

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙ-  
СКОЙ 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:	/ Коникина А.Д.,	211-324
<hr/>	<hr/>	<hr/>
<i>подпись</i>	<i>ФИО,</i>	<i>группа</i>
Преподаватель:	/ Толстиков А.В., к.т.н.	
<hr/>	<hr/>	
<i>подпись</i>	<i>ФИО, уч. звание и степень</i>	

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 10-2.

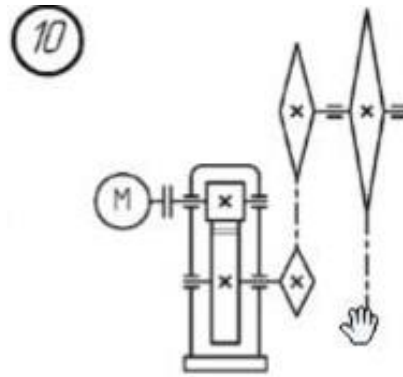


Рисунок 1 - Кинематическая  
схема привода

Нагрузка - постоянная;

Вид передач - нереверсивные;

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

Срок службы подшипников - 20000 часов;

Диаметр барабана –  $D = 0.4$  м;

Тяговое усилие на цепи –  $F = 5$  кН;

Скорость движения цепи –  $v = 1.2$  м/с.

## Оглавление

Расчет редуктора.....	4
Выбор электродвигателя .....	4
Определение общего передаточного числа привода и разбивка его между отдельными ступенями.....	4
Проверочный расчёт передачи .....	8
Определение сил действующих в зацеплении .....	9
Определение числа зубьев звёздочек.....	10
Проверка условия обеспечения износостойкости цепи .....	10
Определяем наружные диаметры ведущей и ведомой звёздочек.....	11
Расчёт и конструирование быстроходного вала .....	12
Расчёт и конструирование тихоходного вала.....	12
Корпус редуктора.....	13
Лира .....	16
Расчет на жесткость тихоходного вала .....	18
Inventor .....	19
СПИСОК ИСТОЧНИКОВ .....	24

## Расчет редуктора

### Выбор электродвигателя

Мощность на валу рабочего органа привода

$$P_{p.с.} := F \cdot V = 6$$

Требуемая частота вращения вала

$$\eta_{\Sigma} := 0.97 \cdot 0.91 \cdot 1 \cdot 0.99^3 = 0.856$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{эд} := \frac{P_{p.с.}}{\eta_{\Sigma}} = 7.005$$

Угловая скорость рабочего вала

$$\omega_{p.с.} := \frac{(2 \cdot V)}{D} = 6$$

Возможное среднее рекомендуемое передаточное число привода

$$u_{\Sigma} := 4 \cdot 3 = 12$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$$\eta_{эд} := \frac{(30 \cdot \omega_{p.с.} \cdot u_{\Sigma})}{\pi} = 687.549$$

Частота вращения вала и мощность электродвигателя по таблице

$$\eta_{эд} := 727 \quad P_{эд} := 7.5$$

Таблица 1 - Тип двигателя

Тип Двигателя	Исполнение	Мощность, кВт	Число полюсов	Частота вращения, об/мин	Tmax/Tном	Диаметр вала, мм
AIP160S8	У	7,5	8	727	2,4	48

**Определение общего передаточного числа привода и разбивка его между отдельными ступенями**

Угловая скорость вала электродвигателя

$$\omega_{эд} := \frac{(\pi \cdot \eta_{эд})}{30} = 76.131$$

Общее передаточное число привода

$$u_{\Sigma} := \frac{\omega_{эд}}{\omega_{p.с.}} = 12.689$$

Передаточное число закрытой передачи

$$u_{з.п.} := \frac{u_{\Sigma}}{3} = 4.23$$

Округленное передаточное число закрытой передачи

$$u_{з.н.} := 4.5$$

Передаточное число открытой передачи

$$u_{о.н.} := \frac{u_{\Sigma}}{u_{з.н.}} = 2.82$$

Угловые скорости валов

$$\begin{aligned} \omega_1 &:= \omega_{эд} = 76.131 & \omega_2 &:= \omega_1 = 76.131 & \omega_3 &:= \frac{\omega_2}{u_{з.н.}} = 16.918 \\ \omega_4 &:= \frac{\omega_3}{u_{о.н.}} = 6 \end{aligned}$$

Угловая скорость рабочего вала

$$\omega_{р.с.} = 6$$

Частоты вращения валов

$$\begin{aligned} \eta_1 &:= 727 & \eta_2 &:= \eta_1 = 727 \\ \eta_3 &:= \frac{(30 \cdot \omega_3)}{\pi} = 161.556 \end{aligned}$$

Мощности на валах

$$\begin{aligned} P_1 &:= 7.005 & P_2 &:= P_1 \cdot 0.99 = 6.935 & P_3 &:= P_2 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 6.66 \\ P_4 &:= P_3 \cdot 0.91 \cdot 0.99 = 6 \end{aligned}$$

Мощность на валу рабочего органа привода

$$P_{р.с.} = 6$$

Вращающие моменты валов

$$\begin{aligned} T_1 &:= \frac{P_1}{\omega_1} = 0.092 & T_2 &:= \frac{P_2}{\omega_2} = 0.091 \\ T_3 &:= \frac{P_3}{\omega_3} = 0.394 & T_4 &:= \frac{P_4}{\omega_4} = 1 \end{aligned}$$

Момент на валу рабочего органа привода

$$T_{р.с.} := \frac{(F \cdot D)}{2} = 1$$

Анализ

$$\begin{aligned} \omega_1 &= 76.131 & \omega_2 &= 76.131 & \omega_3 &= 16.918 & \omega_4 &= 6 \\ \omega_{эд} &= 76.131 & & & & & \omega_{р.с.} &= 6 \\ \eta_1 &= 727 & \eta_2 &= 727 & \eta_3 &= 161.556 & \eta_4 &= 57.296 \\ \eta_{эд} &= 727 & & & & & & \\ P_1 &= 7.005 & P_2 &= 6.935 & P_3 &= 6.66 & P_4 &= 6 \\ & & & & & & P_{р.с.} &= 6 \\ T_1 &= 0.092 & T_2 &= 0.091 & T_3 &= 0.394 & T_4 &= 1 \\ & & & & & & T_{р.с.} &= 1 \end{aligned}$$

Вращающий момент

$$T_1 := T_2 \cdot 1000 \cdot 1000 = 9.109 \cdot 10^4 \quad T_2 := T_3 \cdot 1000 \cdot 1000 = 3.936 \cdot 10^5$$

Угловая скорость

$$\omega_1 := \omega_2 = 76.131 \quad \omega_2 := \omega_3 = 16.918$$

Частота вращения

$$\eta_1 := \eta_2 = 727 \quad \eta_2 := \eta_3 = 161.556$$

Передаточное число

$$u_{12} := \frac{\omega_1}{\omega_2} = 4.5 \quad \frac{\eta_1}{\eta_2} = 4.5 \quad u_{з.п.} = 4.5 \quad u := u_{12} = 4.5$$

Размеры заготовок

$$d_{1загот} := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1 \cdot u^2}} = 80.664 \quad d_{2загот} := d_{1загот} \cdot u = 362.988$$

Материалы шестерни. Сталь 45Л. Литьё. Термообработка – нормализация.

