

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

(МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХ)

«РАСЧЁТ РЕДУКТОРА»

Курсовой проект по дисциплине «Компьютерное проектирование деталей  
машин»

по направлению 09.03.01 Информатика и вычислительная техника

Образовательная программа (профиль)

«Интеграция и программирование в САПР»

Студентка: Киселёва Алина Николаевна  
группа: 211-324

Преподаватель: Толстиков А.В., к.т.н.

Москва, 2023

## ЗАДАНИЕ

Имеются исходные данные: кинематическая схема привода (Рисунок 1), тяговое усилие на цепи, скорость движения цепи, диаметр барабана, вид передачи, срок службы привода. Используя представленную информацию, спроектировать редуктор. Вариант 10-4.

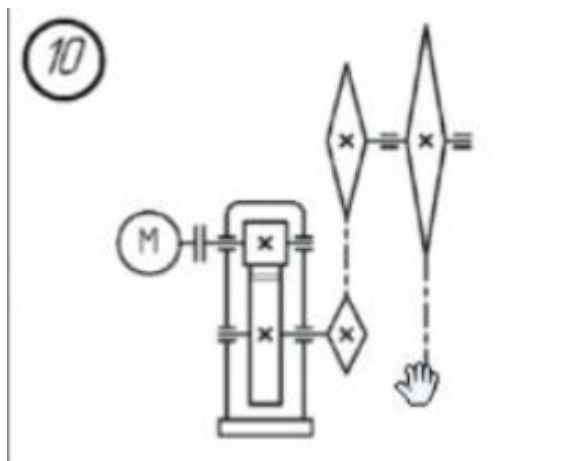


Рисунок 1- Кинематическая схема привода

Нагрузка — постоянная;

Вид передач — не реверсивные;

Срок службы привода — 10 лет при работе в одну смену;

Срок службы подшипников — 20000 часов;

Диаметр барабана —  $D = 0.4\text{ м}$

Тяговое усилие на цепи —  $F = 6\text{ кН}$

Скорость движения цепи —  $v = 0.9\text{ м/с}$

# Оглавление

ЗАДАНИЕ.....	1
Кинематический расчет.....	3
Расчет закрытой передачи.....	7
Расчет открытой передачи .....	12
Расчет и конструирование валов .....	15
Компановка.....	23
Лири.....	24
Расчет на жесткость тихоходного вала.....	26
Inventor.....	27
СПИСОК ИСТОЧНИКОВ .....	30

# Кинематический расчет

Выбор электродвигателя

Общий КПД привода  $\eta_{\Sigma}$  = произведению частных КПД:

$\eta_{з.п.} := 0.97$  КПД закрытой передачи (цилиндрического

$\eta_{о.п.} := 0.91$  КПД открытой передачи (цепной)

$\eta_{м} := 1$  КПД муфты

$\eta_{п.п.} := 0.99$  КПД одной пары подшипников качения

$$\eta_{\Sigma} := \eta_{з.п.} \cdot \eta_{о.п.} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{п.п.}^3 = 0.856$$

Требуемая мощность  
электродвигателя:

$$P_{р.в.} := F \cdot V = 5.4 \text{ кВт}$$

$$P_{эд\_пр} := \frac{P_{р.в.}}{\eta_{\Sigma}} = 6.305 \text{ (кВт)}$$

где  $P_{р.в.}$  - мощность на валу рабочего органа  
привода, кВт

Требуемая частота вращения вала электродвигателя:

$$\omega_{р.в.} := 2 \cdot \frac{V}{D} = 4.5 \text{ (с}^{-1}\text{)}$$

$u_{\Sigma}^{рек}$  - возможное среднее рекомендуемое передаточное число  
привода:

$$u_{з.п.рек} := 4$$

$$u_{о.п.рек} := 3$$

$$u_{\Sigma рек} := u_{з.п.рек} \cdot u_{о.п.рек} = 12$$

$$\eta_{эд}(mp) := \left( 30 \cdot \omega_{p.в.} \cdot \frac{u_{\Sigma рек}}{\pi} \right) = 515.662$$

В соответствии с требуемой мощностью электродвигателя -  $P_{эд}^{mp}$  и требуемой частотой вращения вала -  $n_{эд}^{mp}$  электродвигателя выбираем по таблице электродвигатель АИР132S8

АИР160S8

Исполнение - IM1081

Мощность - 7.5 кВт

Частота вращения - 727

об/мин

$$\frac{T_{max}}{T_{min}} = 2.2$$

Диаметр вала -  $d_{эд} := 48$  мм

Определение общего передаточного числа  $U_{\Sigma}$  привода и разбивка его между отдельными ступенями

При известных характеристиках электродвигателя общее передаточное число:

$$n_{з.д.} := 727 \quad \omega_{з.д.} := \pi \cdot \frac{n_{з.д.}}{30} = 76.131 \text{ (рад/с)}$$

$$U_{\Sigma} := \frac{\omega_{з.д.}}{\omega_{p.в.}} = 16.918$$

Также:

Делаем вывод:

$$U_{\Sigma} = U_{з.п.} \cdot U_{о.п.}$$

Передаточное число закрытой передачи

$$u_{з.п.} := \frac{U_{\Sigma}}{u_{о.п. рек}} = 5.639$$

$$u_{з.п.} := 5.6$$

Передаточное число  
открытой передачи

$$u_{o.n.} := \frac{U_{\Sigma}}{u_{з.н.}} = 3.021$$

Определение угловых скоростей валов  
привода

Угловая скорость первого вала -  $\omega_1 := \omega_{з.д.} = 76.131$   
(рад/с)

Угловая скорость второго вала -  $\omega_2 := \frac{\omega_1}{u_{з.н.}} = 13.595$   
(рад/с)

Угловая скорость третьего вала -  $\omega_3 := \frac{\omega_2}{u_{o.n.}} = 4.5$  (рад/с) =  
 $\omega_{p.в.}$

Определение частот вращения валов

$$n_1 := n_{з.д.} = 727 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

$$n_2 := 30 \cdot \frac{\omega_2}{\pi} = 129.821 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

$$n_3 := 30 \cdot \frac{\omega_3}{\pi} = 42.972 \left( \frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

Определение мощностей на валах  
привода

$$P_1 := P_{з\partial\_mp} = 6.305$$

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_{з.н.} \cdot \eta_{н.н} = 6.055$$

$$P_3 := P_2 \cdot \eta_{o.n.} \cdot \eta_{н.н} = 5.455$$

$$P_{p.в.} = 5.4$$

Определение вращающих моментов на  
валах привода ( $\kappa\text{H}\cdot\text{M}$ )

$$T_1 := \frac{P_1}{\omega_1} = 0.083 \quad T_3 := F \cdot \frac{D}{2} = 1.2$$

$$T_2 := \frac{P_2}{\omega_2} = 0.445 \quad \frac{P_3}{\omega_3} = 1.212$$

Анализ результатов кинематического  
расчета привода

$$\omega_1 = \omega_{з\partial} \quad \omega_1 \geq \omega_2 \geq \omega_3 \quad \omega_{\text{посл.вала}} = \omega_{\text{р.с.}}$$

$$\eta_1 = \eta_{з.\partial.} \quad \eta_1 \geq \eta_2 \geq \eta_3$$

$$P_1 = P_{з\partial\_тр} \quad P_1 \geq P_2 \geq P_3 \quad P_{\text{посл.вала}} = P_{\text{р.с.}}$$

$$T_2 \leq T_3 \quad T_{\text{посл.вала}} = T_{\text{р.с.}}$$

## Расчет закрытой передачи

Вращающий момент :

