

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:	_____	/ Дмитриева Ю.М.,	211-324
	<i>подпись</i>	<i>ФИО,</i>	<i>группа</i>

Преподаватель:	_____	/ Толстиков А.В., к.т.н.
	<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 10-5.

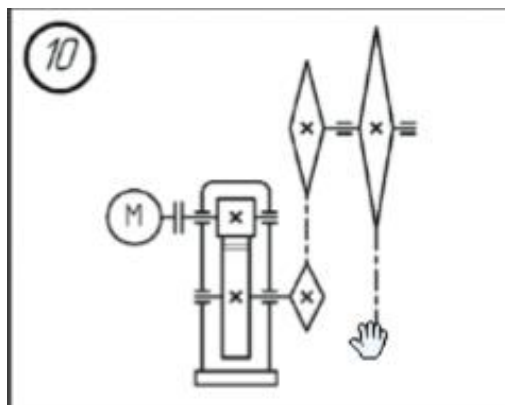


Рисунок 1 - Кинематическая схема привода

Нагрузка - постоянная;

Вид передач - нереверсивные;

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

Срок службы подшипников - 20000 часов;

Диаметр барабана – $D = 0.5$ м

Тяговое усилие на цепи – $F = 4$ кН

Скорость движения цепи – $v = 1$ м/с

ОГЛАВЛЕНИЕ

Расчет редуктора	4
Расчет закрытой передачи	7
Расчет открытой передачи.....	13
Расчет валов	16
Компоновка редуктора	21
Конструирование корпуса	26
Лира	27
Расчет на жесткость тихоходного вала	29
Inventor	30
СПИСОК ИСТОЧНИКОВ.....	35

Расчет редуктора

Найдем общий КПД привода, он равен произведению частных КПД.

$\eta_{\text{м.}} := 1$ - КПД муфты

$\eta_{\text{з.н.ч.}} := 0.97$ - среднее значение КПД закрытой передачи

$\eta_{\text{о.н.ч.}} := 0.91$ - среднее значение КПД открытой передачи

$\eta_{\text{н.н.}} := 0.99$ - КПД одной пары подшипников

$n := 3$ - число пар подшипников

$\eta_{\Sigma} := \eta_{\text{м.}} \cdot \eta_{\text{з.н.ч.}} \cdot \eta_{\text{о.н.ч.}} \cdot \eta_{\text{н.н.}}^n = 0.856$ - общий КПД привода

$P_{\text{р.в.}} := F \cdot v = 4$ кВт - мощность на валу рабочего органа привода

$P_{\text{тр.эд.}} := \frac{P_{\text{р.в.}}}{\eta_{\Sigma}} = 4.67$ кВт - требуемая электромощность двигателя

Выбор электродвигателя

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

$u_{\text{о.н.ч.}} := 3$ - рекомендуемое передаточное число открытой передачи (цепная)

$u_{\text{з.н.ч.}} := 4$ - рекомендуемое передаточное число закрытой передачи (цилиндрическая)

$\omega_{\text{р.в.}} := \frac{2 \cdot v}{D} = 4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ - угловая скорость рабочего вала

$u_{\Sigma \text{рек}} := u_{\text{з.н.ч.}} \cdot u_{\text{о.н.ч.}} = 12$ - возможное среднее рекомендуемое передаточное число привода

$n_{\text{тр.эд.}} := \frac{30 \cdot \omega_{\text{р.в.}} \cdot u_{\Sigma \text{рек}}}{\pi} = 458.366$ об/мин - требуемая частота вращения вала электродвигателя

Тип двигателя	Исполнение	Мощность, кВт	Число полюсов	Частота вращения, об/мин	T _{мех} /T _{ном}	Диаметр вала, мм
АНР132М8	IM1001 - 1082	5,5	8	712	2,2	38