Диаметр заготовки свыше 300 мм.

Твёрдость  $HB_2 := 180$

Предел прочности  $\sigma_{B2} := 520$

Предел текучести  $\sigma_{T2} := 290$

$$\sigma_{Hlimb2} := 1.8 \cdot HB_2 = 324 \quad \sigma_{Hlimb2} := 2 \cdot HB_2 + 70 = 430$$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$\sigma_{H2} := \frac{(\sigma_{Hlimb2} \cdot 1)}{1.2} = 358.333$$

Допускаемое напряжение изгиба для шестерни

$$\sigma_{F2} := \frac{(\sigma_{Flimb2} \cdot 1 \cdot 1)}{1.8} = 180$$

Твёрдость материала шестерни

$$HB_1 := HB_2 \cdot \sqrt[6]{u} = 231.282$$

Материал колеса – Сталь 40. Прокат. Термообработка – улучшение.

Диаметр заготовки до 90 мм.

Твёрдость  $HB_1 := 220$

Предел прочности  $\sigma_{B1} := 780$

Предел текучести  $\sigma_{T1} := 630$

Допускаемое контактное напряжение для шестерни

$$\sigma_{Hlimb1} := 2 \cdot HB_1 + 70 = 510 \quad \sigma_{H1} := \frac{(\sigma_{Hlimb1} \cdot 1)}{1.2} = 425$$

Допускаемое напряжение изгиба для шестерни

$$\sigma_{Flimb1} := 1.8 \cdot HB_1 = 396 \quad \sigma_{F1} := \frac{(\sigma_{Flimb1} \cdot 1 \cdot 1)}{1.8} = 220$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H := \sigma_{H2} = 358.333$$

Определение параметров зацепления

$$K_H := 1.1$$

Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию

$$a_w := (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{(\sigma_H \cdot u)}\right)^2 \cdot \frac{(T_2 \cdot K_H)}{\psi_{ba\omega}}} = 203.703$$

Межосевое расстояние

$$a_w := 200 \quad \psi_{ba\omega} := 0.315$$

Модуль зацепления

$$m_n := 0.01 \cdot a_w = 2 \quad m_n := 1.25$$

Суммарное число зубьев прямозубых шестерни и колеса

$$z_c := \frac{(2 \cdot a_w)}{m_n} = 320$$

Число зубьев для шестерни

$$z_1 := \frac{z_c}{u + 1} = 58.182$$

$$z_1 := 58$$

Число зубьев для зубчатого колеса

$$z_2 := z_c - z_1 = 261.818$$

$$z_2 := 262$$

Уточняем передаточное число

$$u_{\text{проб}} := \frac{z_2}{z_1} = 4.517 \quad \Delta u := \frac{(u - u_{\text{проб}})}{u} \cdot 100 \cdot (-1) = 0.383$$

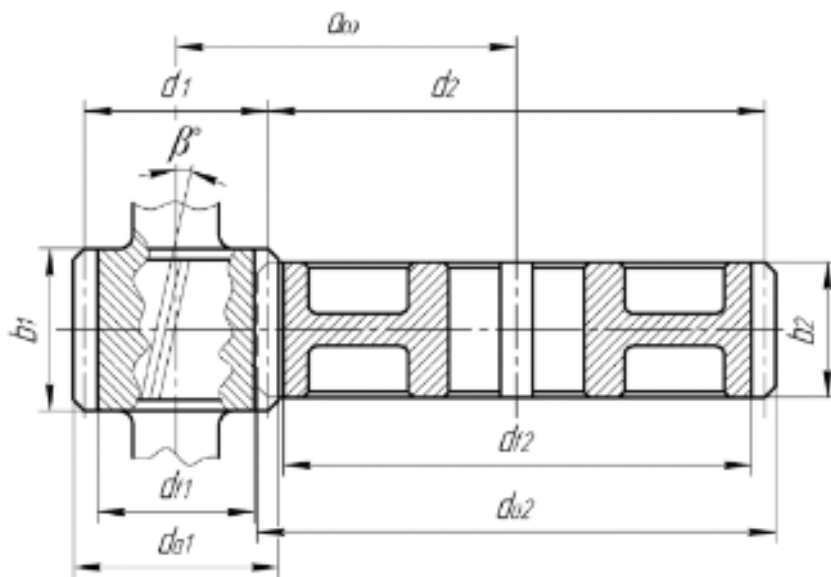


Рисунок 2 - Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 := m_n \cdot z_1 = 72.5$$

$$d_2 := m_n \cdot z_2 = 327.5$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 69.375$$

$$d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 324.375$$

Ширина зубчатых колёс

$$b_1 := b_2 + 5 = 68 \quad d_1 = 72.5$$

$$b_2 := \psi_{ba\omega} \cdot a_\omega = 63$$

### Проверочный расчёт передачи

Коэффициент ширины относительно диаметра

$$\psi_{ba} := \frac{b_2}{d_1} = 0.869$$

Проверка условия прочности по контактным напряжениям

$$V := \frac{(\omega_1 \cdot d_1)}{2 \cdot 1000} = 2.76 \quad \frac{(\pi \cdot d_1 \cdot \eta_1)}{60 \cdot 1000} = 2.76$$

Степень точности – 8.

Коэффициент нагрузки

$$K_{H\omega} := 1.09 \cdot 1.04 \cdot 1.05 = 1.19$$

Проверка условия прочности

$$\sigma_H = 358.333 \quad \sigma_{H\omega} := \frac{310}{a_\omega \cdot u_{проб}} \cdot \sqrt{\frac{(T_2 \cdot K_{H\omega})}{b_2} \cdot (u_{проб} + 1)^3} = 383.482$$
$$\Delta := \frac{(\sigma_H - \sigma_{H\omega})}{\sigma_H} \cdot 100 = -7.018$$

Проверка условия прочности зубьев по напряжениям

Коэффициент формы зуба  $Y_{F1} := 3.62 \quad Y_{F2} := 3.6$

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = 60.773 \quad \frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = 50$$

$\sigma_F$  — допускаемое напряжение изгиба

Коэффициент нагрузки

$$K_F := 1 \cdot 1.1 \cdot 1.45 = 1.595$$

Проверка условия прочности

$$\sigma_F := \frac{(2 \cdot T_1 \cdot K_F)}{(z_1 \cdot b_1 \cdot m_n^2)} \cdot Y_{F1} = 170.696 \quad \sigma_{F2} = 180$$



