$T_1 := \frac{T_2}{u}$ - крутящий момент передаваемый входным валом.

$$T_1 = 1.925 \times 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Тогда, ориентировочное расчетное значение диаметра конца входного и выходного валов определяется из расчета на кручение при пониженных допускаемых напряжениях, по формуле:

А). Для входного вала:

$\tau_1 := 15 \text{ МПа}$ - допускаемое касательное напряжение для входного вала.

$$d_1 := \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0.2 \cdot \tau_1}} = \sqrt[3]{\frac{80.195 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 15}} = 29.9 \text{ мм}$$

Принимаем значение диаметра входного вала $d_1 := 30 \text{ мм}$

Б). Для выходного вала:

$\tau_2 := 20 \text{ МПа}$ - допускаемое касательное напряжение для выходного вала.

$$d_2 := \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0.2 \cdot \tau_2}} = \sqrt[3]{\frac{240.584 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 39.18 \text{ мм}$$

Принимаем значение диаметра выходного вала $d_2 := 40 \text{ мм}$

Теперь, примем диаметры валов под подшипники качения на 5-8 мм больше, т.е.

А). Для входного вала:

$$d_{h1} := d_1 + 5 \quad d_{h1} = 30 + 5 \quad d_{h1} = 35 \text{ мм}$$

Б). Для выходного вала:

$$d_{h2} := d_2 + 5 \quad d_{h2} = 40 + 5 \quad d_{h2} = 45 \text{ мм}$$

9. Подбор подшипников, уплотнений, шпонок и муфт.

1. Выбор подшипников.

Для ведущего вала выбираем подшипники в количестве 2-х штук:

ГОСТ 8338-75

Серия: особолегкая;

Тип: 206 80108;

Основные размеры:

$$d = 30 \text{ мм}$$

$$D = 62 \text{ мм}$$

$$B = 16 \text{ мм}$$

$$r = 1.5 \text{ мм}$$

$$C_0 = 19.5 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad - \text{ статическая грузоподъемность подшипника, Н.}$$

$$C = 10 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad - \text{ динамическая грузоподъемность подшипника, Н.}$$

Для ведомого вала выбираем подшипники в количестве 2-х штук:

ГОСТ 8338-75

Серия: легкая;

Тип: 208 80209;

Основные размеры:

$$d = 40 \text{ мм}$$

$$D = 80 \text{ мм}$$

$$B = 18 \text{ мм}$$

$$r = 2 \text{ мм}$$

$$C_0 = 32 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad - \text{ статическая грузоподъемность подшипника, Н.}$$

$$C = 17.8 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad - \text{ динамическая грузоподъемность подшипника, Н.}$$

10. Проверочный расчет валов на выносливость.

Материал валов: - сталь 45 нормализованная, с $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$.

Расчет производим после установления окончательной конструкции вала и его размеров в результате выполнения эскизной компоновки.

Составим расчетную схему, считая, что нагрузки в зацеплении приложены к середине зубчатого венца колеса.

Представим наш вал в виде балки, концы которой закреплены шарнирно-неподвижной опорой (точка А) и шарнирно-подвижной опорой (точка В). Укажем так же все силы, моменты и определим реакции опор.

Для косозубой передачи нагрузки в зацеплении определяются по формулам:

а). для окружной силы;

$$F_{t2} := 2 \cdot \frac{T_2}{d_{w2}} \cdot 10^3 = \frac{2 \cdot 338.321 \cdot 10^3}{192.651} = 3.512 \times 10^3 \text{ Н}$$

$d_{w2} = 448.62 \text{ мм}$ - диаметр начальной окружности колеса.

б). для радиальной силы;

$\alpha_w := 20 \cdot k_1$ - угол зацепления. $\alpha_w = 0.349$

$$\tan(0.349) = 0.364$$

$$\cos(\beta) = 0.985$$

$$F_{r2} := \frac{F_{t2} \cdot \tan(\alpha_w)}{\cos(\beta)} = \frac{3.512 \cdot 10^3 \cdot 0.364}{0.985} = 1.298 \times 10^3 \text{ Н}$$

в). для осевой силы;

β - угол наклона линии зуба.

$$F_{a2} := F_{t2} \cdot \tan(\beta) = 3512 \cdot \tan(\beta) = 619.26 \text{ Н}$$

г). для момента;

$$M_2 := F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 619.26 \cdot \frac{192.65}{2} = 5.965 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Теперь, из уравнений равновесия, определим реакции опор:

$L_1 := 57 \text{ мм}$ - расстояние от точки опоры (А) до середины балки.