Рисунок 2 - Характеристики электродвигателя

$n_{эд} := 712$ об/мин - частота вращения двигателя

$$\omega_{эд} := \frac{\pi \cdot n_{эд}}{30} = 74.56 \text{ рад/с} - \text{угловая скорость вала электродвигателя}$$

$$u_{\Sigma} := \frac{\omega_{эд}}{\omega_{р.в.}} = 18.64 - \text{общее передаточное число привода}$$

$$u_{з.н.} := \frac{u_{\Sigma}}{u_{о.н.ц.}} = 6.213 - \text{передаточное число закрытой передачи}$$

$$u_{з.н.звездочка} := 6.3$$

$$u_{о.н.звездочка} := \frac{u_{\Sigma}}{u_{з.н.звездочка}} = 2.959 - \text{передаточное число открытой передачи}$$

Определение угловых скоростей валов

$$\omega_1 := \omega_{эд} = 74.56 \text{ рад/с} - \text{угловая скорость 1-го вала}$$

$$\omega_2 := \omega_1 = 74.56 \text{ рад/с} - \text{угловая скорость 2-го вала}$$

$$\omega_3 := \frac{\omega_2}{u_{з.н.звездочка}} = 11.835 \text{ рад/с} - \text{угловая скорость 3-го вала}$$

$$\omega_4 := \frac{\omega_3}{u_{о.н.звездочка}} = 4 \text{ рад/с} - \text{угловая скорость 4-го вала}$$

Определение частоты вращения валов

$n_1 := n_{\text{эд}} = 712$ об/мин - частота вращения 1-го вала

$n_2 := n_1 = 712$ об/мин - частота вращения 2-го вала

$n_3 := \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = 113.016$ об/мин - частота вращения 3-го вала

$n_4 := \frac{30 \cdot \omega_4}{\pi} = 38.197$ об/мин - частота вращения 4-го вала

Определение мощностей на валах

$P_1 := P_{\text{тр.эд}} = 4.67$ Вт - мощность 1-го вала

$P_2 := P_1 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{н.н}} = 4.624$ Вт - мощность 2-го вала

$P_3 := P_2 \cdot \eta_{\text{з.н.ч}} \cdot \eta_{\text{н.н}} = 4.44$ Вт - мощность 3-го вала

$P_4 := P_3 \cdot \eta_{\text{о.н.ч}} \cdot \eta_{\text{н.н}} = 4$ Вт - мощность 4-го вала

Определение вращающих моментов на валах

$T_1 := \frac{P_1}{\omega_1} = 0.063$ Нм - вращающий момент 1-го вала

$T_2 := \frac{P_2}{\omega_2} = 0.062$ Нм - вращающий момент 2-го вала

$T_3 := \frac{P_3}{\omega_3} = 0.375$ Нм - вращающий момент 3-го вала

$T_4 := \frac{P_4}{\omega_4} = 1$ Нм - вращающий момент 4-го вала

Анализ результатов кинематического расчета

Валы привода	Величины				Передаточные числа
	ω , рад/с	n , об/мин	P , кВт	T , кН * м	
1	74.56	712	4.67	0.063	$u_{ол}^* = 2.959$
2	74.56	712	4.624	0.062	
3	11.835	113.016	4.44	0.375	$u_{эл}^* = 6.3$
4	4	38.197	4	1	

Рисунок 3 - Результаты кинематического расчета привода

Расчет закрытой передачи

Вращающий момент

$$T'_1 := T_2 \cdot 10^6 = 6.201 \cdot 10^4 \text{ Н * мм}$$

$$T'_2 := T_3 \cdot 10^6 = 3.752 \cdot 10^5 \text{ Н * мм}$$

Угловая скорость

$$\omega'_1 := \omega_2 = 74.56 \text{ рад/с}$$

$$\omega'_2 := \omega_3 = 11.835 \text{ рад/с}$$

Частота вращения

$$n'_1 := n_2 = 712 \text{ об/мин}$$

$$n'_2 := n_3 = 113.016 \text{ об/мин}$$

Передаточное число

$$u_{12} := \frac{n'_1}{n'_2} = 6.3 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Коэффициенты

$$c := 1$$

$$K_{HL} := 1 \quad K_{FL} := 1 \quad - \text{долговечность для редукторостроения}$$