## Определение сил действующих в зацеплении

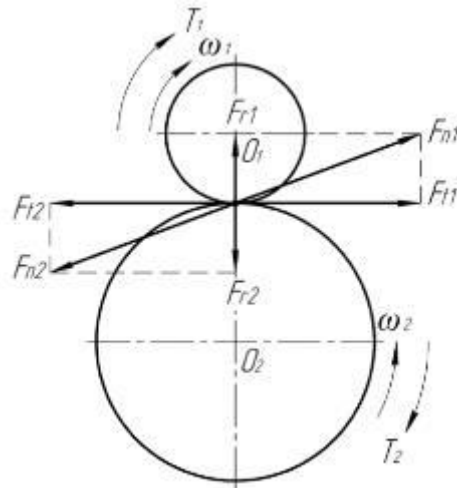


Рисунок 3 - Силы, действующие в цилиндрических зубчатых прямозубых передачах

Окружные силы

$$F_{t2} := 2 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2.513 \cdot 10^3$$

$$F_{t1} := F_{t2} = 2.513 \cdot 10^3$$

Радиальные силы

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(20^\circ) = 914.615$$

$$F_{r2} := F_{r1} = 914.615$$

Силы нормального давления

$$F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(20^\circ)} = 2.674 \cdot 10^3$$

$$F_{n2} := F_{n1} = 2.674 \cdot 10^3$$

**Расчёт открытых передач**

Вращающий момент

$$T_1 := T_3 \cdot 1000 \cdot 1000 = 3.936 \cdot 10^5$$

$$T_2 := T_4 \cdot 1000 \cdot 1000 = 9.999 \cdot 10^5$$

Частота вращения

$$\eta_1 := \eta_3 = 161.556$$

$$\eta_2 := \eta_4 = 57.296$$

Мощность

$$P_1 := P_3 \cdot 1000 = 6.66 \cdot 10^3$$

$$P_2 := P_4 \cdot 1000 = 6 \cdot 10^3$$

Передаточное число открытой передачи

$$u_{12} := u_{o.n.} = 2.82$$

$$u := u_{o.n.} = 2.82$$

## Определение числа зубьев звёздочек

Ведущая (меньшая)

$$z_1 := 31 - 2 \cdot u = 25.361 \quad z_1 := z_1 \cdot 0.85 = 21.557$$

Ведомая (большая)

$$z_2 := z_1 \cdot u = 60.782$$

$$z_1 := 22 \quad z_2 := 61$$

Уточнение придаточного отношения

$$u_{12}' := \frac{z_2}{z_1} = 2.773$$

$$del := \frac{(u_{12} - u_{12}')}{u_{12}} \cdot 100 \cdot (-1) = -1.665$$

Вычисление шага цепи

Коэффициент эксплуатации

$$K_3 := 1.25 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.25 \cdot 1.4 \cdot 1 = 2.734$$

$$k_z := 1 + 0.01 \cdot (z_1 - 17) = 1.05$$

Ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнирах цепи

$$p := 23 \cdot k_z = 24.15$$

Число рядов цепи

$$m := 1$$

Шаг цепи

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{(T_1 \cdot K_3)}{z_1 \cdot p \cdot m}} = 35.429 \quad t := 38.10$$

Расстояние между внутренними пластинами

$$B_{BH} := 25.4$$

Диаметр валика  $d := 11.1$

Диаметр ролика  $d_1' := 22.23$

Ширина пластины  $h := 36.2$

Длина валика  $b := 58$

Разрушающая нагрузка  $F_P := 124587$

Масса 1 м цепи  $q := 5.5$

Проекция опорной поверхности цилиндра  $S := 394$

## Проверка условия обеспечения износостойкости цепи

Частота вращения ведущей звёздочки

$$\eta_1 = 161.556 \quad \eta_1' := 500$$

Скорость цепи:

$$V' := \frac{(z_1 \cdot \eta_1 \cdot t)}{60000} = 2.257$$

Окружная сила

$$F_t := \frac{P_1}{V'} = 2.951 \cdot 10^3$$

Среднее давление в шарнирах цепи

$$p_1 := \frac{F_t \cdot K_s}{S} = 20.478 \quad p := 19 \cdot k_z = 19.95$$

$$\Delta p := \frac{p_1 - p}{p} \cdot 100 = 2.648$$

Определение геометрических параметров передачи

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

Число звеньев цепи

$$L_t := \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left( \frac{(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = 122.463 \quad L_t' := 122$$

Уточняем межосевое расстояние

$$a' := \frac{t}{4} \cdot \left( L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( \left( L_t' - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right)} \right) = 1.515 \cdot 10^3$$

$$a'' := 0.997 \cdot a' = 1.511 \cdot 10^3$$

$$a'' := 1511$$

Определяем делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек

$$d_1 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = 267.716 \quad d_2 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = 740.111$$

**Определяем наружные диаметры ведущей и ведомой звёздочек**

Геометрическая характеристика зацепления

$$\lambda_1 := \frac{t}{d_1'} = 1.714$$

Коэффициент высоты зуба

$$K := 0.575$$

Наружные диаметры ведущей и ведомой звездочек

$$D_{e1} := t \cdot \left( K + \cot\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) \right) = 286.899 \quad D_{e2} := t \cdot \left( K + \cot\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) \right) = 761.037$$

Проверка коэффициента запаса прочности

$$s := \frac{F_P}{F_t \cdot 1.25 + q \cdot V'^2 + \frac{9.81 \cdot 1 \cdot q \cdot a''}{1000}} = 32.804 \quad s' := 9.8$$

Определение силы, действующей на валы

$$F_B := F_t \cdot 1.1 = 3.246 \cdot 10^3$$

## Расчёт и конструирование быстроходного вала

$$T_{\text{б}} := 9.109 \cdot 10^4$$

$$d_{\text{б}} := \sqrt[3]{\frac{T_{\text{б}}}{0.2 \cdot 25}} = 26.313 \quad d_{\text{б}} := 40 \quad l_{\text{б}} := 82 \quad r_{\text{б}} := 2 \quad c_{\text{б}} := 1.6$$

Размеры шпонок

$$l_{\text{шб1}} := 70 \quad b_{\text{б1}} := 12 \quad h_{\text{б1}} := 8 \quad t_{1\text{б1}} := 5 \quad t_{2\text{б1}} := 3.3 \quad s_{\text{б}} := 0.3$$

$$l_{\text{шб2}} := 56 \quad b_{\text{б2}} := 16 \quad h_{\text{б2}} := 10 \quad t_{1\text{б2}} := 6 \quad t_{2\text{б2}} := 4.3$$

$$d_{\text{зб}} := 48$$

$$d' := d_{\text{зб}} \cdot 0.8 = 38.4 \quad 38.4 \leq d_{\text{б}} \quad d_{\text{б}} = 40$$

Конструирование быстроходного вала

Диаметр под подшипник

$$d_{\text{п1}} := d_{\text{б}} + 5 = 45$$

Диаметр заплечика

$$d_{\text{з1}} := d_{\text{п1}} + 10 = 55$$

(Зацепление через шпонку, шестерня отдельная деталь)

$$d_{\text{ф1}} = 69.375$$

$$l_{\text{сб}} := b_1 = 68$$

Подшипники ГОСТ 8338-75 309

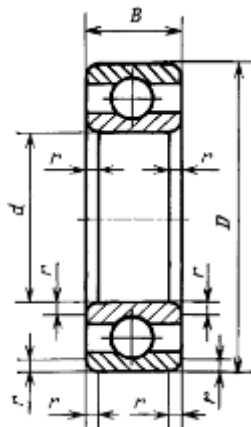


Рисунок 4 - Конструкция подшипника

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

$$\frac{D_{\text{б}} - d_{\text{бп}}}{2} = 27.5 \quad r_{\text{б}} := 0.4 \cdot (D_{\text{б}} - d_{\text{бп}}) = 22$$