$L_2 := 57 \text{ мм}$ - расстояние от точки опоры (В) до середины балки.

1. Определим реакцию опоры в точке В:

$$R_{By} := \frac{F_{r2} \cdot L_2 - M_2}{L_1 + L_2} = \frac{1298 \cdot 57 - 59.66 \cdot 10^3}{57 + 57} = 125.667 \text{ Н}$$

2. Определим реакцию опоры в точке А:

$$R_{Ay} := \frac{F_{r2} \cdot L_2 + M_2}{L_1 + L_2} = \frac{1298 \cdot 57 + 59.66 \cdot 10^3}{57 + 57} = 1.172 \times 10^3 \text{ Н}$$

Проверка:

$$3. \quad R_{Ay} + R_{By} - F_{r2} = 1.819 \times 10^{-12}$$

$$1 - 1 \quad M_x = 0$$

$$2 - 2 \quad M_x = R_{Ay} \cdot L = 1390 \cdot 0.057 = 79.23$$

$$3 - 3 \quad M_x = R_{Ay} \cdot L - M_2 = 19.63$$

$$4 - 4 \quad M_x = 0$$

$$5 - 5 \quad M_x = 0$$

$$R_{Ax} := -F_{t2} \cdot L_1 = 57 \cdot -3.512 \times 10^3 = -2.002 \times 10^5$$

$$R_{Ax} = -1.467 \times 10^6 \quad \text{Н}$$

$$R_{Bx} := \frac{-F_{t2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{-3.512 \times 10^5 \cdot 57}{114} = -1.756 \times 10^5$$

$$R_{Bx} = -1.287 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

$$1 - 1 \quad M_y = 0$$

$$2 - 2 \quad M_y = 0$$

$$3 - 3 \quad M_y = R_{Ax} \cdot L = -200 \cdot 0.057 = -17.2$$

$$4 - 4 \quad M_y = 0$$

$$5 - 5 \quad M_y = 0$$

Проверка:

$$\frac{-F_{t2}}{2} - \frac{F_{t2}}{2} + F_{t2} = 0$$

Определим коэффициенты концентрации напряжений, в опасном сечении исходя из следующих зависимостей:

$\sigma_{в} := 570 \text{ МПа}$ - предел выносливости выбранной марки стали (сталь 45).

$K_{\sigma} := 1.55$ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений.

$K_{\tau} := 1.70$ - эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений.

$K_f := 1.25$ - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности вала в рассматриваемом сечении (класс шероховатости - 5).

$K_d := 0.79$ - коэффициент, учитывающий масштабный фактор (размеры) вала.

$K_v := 1.8$ - коэффициент, учитывающий упрочнение поверхностей (закалка токами высокой частоты).

Теперь, все выбранные коэффициенты подставляем в формулы и определяем коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении.

$$K_{\sigma p} := \frac{\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_f - 1}{K_v} = \frac{\frac{1.55}{0.79} + 1.25 - 1}{1.8} = 1.229$$

$$K_{\tau p} := \frac{\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_f - 1}{K_v} = \frac{\frac{1.70}{0.79} + 1.25 - 1}{1.8} = 1.334$$

11. Проверочный расчет подшипников качения на долговечность.

$K_t := 1$ - температурный коэф-т (при температуре узла меньше 100 C) .

$K_\delta := 1.3$ - коэффициент безопасности.

$V := 1$ - коэф-т показывающий какое кольцо подшипника вращается (внешнее или внутреннее).

$C_o := 18.6 \cdot 10^3 \text{ Н}$ - статическая грузоподъемность подшипника, Н.