$$S_H := 1.2 \quad S_F := 1.8 \quad - \text{безопасности}$$

$K_{FC} := 1$ - нереверсивное движение

Размер заготовок для прямозубой передачи

$$d_{1загот} := 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_2}{c \cdot u_{12}^2}} = 63.431$$

$$d_{2загот} := d_{1загот} \cdot u_{12} = 399.613$$

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

$HB_2 := 180$ - твердость

$\sigma_{B2} := 520$ МПа - предел прочности

$\sigma_{T2} := 290$ МПа - предел текучести

Предел выносливости зубьев при базовом числе циклов переменных напряжений изгиба

$$\sigma_{Flimb2} := 1.8 \cdot HB_2 = 324 \text{ МПа}$$

Предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$\sigma_{Hlimb2} := 2 \cdot HB_2 + 70 = 430 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot K_{HL} = 358.333 \text{ МПа} - \text{допускаемое контактное напряжения на зубчатом колесе}$$

$$\sigma_{F2} := \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = 180 \text{ МПа} - \text{допускаемое напряжение изгиба для зубчатого колеса}$$

$$HB_1 := HB_2 \cdot \sqrt[6]{u_{12}} = 244.622 - \text{твердость}$$

Материал шестерни: сталь 30ХГС, прокат, термообработка - улучшение, диаметр заготовки до 80 мм.

$HB_I := 250$ - твердость

$\sigma_{BI} := 860$ МПа - предел прочности

$\sigma_{TI} := 730$ МПа - предел текучести

$\sigma_{HlimbI} := 2 \cdot HB_I + 70 = 570$ МПа - предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$\sigma_{FlimbI} := 1.8 \cdot HB_I = 450$ МПа - предел выносливости зубьев при базовом числе циклов переменных напряжений изгиба

$\sigma_{HI} := \frac{\sigma_{HlimbI}}{S_H} \cdot K_{HL} = 475$ МПа - допускаемое напряжение для шестерни

$\sigma_{FI} := \frac{\sigma_{FlimbI}}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} = 250$ МПа - допускаемое напряжение изгиба для шестерни

$\sigma_H := \sigma_{H2} = 358.333$ МПа - расчетное контактное напряжение

$a := \frac{\sigma_{HI} + \sigma_{H2}}{2} = 416.667$ МПа

Определение параметров зацепления и размеров зубчатых колес

$K_H := 1.2$ - коэффициент нагрузки

$\psi_{ba\omega} := 0.315$ - коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию

$C := 310$ - для прямозубых передач

$\beta := 0^\circ$ - угол наклона

Минимальное расчетное межосевое расстояние из условий контактной прочности

$$a_\omega := (u_{I2} + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{C}{\sigma_H \cdot u_{I2}}\right)^2 \cdot \frac{T'_2 \cdot K_H}{\psi_{ba\omega}}} = 218.864$$

$a'_\omega := 225$ - ближайшее стандартное значение

$m_n := 0.01 \cdot a'_\omega = 2.25$ мм - модуль внешнего зацепления

$$z_c := \frac{2 \cdot a'_\omega}{m_n} = 200 \quad - \text{ суммарное число зубьев}$$

$$z_1 := \frac{z_c}{u_{12} + 1} = 27.397 \quad - \text{ число зубьев шестерни}$$

$$z_1 := \text{round}(z_1) = 27$$

$$z_2 := z_c - z_1 = 173 \quad - \text{ число зубьев колеса}$$

$$u'_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 6.407 \quad - \text{ уточнение передаточного числа}$$

$$\text{delta_}u := \left| \frac{u_{12} - u'_{12}}{u_{12}} \right| \cdot 100 = 1.705 \quad - \text{ расхождение с исходным значением}$$

Определение основных геометрических размеров передачи

Диаметры делительных окружностей

$$d_1 := m_n \cdot z_1 \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} = 60.75 \quad d_2 := m_n \cdot z_2 \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} = 389.25$$

$$d'_2 := d_2$$

$$a_\omega := \frac{d_2 + d_1}{2} = 225 \quad - \text{ проверка}$$

Диаметры окружностей выступов

$$d_{a1} := d_1 + 2 \cdot m_n = 65.25 \quad d_{a2} := d_2 + 2 \cdot m_n = 393.75$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} := d_1 - 2.5 \cdot m_n = 55.125 \quad d_{f2} := d_2 - 2.5 \cdot m_n = 383.625$$