Длина участка под правым подшипником

$$l_{\text{п1}} := B_{\text{п1}} + 0 = 25$$

Расчёт и конструирование тихоходного вала

$$T_{\text{т}} := 3.936 \cdot 10^5$$

$$d_{\text{т}} := \sqrt[3]{\frac{T_{\text{т}}}{0.2 \cdot 15}} = 50.813 \quad d_{\text{т}} := 52 \quad l_{\text{т}} := 82 \quad r_{\text{т}} := 2.5 \quad c_{\text{т}} := 2$$

## Размеры шпонок

$$l_{wT1}:=70 \quad b_T:=16 \quad h_T:=10 \quad t_{1T}:=6 \quad t_{2T}:=4.3 \quad s_T:=0.3$$

$$l_{\omega T2}:=56 \quad b_T:=18 \quad h_T:=11 \quad t_{1T}:=7 \quad t_{2T}:=4.3$$

Диаметр под подшипник

$$d_{\Gamma 2} := d_T + 8 = 60$$

Диаметр под ступицу

$$d_{C1} := d_{\pi 2} + 5 = 65$$

Диаметр упорного буртика

$$d_{y_B} := d_{C_1} + 10 = 75$$

# Подшипник ГОСТ 8338-75 312

$$D_I := 130 \quad d_{II} := 60 \quad B_{II2} := 31 \quad r_{II2} := 3.5$$

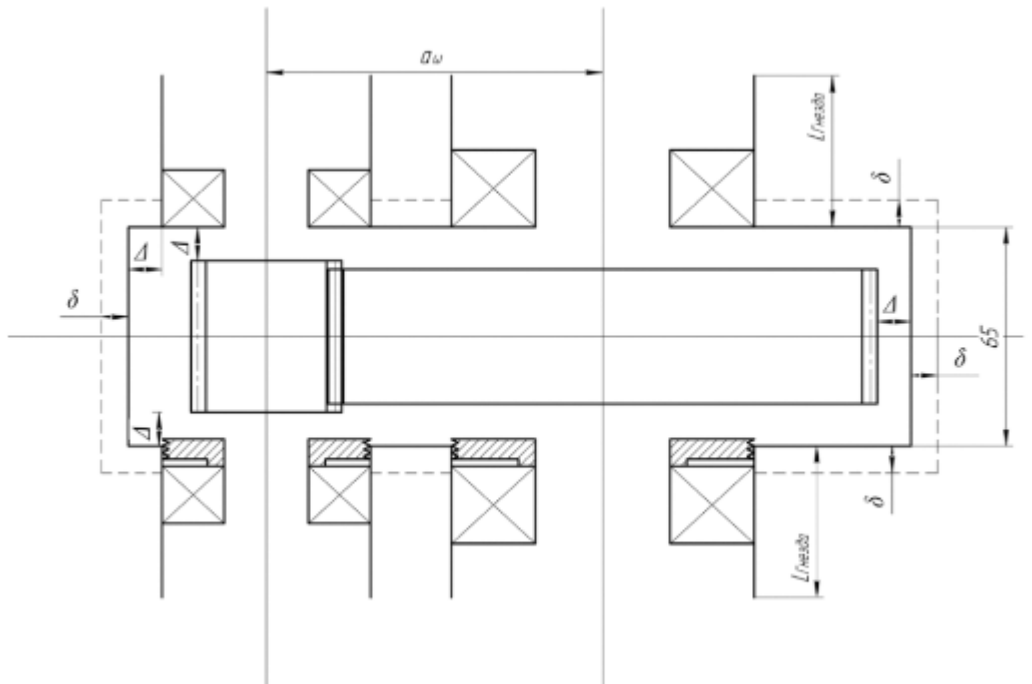
$$\frac{D_T - d_{TT}}{2} = 35 \quad r_T := 0.4 \cdot (D_T - d_{TT}) = 28$$

Длина участка вала под ступицу

$$l_c := b_2 = 63$$

Длина участка вала под подшипник

$$l_{\Pi_2} := B_{\Pi_2} + 1 = 32$$



### Рисунок 5 - Схема компоновки

## Корпус редуктора

Толщина стенки редуктора

$$\delta := 10$$

### Диаметр фундаментных болтов

$$d_{\varepsilon_1} := 20$$

$$l_{\omega T1} := 70$$

Диаметр болтов у подшипников

$$d_{Б2} := 16$$

Диаметр болтов на фланце корпуса

$$d_{Б3} := 12$$

Диаметр штифтов

$$d_{штифт} := d_{Б3} = 12$$

Длина подшипниковых гнёзд

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

Окружная скорость

$$V = 2.76 \quad 2.27 < 3$$

**Установка мазеудерживающих колец**

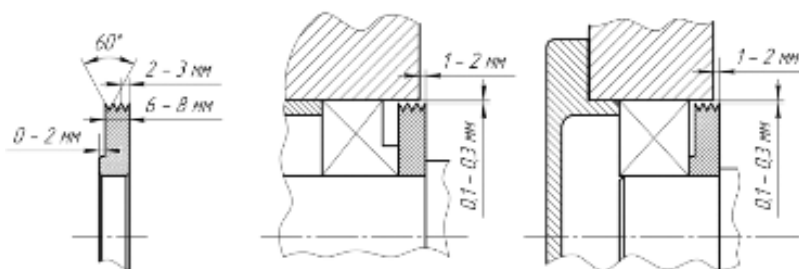


Рисунок 6 - Конструкция мазеудерживающего кольца, подшипниковые узлы с использованием пластичного смазочного материала

Крышки торцевые (накладные)

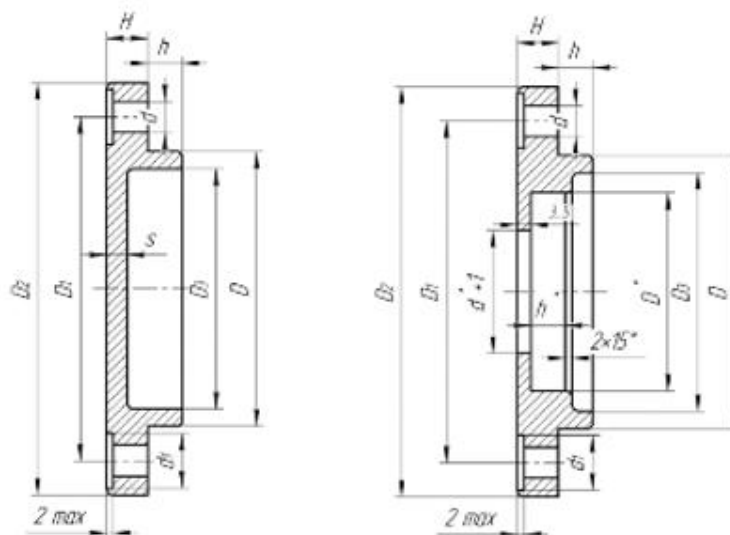


Рисунок 7 - Конструкция торцевых (накладных) крышек

Крышки быстроходного вала

$$D_Б = 100 \quad D_{БК1} := D_Б + 25 = 125 \quad D_{БК2} := D_Б + 50 = 150 \quad D_{БК3} := D_Б - 15 = 85$$

$$d_{БК} := 11 \quad d_{БК1} := 22 \quad M_1 := 10 \quad n_{К1} := 6 \quad H_{К1} := 15$$