$C := 33.2 \cdot 10^3 \text{ Н}$ - динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок определяются с учетом вспомогательного параметра «е», который для радиальных шарикоподшипников рассчитывается по зависимости:

$$e := 0.618 \cdot \left(\frac{F_{a2}}{C_o} \right)^{0.25} \quad e = 0.434 \quad \text{должно быть} \quad 0.19 \leq e2$$

Далее, если отношение $(F_{na}/V \cdot F_{nr}) < e$, то $X=1$, $Y=0$. В противном случае $X=0.56$, а $Y=0$.

$$\frac{F_{a2}}{V \cdot F_{r2}} = 0.477 = \frac{561.548}{1 \cdot 1177} = 0.477$$

Принимаем:

$$X := 0.56 \quad Y := 1.71$$

Тогда, приведенная расчетная нагрузка определяется по формуле:

$$F_{пр} := (X \cdot V \cdot F_{r2} + Y \cdot F_{a2}) \cdot K_\delta \cdot K_t \quad F_{пр} = (0.56 \cdot 1 \cdot 1177 + 1.71 \cdot 561.548) \cdot 1.3 \cdot 1 \quad F_{пр} = 1.702 \times 10^4 \text{ Н}$$

Теперь, мы можем определить долговечность подшипника по формуле:

$$L := \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_{кр}} \right) \cdot \left(\frac{C}{F_{пр}} \right)^3 = \frac{(1000 \cdot 10)^3}{60 \cdot 320} \cdot \left(\frac{33.2 \cdot 10^3}{2322} \right)^3 = 1.522 \times 10^{11} \text{ часов}$$

12. Проверочный расчет призматических шпонок.

Материал из которого изготовлены шпонки: Сталь 45 с $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$.

Для стандартных призматических шпонок проверочный расчет выполняют из условия обеспечения прочности боковых поверхностей на смятие и на срез.

Допускаемые напряжения на смятие при стальной ступице и спокойной нагрузке
 $\{\sigma_{см}\} = 100 \text{ МПа}$

1. Проверка шпонки призматической

Исходные данные:

Шпонка: 12х8х70 ГОСТ 23360-78.

$l := 70 \text{ мм}$ - длина шпонки.

$h := 8 \text{ мм}$ - высота шпонки.

$b := 12 \text{ мм}$ - ширина шпонки.

$d := 35 \text{ мм}$ - диаметр выходного вала.