Ширина зубчатых колес

$$b_2 := \psi_{ba\omega} \cdot a'_\omega = 70.875 \quad b_2 := \text{floor}(b_2) = 70$$

$$b_1 := b_2 + 5 = 65 \quad b_1 := \text{floor}(b_1) = 65 \quad b_2 := 60$$

Проверочный расчет передачи

$$\psi_{bd} := \frac{b_2}{d_1} = 0.988 \quad - \text{коэффициент ширины относительно диаметра}$$

$$v := \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 1000} = 2.265 \quad - \text{окружная скорость}$$

Степень точности изготовления колес - 8

Степень точности изготовления зубчатых передач				
Степень точности	Окружная скорость передач $V_{м/с}$			
	Прямые зубья в передачах		Непрямые зубья в передачах	
	цилиндрической	конической	цилиндрической	конической
5 и более	св. 15	св. 12	св. 30	св. 20
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	до 10	до 8	до 15	до 10
8	до 6	до 4	до 10	до 7
9	до 2	до 1,5	до 4	до 3

Рисунок 4 - Степень точности изготовления зубчатых передач

$$K_{H\alpha} := 1 \quad - \text{коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями}$$

$$K_{H\beta} := 1.05 \quad - \text{коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца}$$

$$K_{Hv} := 1.05 \quad - \text{динамический коэффициент}$$

$$K'_H := K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.103 \quad - \text{уточнение коэффициента нагрузки}$$

$$\sigma'_H := \frac{C}{a'_\omega \cdot u'_{12}} \cdot \sqrt[2]{\frac{T'_2 \cdot K'_H}{b_2} (u'_{12} + 1)^3} = 359.93 \quad - \text{условие прочности}$$

$$\text{delta}_\sigma := \frac{\sigma_H - \sigma'_H}{\sigma_H} \cdot 100 = -0.445$$

Значения коэффициента формы зуба для зубчатых передач

$$Y_{F1} := 3.8$$

$$Y_{F2} := 3.6$$

Сравнительная оценка прочности на изгиб

$$\frac{\sigma_{F1}}{Y_{F1}} = 65.789$$

$$\frac{\sigma_{F2}}{Y_{F2}} = 50$$

Значения коэффициента формы зуба Y_F для зубчатых передач по ГОСТ 21354–87 [17]									
z или Z_v	17	20	25	30	40	50	60	80	100 и более
Y_F	4,18	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60

Рисунок 5 - Значение коэффициента формы зуба

$K_{F\alpha} := 1$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$K_{F\beta} := 1.13$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца

$K_{Fv} := 1.45$ - коэффициент динамичности

$K_F := K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1.639$ - коэффициент нагрузки

$Y_\beta := 1 - \frac{\beta}{140} = 1$ - коэффициент учитывающий наклон зубьев

$$\sigma'_{F1} := \frac{2 \cdot T'_1 \cdot K_F}{z_1 \cdot b_1 \cdot m_n^2} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta = 75.325$$

$$\sigma'_{F2} := \frac{2 \cdot T'_2 \cdot K_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m_n^2} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta = 84.223$$

$$\sigma_{F1} = 250$$

$$\sigma_{F2} = 180$$

$$\alpha := 20^\circ$$

Окружные силы

$$F_{t2} := \frac{2 \cdot T'_1}{d_1} = 2.042 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_{t1} := F_{t2} = 2.042 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Радиальные силы

$$F_{r1} := F_{t1} \cdot \tan(\alpha) = 743.049 \text{ Н}$$

$$F_{r2} := F_{r1} = 743.049 \text{ Н}$$

Силы нормального давления

$$F_{n1} := \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha)} = 2.173 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$F_{n2} := F_{n1} = 2.173 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Расчет открытой передачи

$$T'_1 := T_3 \cdot 10^6 = 3.752 \cdot 10^5 \text{ Н*мм} - \text{вращающий момент на ведущей звездочке}$$