Угловая скорость:

$$T_1 := T_1 \cdot 10^6 = 8.282 \cdot 10^4 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$\omega_1 = 76.131 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$T_2 := T_2 \cdot 10^6 = 4.454 \cdot 10^5 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

$$\omega_2 = 13.595 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Частота вращения:

$$n_1 = 727 \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$n_2 = 129.821 \quad \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Передаточное число:

$$u_{12} := \frac{n_1}{n_2} = 5.6$$

Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки и определение допускаемых напряжений

Определяем размеры заготовок:

$$c := 1 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

$$d_{1\_загот.} := 3.0 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1 \cdot u_{12}^2}} = 72.649 \quad (\text{мм})$$

$$d_{2\_загот.} := d_{1\_загот.} \cdot u_{12} = 406.836 \quad (\text{мм})$$



Материал колеса: сталь 45Л, литье, термообработка - нормализация, диаметр заготовки: свыше 300 мм

Твердость  $HB_2 := 180$

Предел прочности  $\sigma_{B2} := 520 \text{ (МПа)}$

Предел текучести  $\sigma_{T2} := 290 \text{ (МПа)}$

Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$\sigma_{H2} := \frac{(2 \cdot HB_2 + 70)}{1.2} = 358.333 \text{ (МПа)}$$

Допускаемое напряжение изгиба для зубчатого колеса

$$\sigma_{F2} := 1.8 \cdot HB_2 = 324$$

$$HB_1 := HB_2 \cdot \sqrt[6]{u_{12}} = 239.867$$

Материал: Сталь 40, прокат,

$$\sigma_s := 780$$

$$\sigma_m := 780$$

$$HB_1 := 220$$

Термообработка - улучшение

Допускаемое контактное напряжение для зубчатого колеса

$$\sigma_{H1} := \frac{(2 \cdot HB_1 + 70)}{1.2} \cdot 1 = 425$$

Допускаемое  
напряжение изгиба для  
зубчатого колеса

$$\sigma_{F1} := 1.8 \cdot \frac{HB_1}{1.8} \cdot 1^2 = 220$$

$$\sigma_H := \frac{(\sigma_{H1} + \sigma_{H2})}{2} = 391.667$$

$$\sigma_{H2} \cdot 1.25 = 447.917$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H := 1.1$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию

$$\Psi_{ba} := 0.315$$

$$C := 310$$

$$a_w := (u_{12} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{C}{\sigma_H \cdot u_{12}}\right)^2 \cdot T_2 \cdot \frac{K_H}{\Psi_{ba}}} = 207.481$$

$$\boxed{a_w} := 224$$

Нормальный модуль зацепления

$$\cos B := 1 \quad B := 0 \text{ deg}$$

$$m_n := (0.01) \cdot a_w = 2.24 \text{ округлим до } 1.25$$

$$\boxed{m_n} := 1.25$$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_c := 2 \cdot \frac{a_w}{m_n} = 358.4$$

$$Z_1 := \frac{Z_c}{u_{12} + 1} = 54.303 \quad \boxed{Z_1} := \text{round}(Z_1) = 54$$

$$Z_2 := Z_c - Z_1 = 304.4 \quad \boxed{Z_2} := \text{round}(Z_2) = 304 \quad u := \frac{Z_2}{Z_1} = 5.63$$

Расхождение

$$U_{dif} := \text{abs}\left(\frac{(u - u_{12})}{u}\right) \cdot 100 = 0.526 \%$$

$$d_1 := m_n \cdot \frac{Z_1}{\cos B} = 67.5 \quad \boxed{d_1} := 68$$

$$d_2 := m_n \cdot \frac{Z_2}{\cos B} = 380$$

Проверка

$$a_w := \frac{(d_2 + d_1)}{2} = 224$$

Диаметры окружностей и выступов

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 70.5$$

$$d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n = 382.5$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 64.875$$

$$d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 376.875$$

Определим ширину зубчатых колес

$$b_2 := \Psi_{ba} \cdot a_w = 70.56$$

$$b_1 := b_2 + 5 = 75.56$$

$$b_2 := 70$$

$$b_1 := 75$$

Проверочный расчёт

$$\psi_{bd} := \frac{b_2}{d_1} = 1.029$$

$$V := \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2 \cdot 1000} = 2.588 \quad - 8 \text{ степеней точности}$$

$$K_{Hb} := 1.09 \quad K_{Ha} := 1.04 \quad K_{Hv} := 1.05$$

$$K_H := K_{Ha} \cdot K_{Hb} \cdot K_{Hv} = 1.19$$

Проверим условие прочности

$$\sigma_{Hch} := \frac{C}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{T_2 \cdot \frac{K_H}{b_2} \cdot (u+1)^3} = 365.171$$

$$k_{coef_{ch}} := \frac{\text{abs}(\sigma_H - \sigma_{Hch})}{\sigma_{Hch}} \cdot 100 = 7.256 < 10\%$$

Условие выполнено

$$Z_{v1} := \frac{Z_1}{\cos B^3} = 54 \quad Z_{v2} := \frac{Z_2}{\cos B^3} = 304$$

$$Y_{F1} := 3.66 \quad Y_{F2} := 3.6$$

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = 60.109 < \frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = 90$$

$$K_{Fa} := 1 \quad K_{Fb} := 1.1$$

$$K_V := 1.45$$

Определим коэффициент нагрузки

$$K_F := K_{Fa} \cdot K_{Fb} \cdot K_V = 1.595$$

$$\sigma_F := 2 \cdot T_1 \cdot \frac{K_F}{Z_1 \cdot b_1 \cdot m_n^2} \cdot Y_{F1} = 152.795 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_F < \sigma_{F2}$$

$$\sigma_{F2} = 324 \quad d_1 = 68$$

Определяем окружные  $\alpha := 20 \text{ deg}$

$$\text{силы} \quad F_{t2} := 2 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2.436 \cdot 10^3 \quad F_{t1} := F_{t2}$$

Определяем

радиальные силы

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 886.541 \quad F_{r2} := F_{r1}$$

Определим силы

нормального давления

$$F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha)} = 2.592 \cdot 10^3 \quad F_{n2} := F_{n1}$$

## Расчет открытой передачи

Исходные данные

Т на меньшей

$$T_{1o} := T_2 = 4.454 \cdot 10^5$$

Т на большей

$$T_{2o} := T_3 \cdot 10^6 = 1.2 \cdot 10^6$$

Частота вращения  
ведущей звездочки

$$n_{1o} := n_2 = 129.821$$

Частота вращения  
ведомой звездочки

$$n_{2o} := n_3 = 42.972$$

Мощность на ведущей  
звездочке

$$P_{1o} := P_2 \cdot 1000 = 6.055 \cdot 10^3$$

Мощность на ведомой  
звездочке

$$P_{2o} := P_3 \cdot 1000 = 5.455 \cdot 10^3$$

Передаточное число  
открытой цепной передачи

$$u_{12} := u = 5.63$$

$$Z_{1o} := 31 - 2 \cdot u_{12} = 19.741 \quad Z_{1o} := \text{floor}(Z_{1o}) = 19$$

$$Z_{2o} := Z_{1o} \cdot u_{12} = 106.963 \quad Z_{2o} := \text{floor}(Z_{2o}) = 106$$

$$uu_{12} := \frac{Z_{2o}}{Z_{1o}} = 5.579 \quad \text{delta}_u := \frac{\text{abs}(u_{12} - uu_{12})}{u_{12}} \cdot 100 = 0.9 < 3\%$$

$$p := 29 \quad m := 1 \quad K_f := 1$$

$$K_\delta := 1.25 \quad K_H := 1 \quad K_n := 1.25 \quad K_{cm} := 1.4 \quad K_p := 1.25 \quad K_a := 1$$

$$K_3 := K_\delta \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n = 2.734$$