h1 - от 5 до 30  $S_{K1} := 7$

Крышки для тихоходного вала

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

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

h2 - от 5 до 30  $S_{K2} := 7$

# Ли́ра



Рисунок 8 - Эпюра Мх

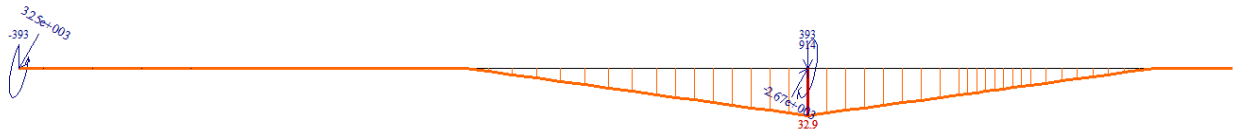


Рисунок 9 - Эпюра Мy

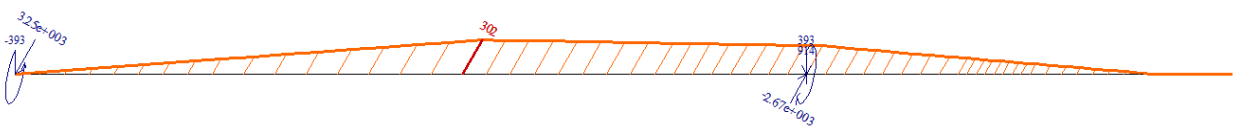


Рисунок 10 - Эпюра Мz

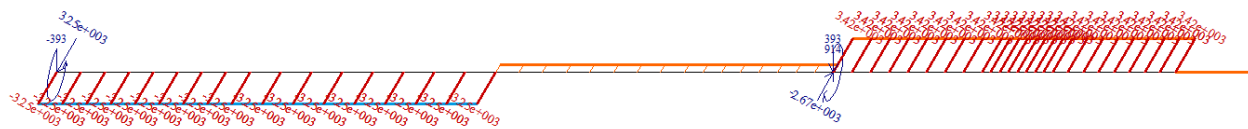


Рисунок 11 - Эпюра Qy



Рисунок 12 - Эпюра Qz

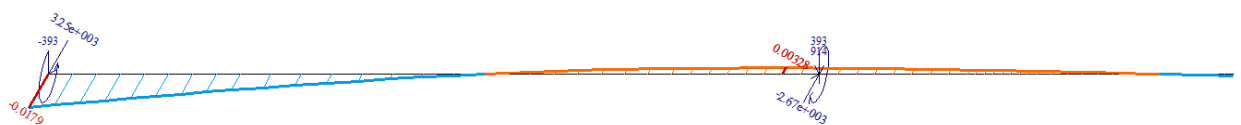


Рисунок 13 – Эпюра f<sub>y</sub>

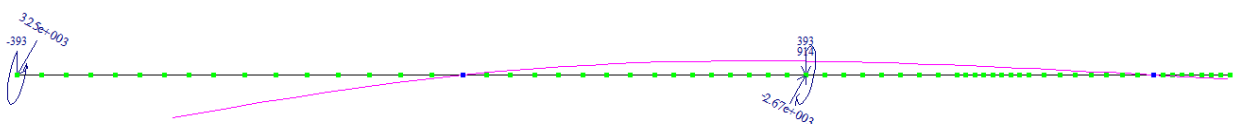


Рисунок 14 – Эпюра перемещений



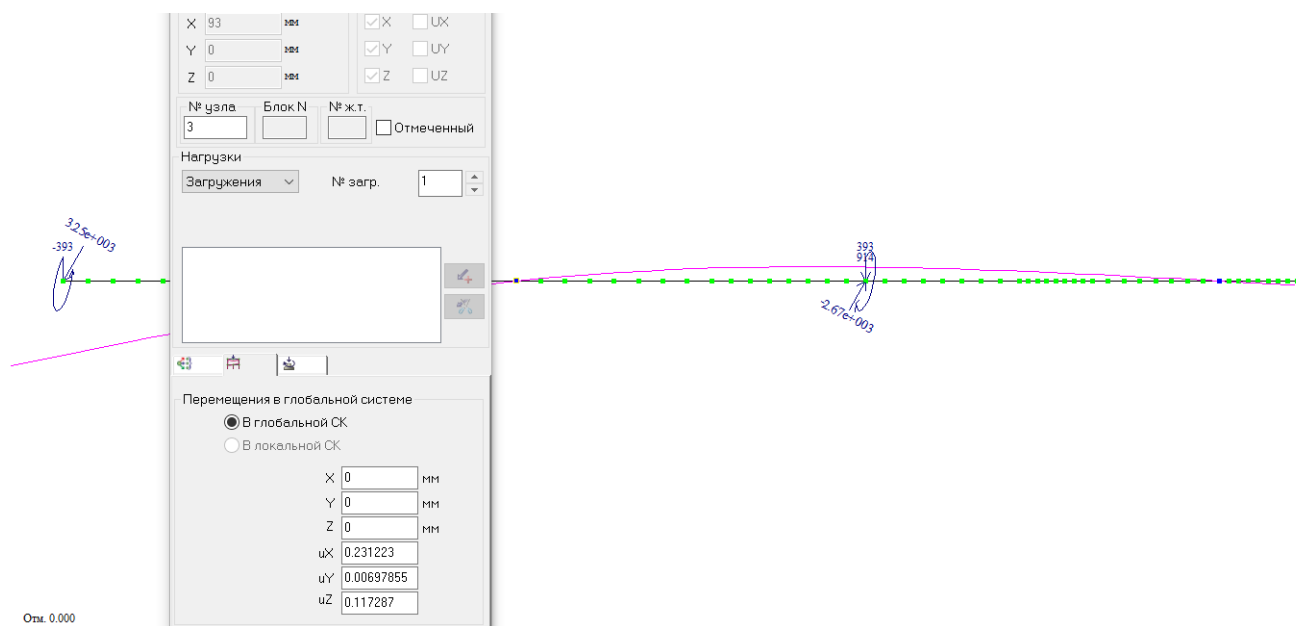


Рисунок 15 - Перемещение на левой опоре

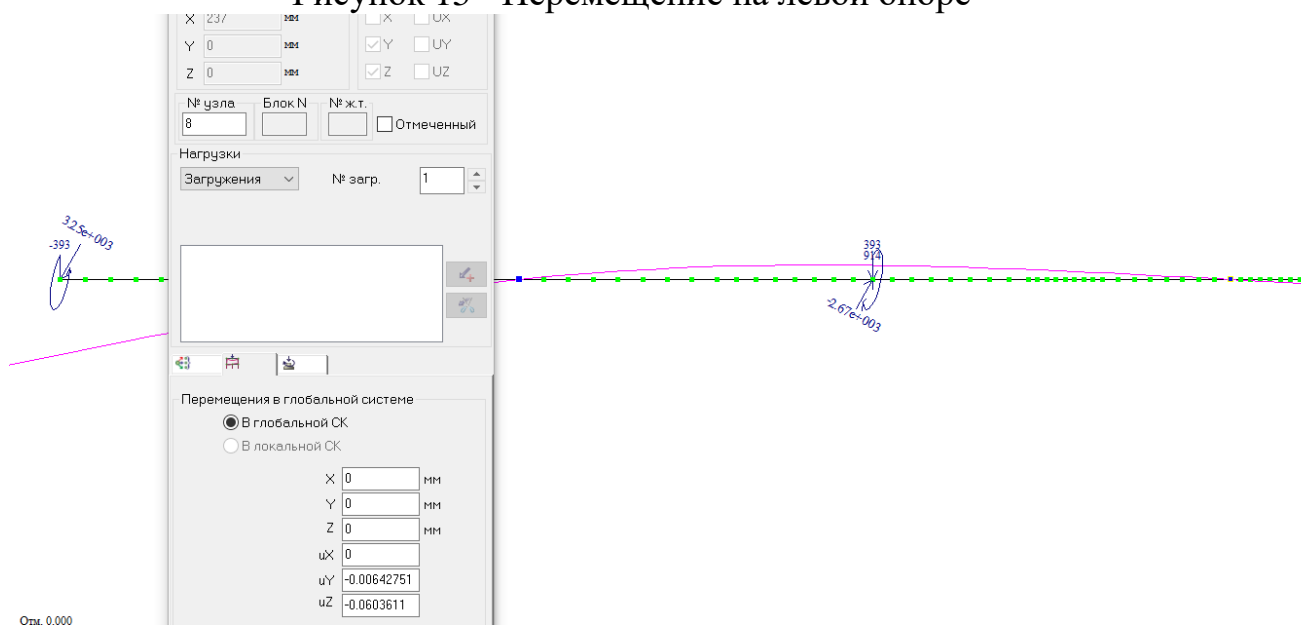


Рисунок 16 - Перемещение на правой опоре

## Расчет на жесткость тихоходного вала

$$T_7 = 3.936 \cdot 10^5 \quad M_{k2} := 393600 \quad [\text{Н} \cdot \text{мм}]$$

$$M_x := 393000 \quad [\text{Н} \cdot \text{мм}]$$

$$M_y := 32900 \quad [\text{Н} \cdot \text{мм}]$$

$$M_{\text{экв}i} = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2 + T_i^2}$$

$$M_{\text{экв}} := \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{k2}^2} = 5.572 \cdot 10^5$$

$$d_{\text{прое.}} := \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0.1 \cdot 60}} = 45.284$$

Резерв прочности вала