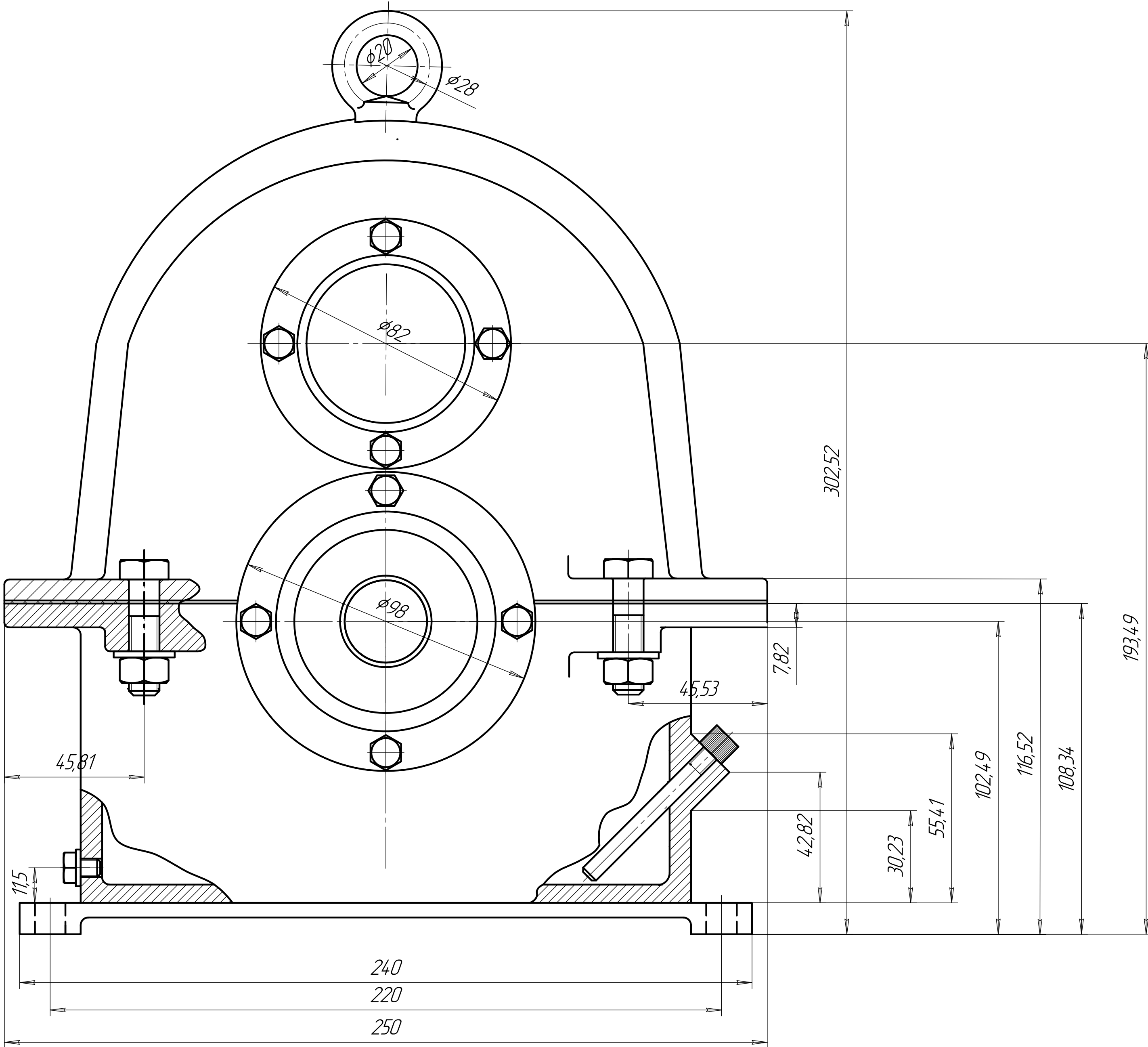
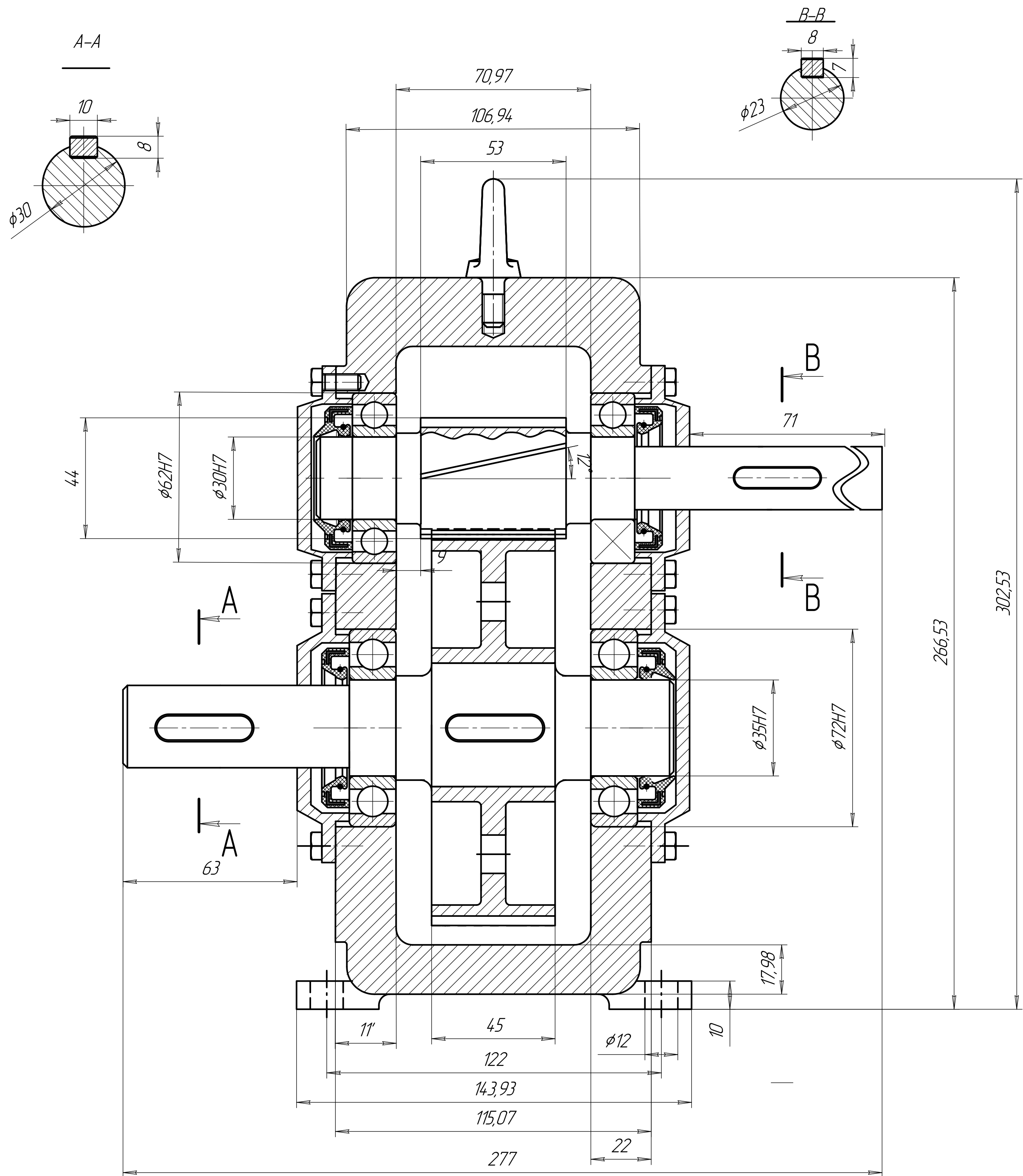
$t := 5.0 \text{ мм}$ - величина заглубления шпонки в вал.