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{T_{1o} \cdot \frac{K_3}{Z_{1o} \cdot p \cdot m}} = 36.472$$

## Выбор цепи роликовой однорядной

$$t := 38.10 \quad d_{1.1} := 22.23 \quad F_p := 124587$$

$$B_{BH} := 25.4 \quad h := 36.2 \quad q := 5.5$$

$$d := 11.1 \quad b := 58 \quad S := 394$$

Проверим условие обеспечения износостойкости  
цепи

При шаге цепи  $t = 38.1$  мм  $\rightarrow n_{1brack} := 500$

$$n_{1brack} > n_{1o} = 1$$

$$V := \frac{(Z_{1o} \cdot n_{1o} \cdot t)}{60000} = 1.566$$

$$F_t := \frac{P_{1o}}{V} = 3.866 \cdot 10^3 \quad p_p := F_t \cdot \frac{K_3}{S} = 26.827$$

$$\alpha := 40 \cdot t = 1.524 \cdot 10^3$$

$$L_t := 2 \cdot \frac{\alpha}{t} + \frac{(Z_{1o} + Z_{2o})}{2} + \left( \frac{(Z_{2o} - Z_{1o})}{2 \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{\alpha} = 147.293 \quad L_t := 148$$

$$\alpha_{dif} := \frac{t}{4} \cdot \left( L_t - \frac{(Z_{1o} + Z_{2o})}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{(Z_{1o} + Z_{2o})}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{(Z_{2o} - Z_{1o})}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right) = 1.538 \cdot 10^3$$

$$\alpha_{dif\_2} := 0.997 \cdot \alpha_{dif} = 1.534 \cdot 10^3$$

$$a'' := 1521$$

$$d_{11} := \frac{t}{\sin\left(\frac{180 \text{ deg}}{Z_{1o}}\right)} = 231.478 \quad d_{22} := \frac{t}{\sin\left(\frac{180 \text{ deg}}{Z_{2o}}\right)} = 1.286 \cdot 10^3$$

$$\lambda_{a1} := \frac{t}{d_{1_1}} = 1.714 \quad \lambda_{a2} := \lambda_{a1}$$

$$K := 0.575$$

$$D_{e1} := t \cdot \left( K + \cot\left(\frac{(180 \text{ deg})}{Z_{1o}}\right) \right) = 250.228$$

$$D_{e2} := t \cdot \left( K + \cot\left(\frac{(180 \text{ deg})}{Z_{2o}}\right) \right) = 1.307 \cdot 10^3$$

Проверка коэффициента запаса прочности

$$s := \frac{F_p}{F_t \cdot K_\partial \cdot q \cdot V^2 + \frac{(9.81 \cdot K_f \cdot q \cdot \alpha_{df_2})}{1000}} = 1.909$$

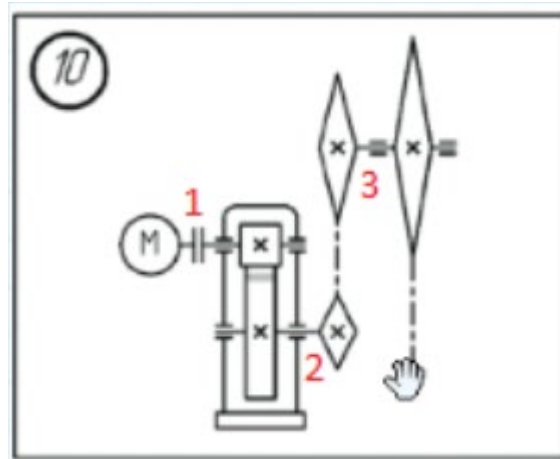
$$n_{1o} = 129.821 \quad s_{table} := 9.8 \quad s > s_{table} = 0$$

Определение силы, действующие на валы

$$K_B := 1.1$$

$$F_B := F_t \cdot K_B = 4.252 \cdot 10^3$$

## Расчет и конструирование валов



На схеме видно, вал 1 - быстроходный; вал 2 - тихоходный



## Быстроходный

$$T_6 := 0.083 \cdot 1000000 = 8.3 \cdot 10^4$$

АИР160S8

Исполнение - IM1081

Мощность - 7.5 кВт

Частота вращения - 727

об/мин

$$\frac{T_{max}}{T_{min}} = 2.2$$

Диаметр вала -  $d_{эд} := 48$  мм

$$d_6 := \sqrt[3]{\frac{T_6}{0.2 \cdot 25}} = 25.51$$

$$d_{эд} = 48$$

$$0.8 \cdot d_{эд} = 38.4$$

Ближайшее значение  
по таблице:

$$d_6 := 40 \quad L_6 := 82$$

Диаметр под подшипник  $d_6$ .

$$d_n := d_6 + 5 = 45 \text{ мм}$$

Диаметр заплечика примем

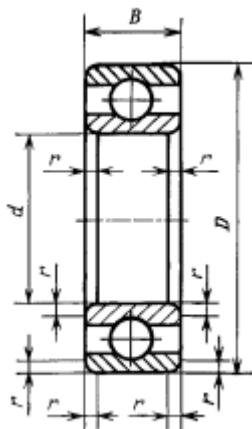
$$d_3 := d_n + 10 = 55 \text{ мм}$$

Зацепление через шпонку, шестерня отдельная

деталь  $d_{f1} = 64.875$  мм

$$d_{f1} := \text{round}(d_{f1}) = 65 \quad l_{сб} := b_1 = 75$$

Подшипники ГОСТ 8338-75 309



$$D_б := 100 \quad d_{бп} := 45 \quad B_{п1} := 25 \quad r_{п1} := 2.5$$

$$\frac{(D_б - d_{бп})}{2} = 27.5 \quad r_б := 0.4 \cdot (D_б - d_{бп}) = 22$$

Длина участка под правым  
подшипником

$$l_{п1} := B_{п1} + 0 = 25$$

Рисунок 4 - Конструкция  
подшипника

## Тихоходный вал

$$T_m := 0.445 \cdot 1000000 = 4.45 \cdot 10^5 \quad d_m := \sqrt[3]{\frac{T_m}{0.2 \cdot 15}} = 52.935$$

Примем  $d_m := 53$  мм  $l_m := 82$  мм

$$d_n := 60 \text{ мм}$$

$$d_c := 65 \text{ мм}$$

$$d_{y6} := 75 \text{ мм}$$

$$l_c := b_2 = 70$$

Подшипник ГОСТ 8338-75 312

$$D_T := 130 \quad d_{\Gamma\Gamma} := 60 \quad B_{\Gamma 2} := 31 \quad r_{\Gamma 2} := 3.5$$

$$\frac{(D_T - d_{\Gamma\Gamma})}{2} = 35 \quad r_T := 0.4 (D_T - d_{\Gamma\Gamma}) = 28$$