$$\delta := \left( \frac{d_{c1} - d_{\text{прое.}}}{d_{c1}} \right) \cdot 100 = 30.332 \%$$

Диаметр ступицы получился меньше рассчитанного ранее. Условие прочности при совместном действии изгибающих и крутящего момента удовлетворяются. Резерв прочности вала составляет 30,332 %.

Жесткость вала по прогибу

$f_y, \text{ мм}$	$f_x, \text{ мм}$	$f_{\text{max}} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$	$[f]$	резерв (раз)
-0,0179	0	0,0179	0,013	0,73

Жесткость вала по углу поворота сечения на левой опоре

$\theta_{Ayz}, \text{ рад}$	$\theta_{Axz}, \text{ рад}$	$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_{Ayz}^2 + \theta_{Axz}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
0,000117287	0,000007	0,000117496	0,005	42,55

Жесткость вала по углу поворота сечения на правой опоре

$\theta_{Byz}, \text{ рад}$	$\theta_{Bxz}, \text{ рад}$	$\theta_{B\Sigma} = \sqrt{\theta_{Byz}^2 + \theta_{Bxz}^2}$	$[\theta]$	резерв (раз)
-0,00006036	-0,00000643	6,07015E-05	0,005	82,37

Рисунок 17 - Расчет на жесткость тихоходного вала

В результате анализа данных можно сделать вывод, что условия жёсткости выходного вала удовлетворяются.

## Inventor



Рисунок 18 – Схема вала

Материал		Сталь
Модуль упругости E		206000 МПа
Модуль жесткости G		80000 МПа
Плотность $\rho$		7860 кг/м <sup>3</sup>