$l_p := (l - b) \text{ мм}$ - расчетная длина шпонки.

. Проверка шпонки на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} := \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t) \cdot (l)} \leq |\sigma_{\text{см}}| \quad \text{где} \quad \sigma_{\text{см}} = 100 \dots 120$$

$$\sigma_{\text{см}} := \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t) \cdot (l - b)} \quad \sigma_{\text{см}} = 1.896 \times 10^8 \text{ МПа}$$



Техническое требование:

- 1.Зазоры в зацеплении и пятно контакта по степени точности В-В ГОСТ 1543-61.
- 2.Редуктор обкатать без нагрузки в течении двух часов.
- 3.Сборку,приемку,окраску и консервацию редуктора производить по заводским техническим условиям.

Техническая характеристика:

Мощность на тихоходном валу $N=5.5\text{ кВт}$
Крутящий момент на тихоходном валу $T=337.5\text{ Нм}$
Частота вращения быстроходного вала $n=1000\text{ об/мин}$
Передаточное число $u=3.2$

0628 53 ПМ 07-04 КП				Редуктор		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.	Красовский А.В.			4		1:1
Проб.	Галилеев С.М.			СПГУВК		
Н.контр.						
Умб.						

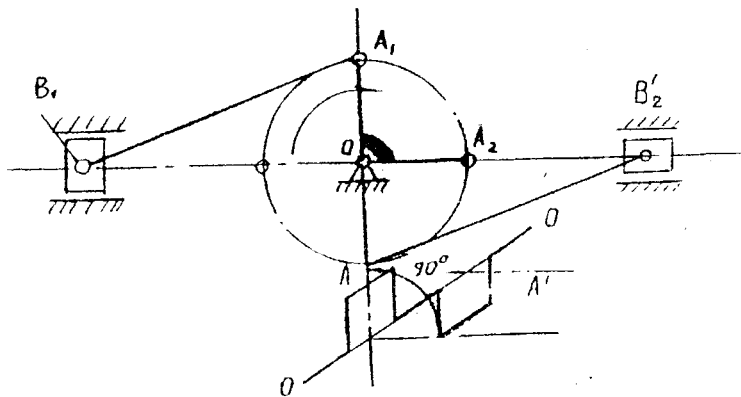


Рис. 5. Схема КГМ с коленами, развернутыми под углом 180°