Длина участка вала под ступицу

$$l_C := b_2 = 70$$

Длина участка вала под подшипник

$$l_{\Gamma 2} := B_{\Gamma 2} + 1 = 32$$

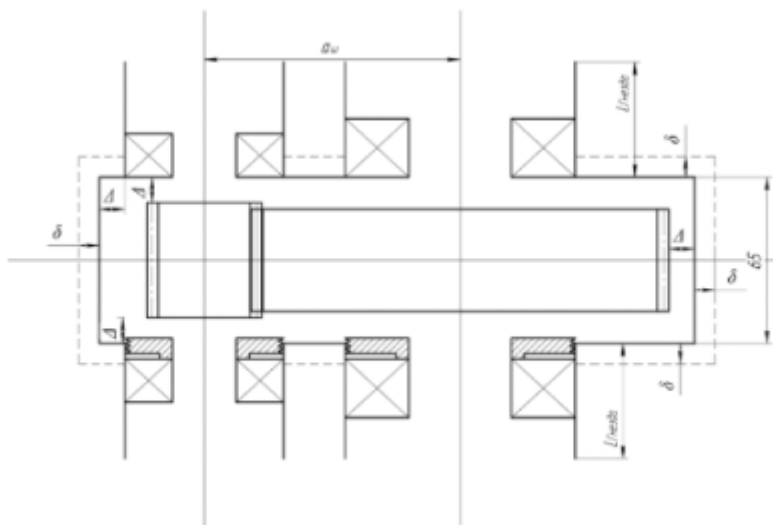
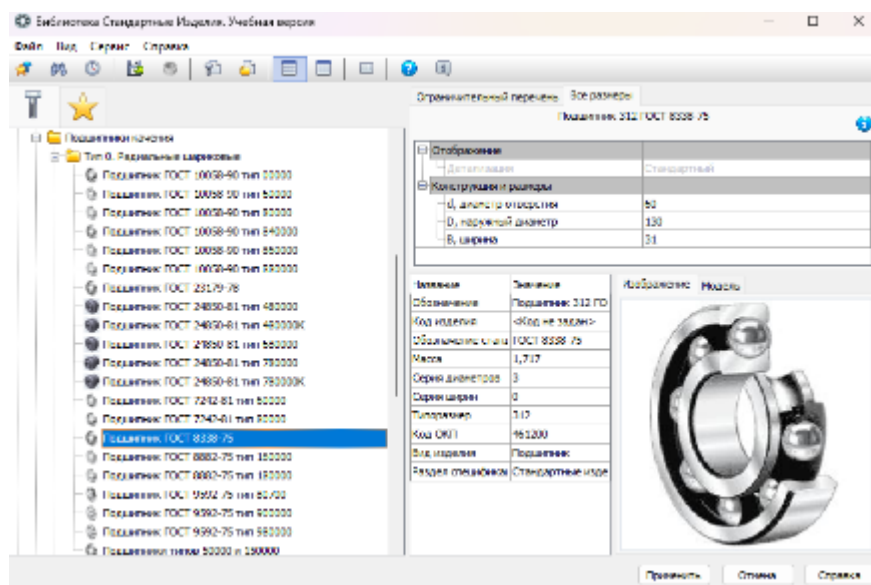


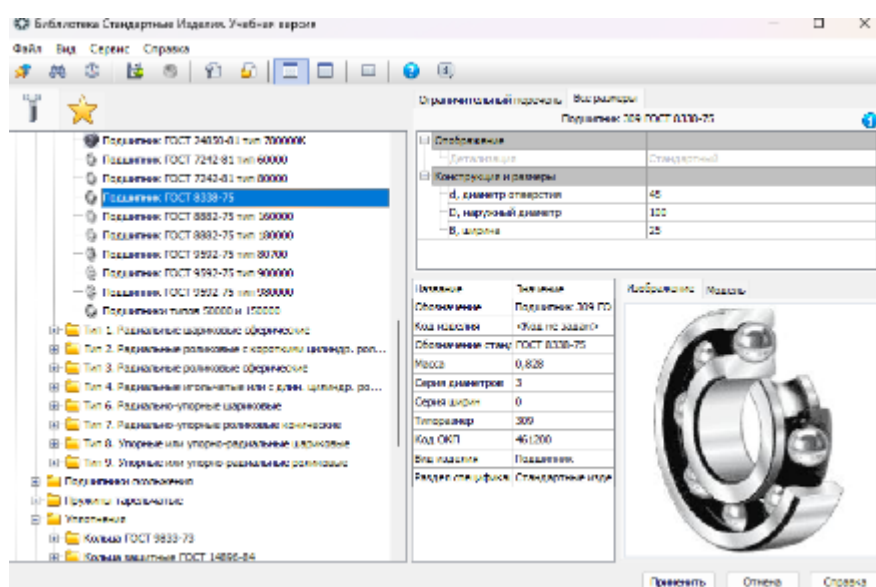
Рисунок 5 - Схема компоновки

## Выбор подшипников в КОМПАС-3D

### Для быстроходного вала



### Для тихоходного вала



## Расчет зубчатого колеса

Параметры      Значения

$$d_{cm} := 1.6 \cdot d_c = 104$$

$$l_{cm} := 1.3 \cdot d_c = 84.5$$

$$\delta_0 := 3 \cdot m_n = 3.75 \quad \delta_0 := 8$$

$$C := 0.3 \cdot b_2 = 21 \quad b_2 = 70$$

$$n := 0.5 \cdot m_n = 0.625$$

$$D_0 := d_{a2} - (d_{a2} - d_{f2}) \cdot 2 - \delta_0 \cdot 2 - n \cdot 2 = 354$$

$$D_{oms} := 0.5 \cdot (D_0 + d_{cm}) = 229$$

$$d_{oms} := \frac{(D_0 - d_{cm})}{4} = 62.5$$

$$s_{\text{колеса}} := 0.8 \cdot C = 16.8$$

$$h_{\text{колеса}} := \frac{(l_{cm} - C)}{2} = 31.75$$

$$r := h_{\text{колеса}} \cdot 0.05 + 1 = 2.588$$

$$R := 2.5 \cdot r + 1 = 7.469$$

## Выбор шпонок

### Шпонка для зубчатого колеса, соединение с зубчатым колесом

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала $t_1$	Втулки $t_2$	
Св. 10 до 12	$4 \times 4$	2,5	1,8	0,08—0,16
Св. 12 до 17	$5 \times 5$	3,0	2,3	0,16—0,25
Св. 17 до 22	$6 \times 6$	3,5	2,8	
Св. 22 до 30	$8 \times 7$	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	$10 \times 8$	5,0	3,3	
Св. 38 до 44	$12 \times 8$	5,0	3,3	0,25—0,40
Св. 44 до 50	$14 \times 9$	5,5	3,8	
Св. 50 до 58	$16 \times 10$	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	$18 \times 11$	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	$20 \times 12$	7,5	4,9	0,4, —0,60
Св. 75 до 85	$22 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 85 до 95	$25 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	$28 \times 16$	10,0	6,4	