Рисунок 19 - Параметры при расчете

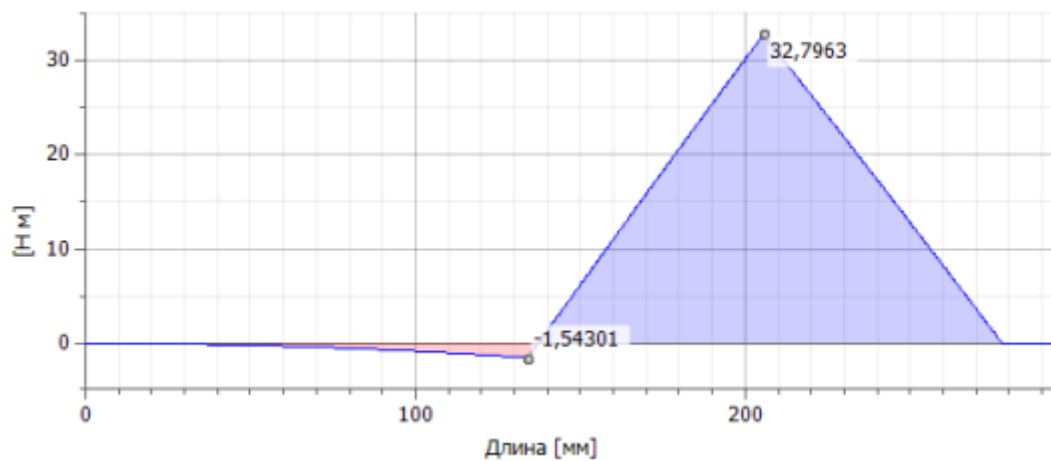


Рисунок 20 - Эпюра  $M_u$

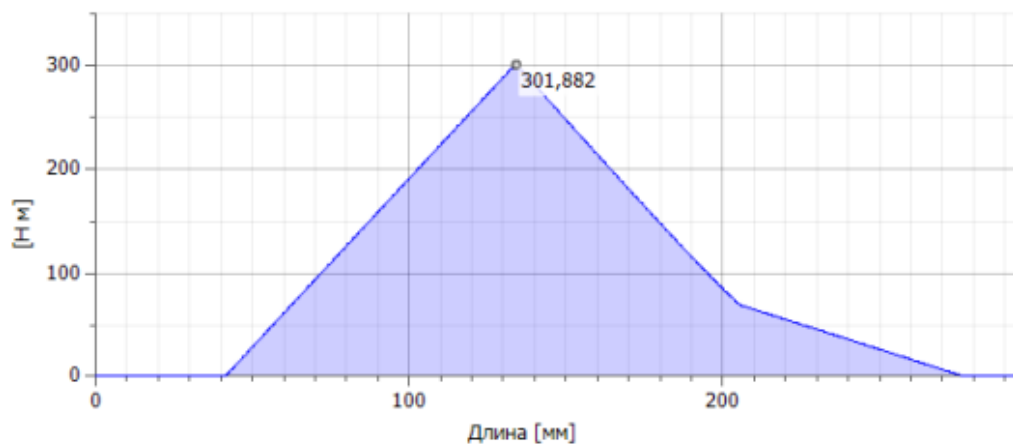


Рисунок 21 - Эпюра  $M_z$

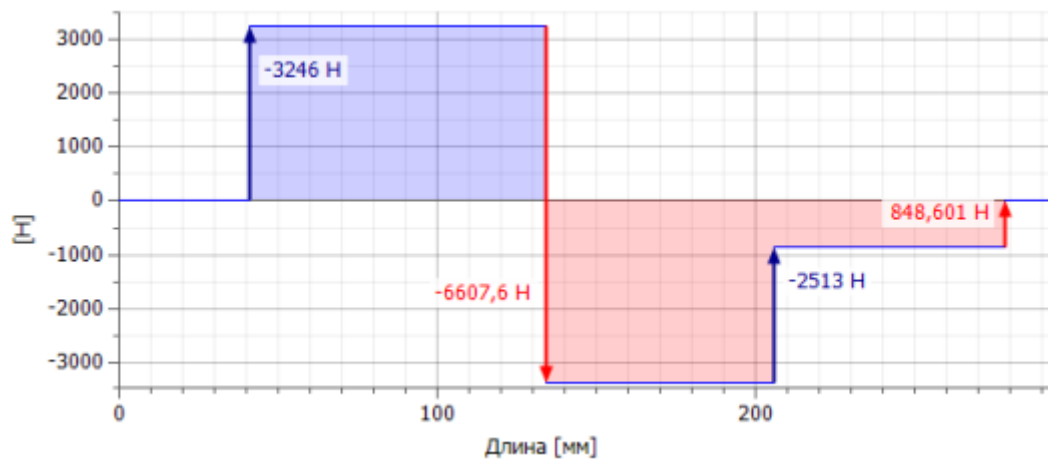


Рисунок 22 - Эпюра  $Q_y$

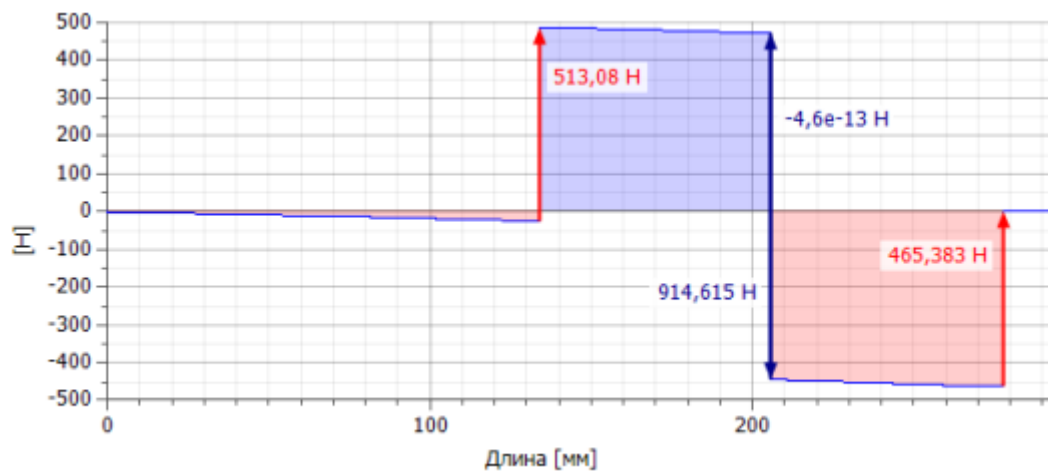


Рисунок 23 - Эпюра  $Q_z$

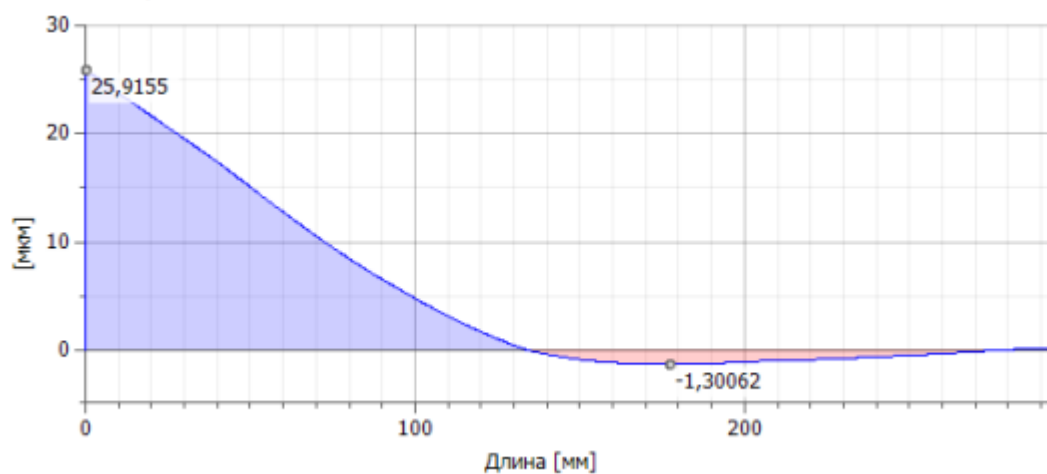


Рисунок 24 - Эпюра  $f_y$

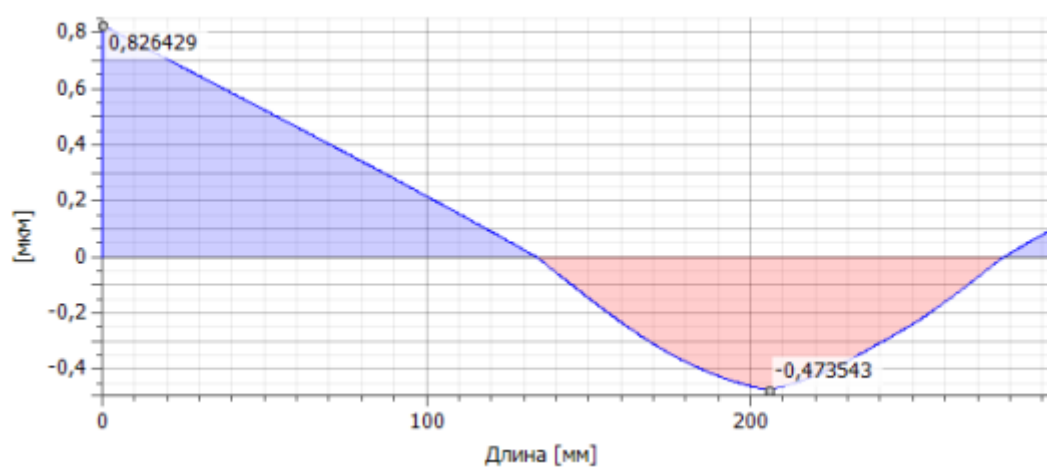


Рисунок 25 - Эпюра  $f_z$