### Шпонка для шестерни, соединение с шестерней

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		Вала $t_1$	Втулки $t_2$	
Св. 10 до 12	$4 \times 4$	2,5	1,8	0,08—0,16
Св. 12 до 17	$5 \times 5$	3,0	2,3	0,16—0,25
Св. 17 до 22	$6 \times 6$	3,5	2,8	
Св. 22 до 30	$8 \times 7$	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	$10 \times 8$	5,0	3,3	
Св. 38 до 44	$12 \times 8$	5,0	3,3	0,25—0,40
Св. 44 до 50	$14 \times 9$	5,5	3,8	
Св. 50 до 58	$16 \times 10$	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	$18 \times 11$	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	$20 \times 12$	7,5	4,9	0,4, —0,60
Св. 75 до 85	$22 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 85 до 95	$25 \times 14$	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	$28 \times 16$	10,0	6,4	

Корпус редуктора

Толщина стенки редуктора

$$\delta := 10$$

Диаметр фундаментальных  
болтов

$$d_{Б1} := 20$$

$$l_{шТ1} := 70$$

Диаметр болтов у подшипников

$$d_{Б2} := 16$$

Диаметр болтов на фланце корпуса

$$d_{Б3} := 12$$

Диаметр штифтов

$$d_{штифт} := d_{Б3} = 12$$

Длина подшипниковых гнезд:

$$L_{гнезда} := \delta + 37 + 3 = 50$$

Окружная скорость

$$V = 1.566$$

$$2.569 < 3 = 1$$

## Крышки торцевые(накладные)

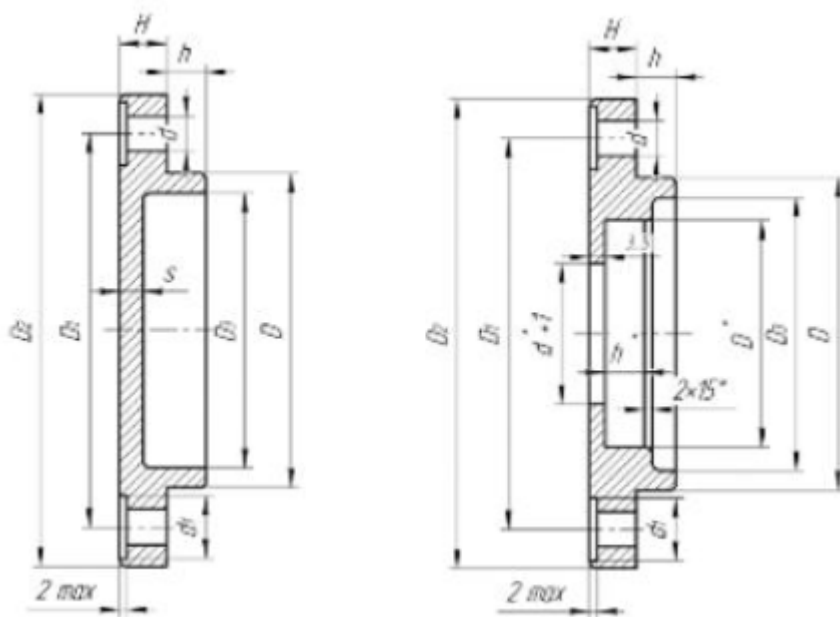


Рисунок 7 - Конструкция торцевых (накладных) крышек

### Крышки быстроходного вала

$$D_B := 100 \quad D_{BK1} := D_B + 25 = 125 \quad D_{BK2} := D_B + 50 = 150 \quad D_{BK3} := D_B - 15 = 85$$

$$d_{BK} := 11 \quad d_{BK1} := 22 \quad M_1 := 10 \quad n_{K1} := 6 \quad H_{K1} := 15$$

$$h_1 \quad - \text{от } 5 \text{ до } 30 \quad S_{K1} := 7$$

### Крышки для тихоходного вала

$$D_T = 130 \quad D_{TK1} := D_T + 25 = 155 \quad D_{TK2} := D_T + 50 = 180 \quad D_{TK3} := D_T - 15 = 115$$

$$d_{TK} := 11 \quad d_{TK1} := 22 \quad M_2 := 10 \quad n_{K2} := 6 \quad H_{K2} := 15$$