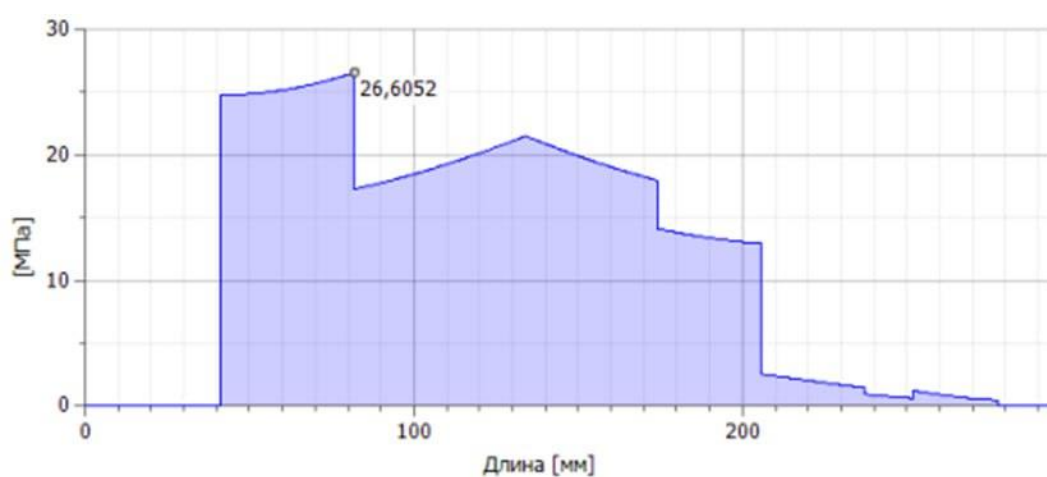


Рисунок 26 – Эпюра приведённого напряжения

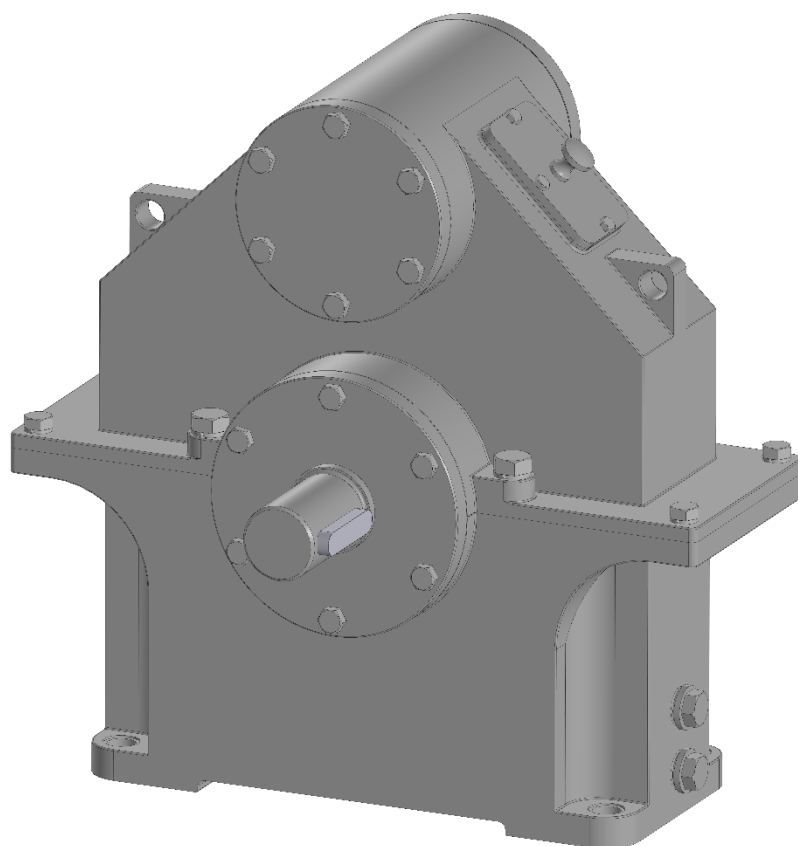


Рисунок 27 – Редуктор

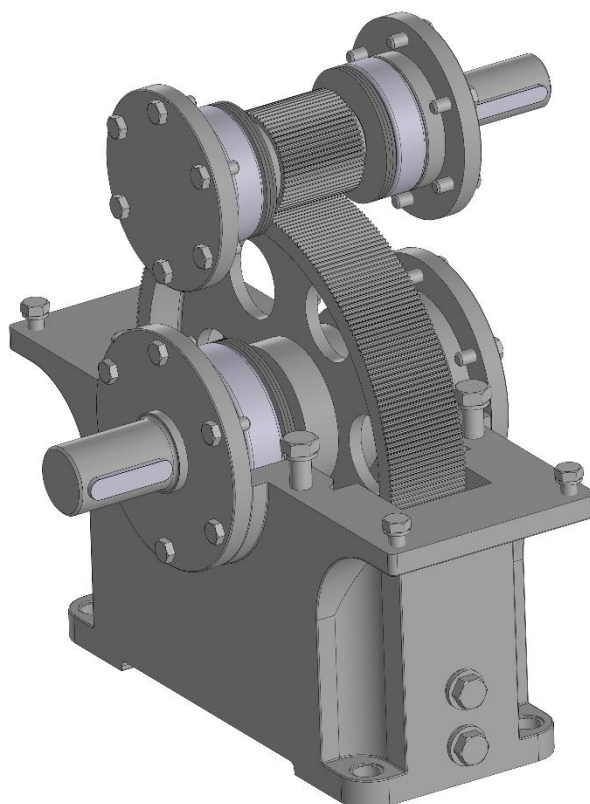


Рисунок 28 - Редуктор без крышки

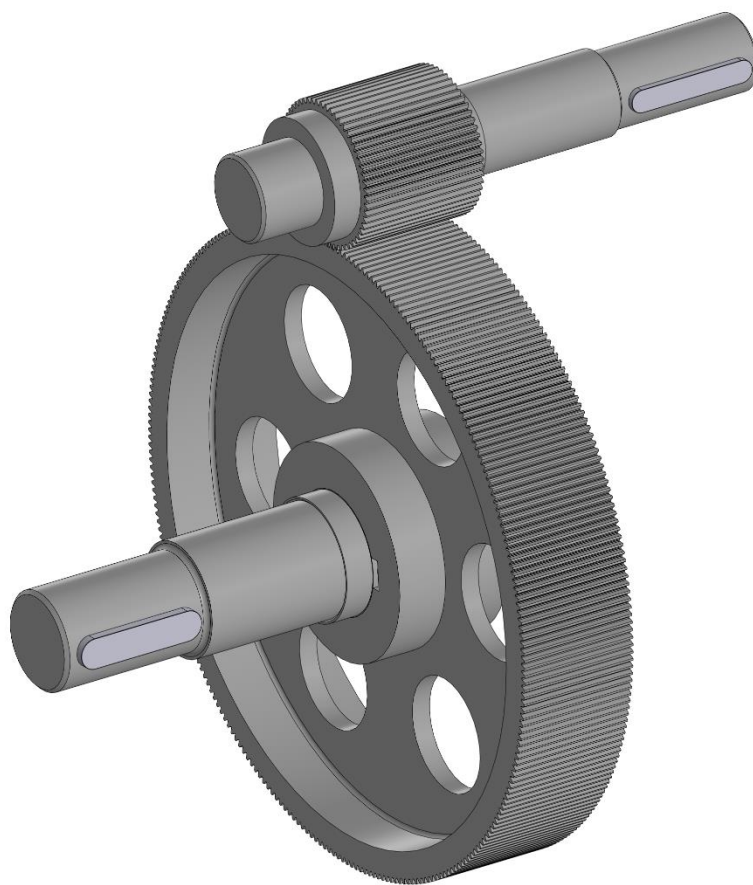


Рисунок 29 - Зубчатое соединение

## 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 учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. - 2-е изд., испр.: - М.: Высш. Шк., 2005. -- 309 с.: ил. ISBN5-06-004806-3.