$$h_2 \quad - \text{от } 5 \text{ до } 30 \quad S_{K2} := 7$$

## Компоновка

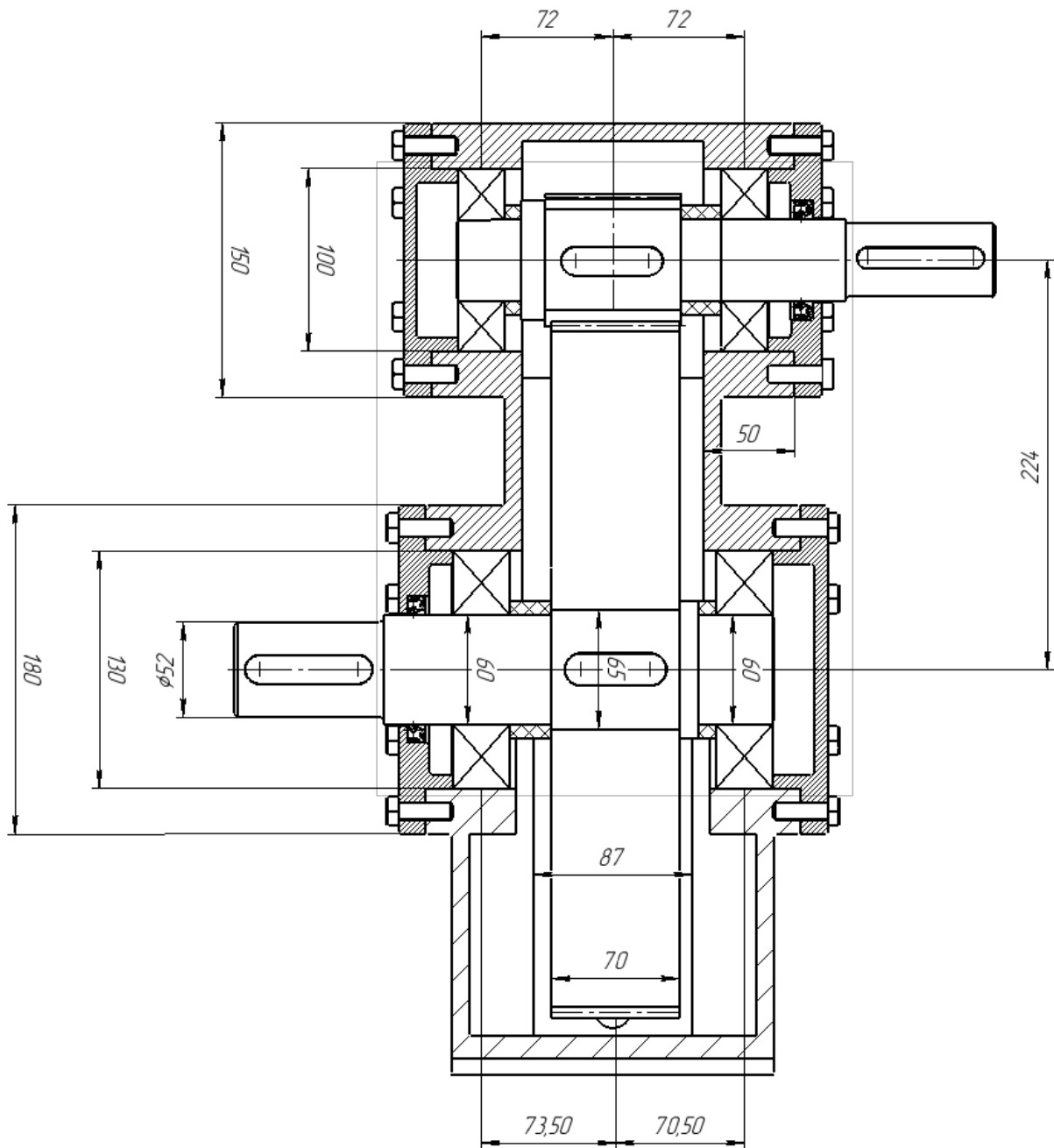


Рисунок 8 – Компоновка редуктора



# Лира

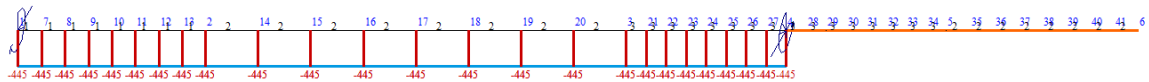


Рисунок 9 – Эпюра  $M_x$

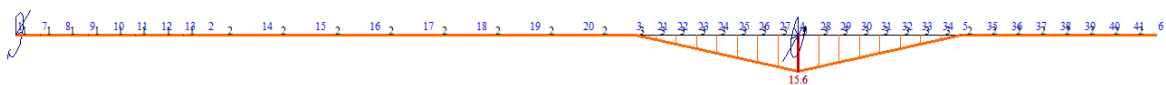


Рисунок 10 – Эпюра  $M_y$

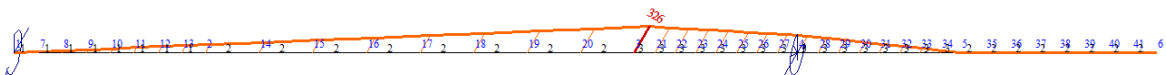


Рисунок 11 – Эпюра  $M_z$

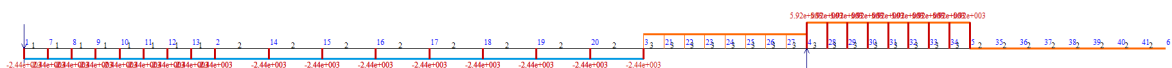


Рисунок 12 – Эпюра  $Q_y$

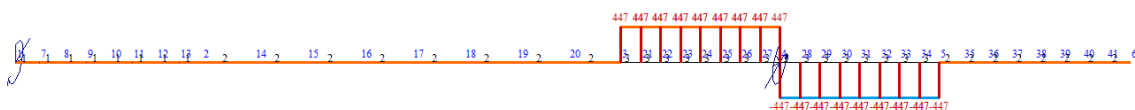


Рисунок 13 – Эпюра  $Q_z$

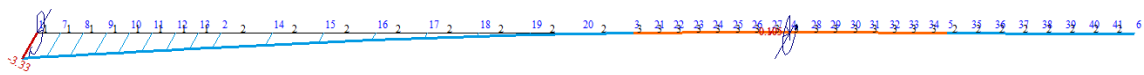


Рисунок 14 – Эпюра  $f_y$

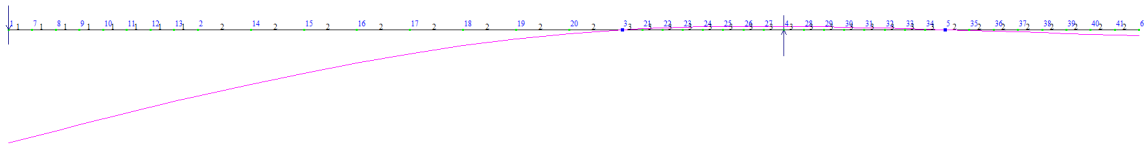


Рисунок 15 – Эпюра перемещений

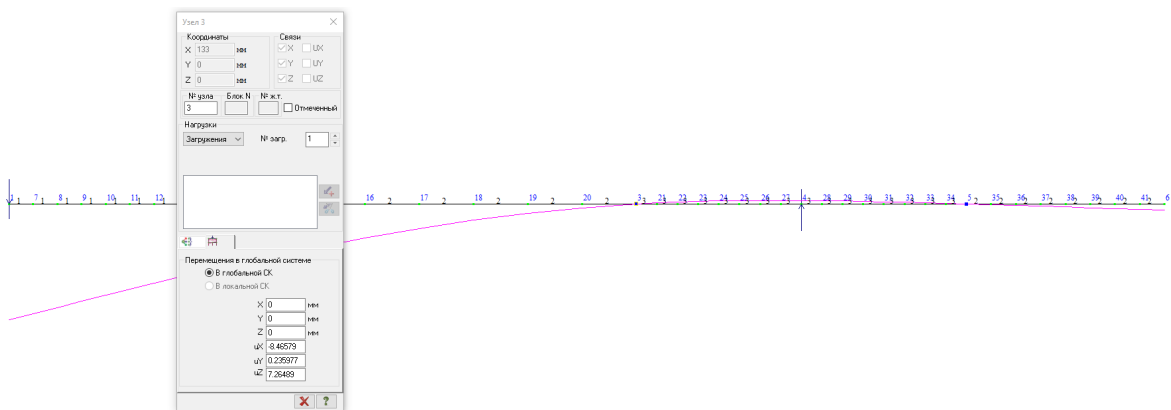


Рисунок 16 – Эпюра перемещений на левой опоре

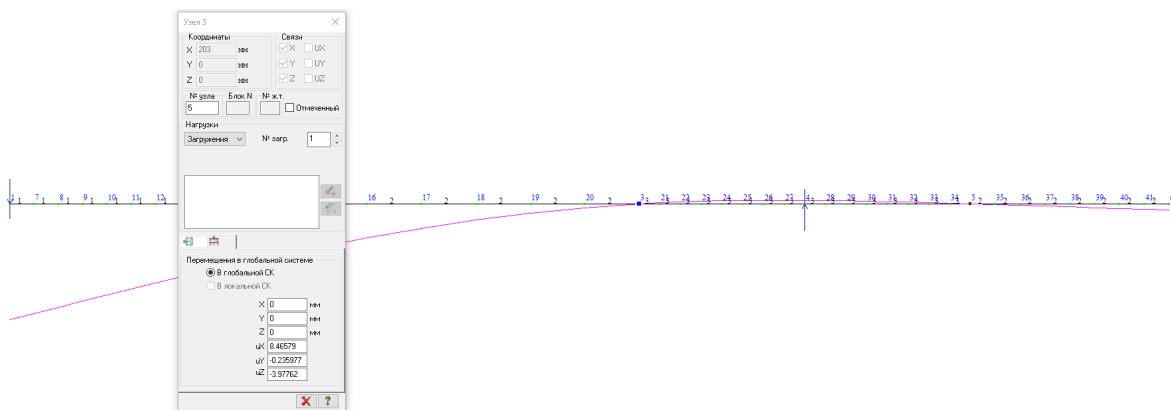


Рисунок 17 – Эпюра перемещений на правой опоре

## Расчет на жесткость тихоходного вала

$$T_T := 4.45 \cdot 10^5 \quad M_x := 445000 \quad M_y := 15500 \quad M_{k2} := 445000$$

$$M_{\text{экв}} := \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{k2}^2} = 6.295 \cdot 10^5 \quad d_{\text{прое}} := \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0.1 \cdot 60}} = 47.165 \quad d_{\text{с.м.}} := 65$$

$$\delta := \frac{d_{\text{с.м.}} - d_{\text{прое}}}{d_{\text{с.м.}}} \cdot 100 = 27.439 \quad |\delta| = 27.439 \quad \%$$

$f_y, \text{ мм}$	$f_x, \text{ мм}$	$f_{\text{max}} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$	$[f]$	
0,0104	0	0,0104	0,013	1,2
$\theta_{Ay}, \text{ рад}$	$\theta_{Ax}, \text{ рад}$	$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_{Ay}^2 + \theta_{Ax}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
0,00026	0,00261	0,002622918	0,005	1,91
$\theta_{By}, \text{ рад}$	$\theta_{Bx}, \text{ рад}$	$\theta_{B\Sigma} = \sqrt{\theta_{By}^2 + \theta_{Bx}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
-0,000073	-0,0007375	0,000741104	0,005	6,75

По расчетам был получен диаметр  $d_{\text{прое}} = 47.165$  меньше  $d_{\text{с.м.}} = 65$ , что удовлетворяет условию.

По расчетам в инвентаре максимальное напряжение - 31 в 6.77 раз меньше максимального допустимого напряжения для стали - 210.

# Inventor

Материал

☐ Пользовательский материал ...

Модуль упругости	E	206000 МПа	>
Модуль жесткости	G	80000 МПа	>
Плотность	P	7860 кг/м <sup>3</sup>	>

Рисунок 18 – Параметры при расчете

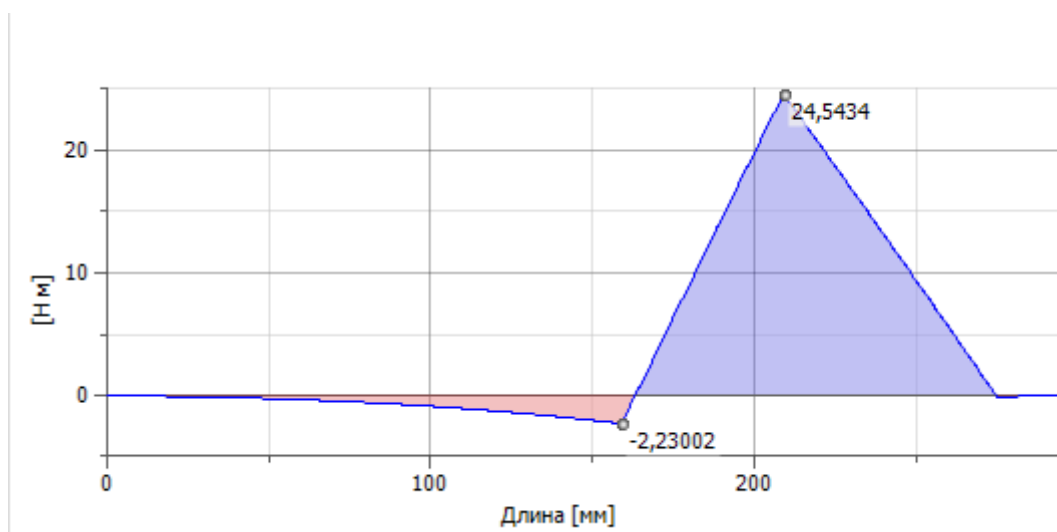


Рисунок 19 – Эпюра  $M_y$

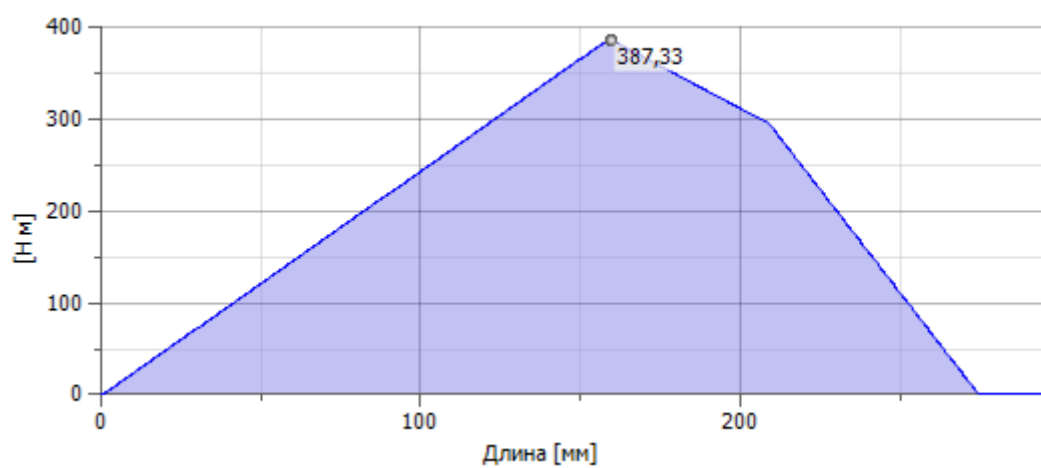


Рисунок 20 – Эпюра  $M_z$

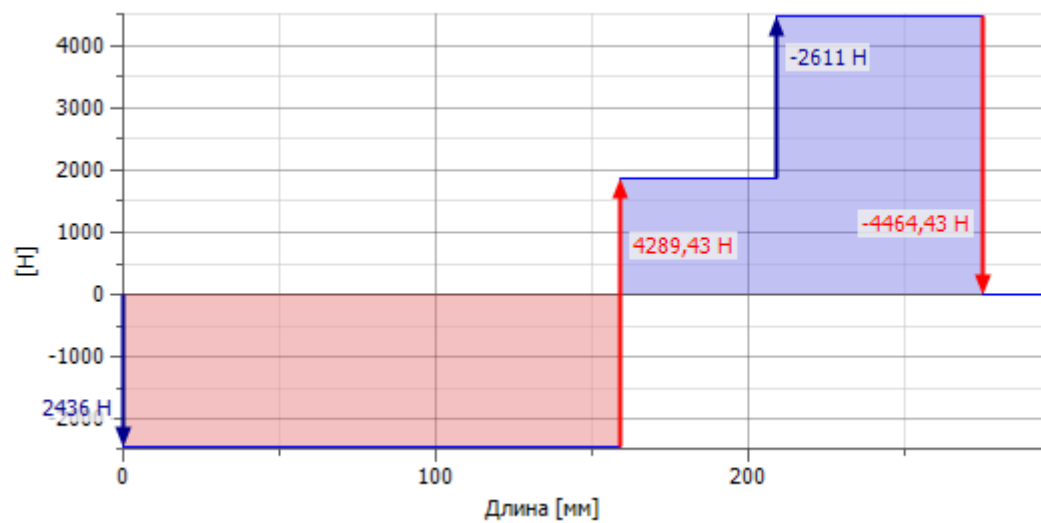


Рисунок 21 – Эпюра  $Q_y$

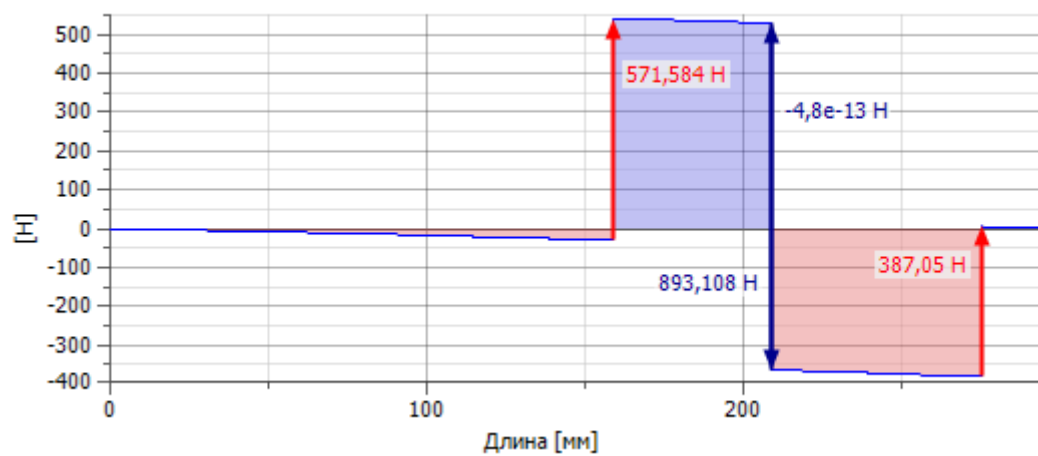


Рисунок 22 – Эпюра  $Q_z$

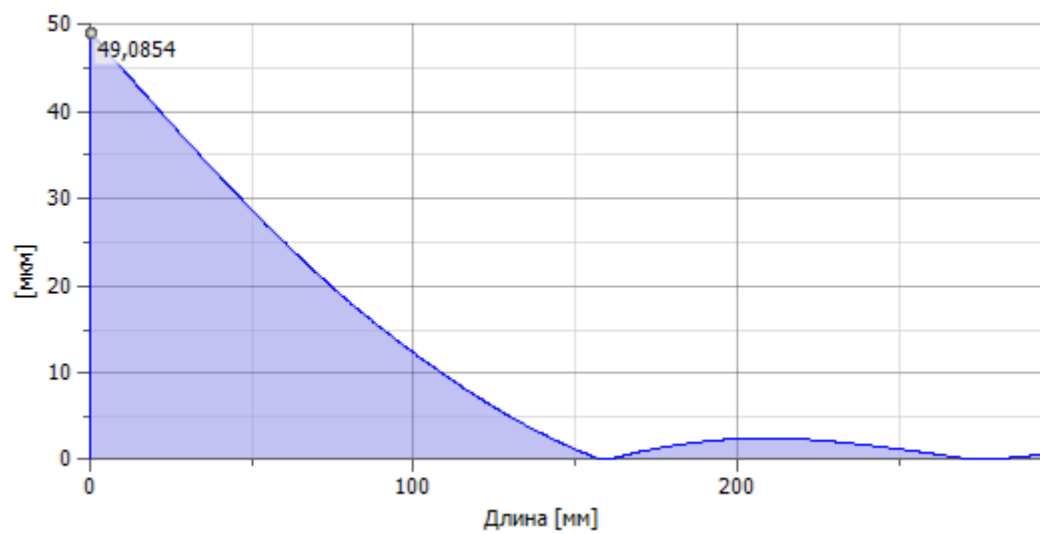


Рисунок 23 – Эпюра  $f_y$

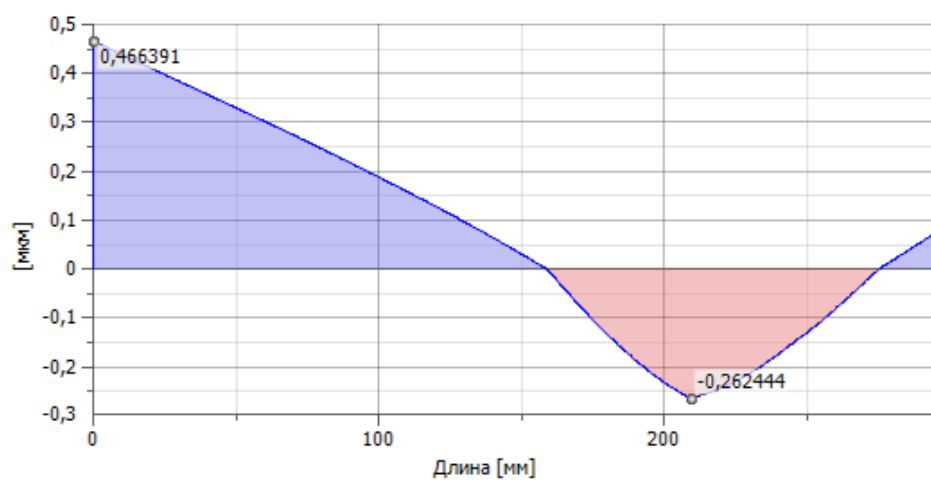


Рисунок 24 – Эпюра  $f_z$

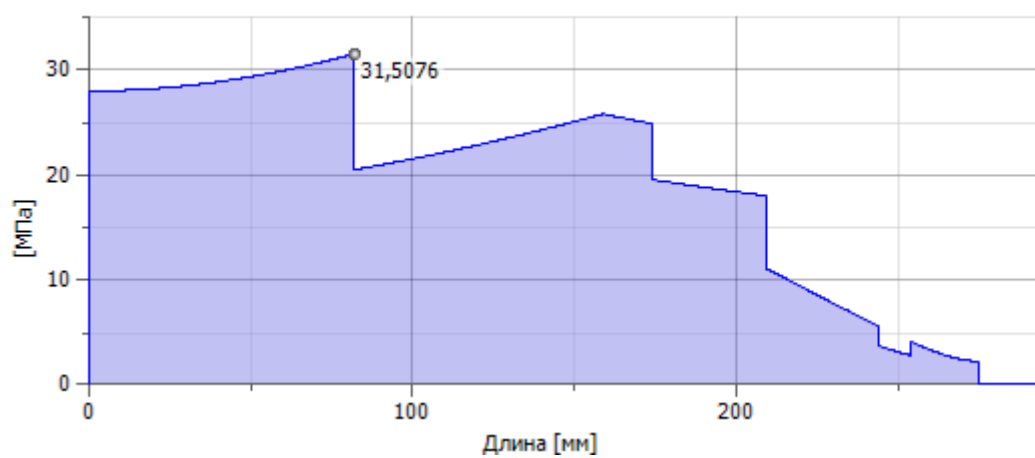


Рисунок 25 – Эпюра приведенного напряжения

## СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Чернавский, С. А. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2014. - 414 с.; ил. ISBN978-5-16-004336-4.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 8-е изд., перераб. и доп. М.: Издательский центр «Академия», 2004. - 496 с. ISBN5- 7695-1041-2.
3. Дунаев П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - 5-е издание, дополн. - М.: Машиностроение, 2004. - 560 с., ил. ISBN5-217-03253-7
4. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие. Изд-е 2-е. перераб. и дополн. - Калининград: Янтар. сказ, 2002. - 454 с.: ил., черт. - Б. ц.
5. Цехнович, Л. И. Атлас конструкций редукторов: учеб. пособие для технических вузов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. - 2-е изд., перераб. и доп. - Киев.: Вища школа, 1990. - 150 с.: ил. ISBN5-11-002156-2.
6. Решетов, Д. Н. Детали машин: Атлас конструкций: учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2-х ч. / Б. А. Байков, В. Н. Богачев, А. В. Буланже и др.: Под общ. ред. д-ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова. - 5-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1992. - 352 с.: ил. ISBN5-217-01507-1.
7. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: справочное учебнометодическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. - 2-е изд., испр.: - М.: Высш. Шк., 2005. -- 309 с.: ил. ISBN5-06-004806-3.