$$n'_1 := n_3 = 113.016 \text{ об/мин} - \text{частота вращения на ведущей звездочке}$$

$$P'_1 := P_3 \cdot 10^3 = 4.44 \cdot 10^3 \text{ Вт} - \text{мощность на ведущей звездочке}$$

$$u_{12} := u_{\text{о.н.звездочка}} = 2.959 - \text{передаточное число открытой цепной}$$

$$z_1 := 31 - 2 \cdot u_{12} = 25.083 - \text{число зубьев ведущей}$$

$$z_1 := 25 - \text{принимаем}$$

$$z_2 := z_1 \cdot u_{12} = 73.969 - \text{число зубьев ведомой звездочки}$$

$$z_2 := 74 - \text{принимаем}$$

$$u'_{12} := \frac{z_2}{z_1} = 2.96 - \text{уточнение передаточного отношения}$$

$$\text{delta}_u := \left| \frac{u_{12} - u'_{12}}{u_{12}} \right| \cdot 100 = 0.042 - \text{расхождение с исходным значением}$$

$$K_d := 1.5 - \text{коэффициент при толчкообразной, переменной нагрузке}$$

$$K_a := 1 \text{ при } a = (30 \dots 50)t$$

$$K_H := 1.25 - \text{коэффициент при наклоне свыше } 60^\circ.$$

$$K_p := 1.25 - \text{коэффициент при периодическом регулировании}$$

$$K_{cm} := 1.4 - \text{коэффициент при периодической смазке}$$

$$K_n := 1 - \text{коэффициент при односменной работе}$$

$$p := 29$$

$$K_3 := K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_{cm} \cdot K_n = 3.281 \quad \text{- коэффициент эксплуатации}$$

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T'_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot p \cdot 1}} = 33.404 \text{ мм} \quad \text{- определяем шаг цепи}$$

$$t := 38 \text{ мм} \quad \text{- согласно ГОСТ принимаем цепь с данным шагом}$$

t	B _{ВН}	d	d' ₁	h	b	F _p , Н	q, кг/м	S, мм ²
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	124587	5,5	394

Рисунок 6 - Параметры выбранной цепи

$$d_{1,z} := 22.23 \quad F_p := 124587 \quad q := 5.5 \quad S := 394$$

Проверка условия обеспечения износостойкости

$$p_{табл} := 19$$

$$V := \frac{z_1 \cdot n'_1 \cdot t}{60000} = 1.794 \text{ м/с} \quad \text{- скорость цепи}$$

$$F_t := \frac{P'_1}{V} = 2.475 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad \text{- окружная сила}$$

$$p := \frac{F_t \cdot K_3}{S} = 20.61 \text{ МПа} \quad \text{- условие износостойкости}$$

$$p' := p_{табл} \cdot (1 + 0.01 \cdot (z_1 - 17)) = 20.52 \text{ МПа} \quad \text{- допускаемое давление в шарнире}$$

$$\Delta p := \frac{p - p'}{p} \cdot 100 = 0.436 \quad \text{- определяем недогрузку}$$

Определение геометрических параметров передачи

$$a := 40 \cdot t = 1.524 \cdot 10^3 \text{ мм} \quad \text{- межосевое расстояние}$$

$$L_t := \frac{2 \cdot a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a} = 131.02 \quad \text{- число звеньев цепи}$$

$$L_t := 132$$

Уточняем межосевое расстояние

$$a' := \frac{t}{4} \left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \pi} \right)^2} \right) = 1.543 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

$$a'' := 0.997 \cdot a' = 1.538 \cdot 10^3 \text{ мм - монтажное межосевое расстояние}$$

$$a'' := 1538 \text{ мм}$$

Делительные диаметры ведущей и ведомой звездочки

$$d_1 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = 303.99 \text{ мм}$$

$$d_2 := \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = 897.713 \text{ мм}$$

Зависимость коэффициента высоты зуба от геометрической характеристики зацепления

λ	1,40...1,50	1,50...1,60	1,60...1,70	1,70...1,80	1,80...2,00
K	0,480	0,532	0,555	0,575	0,565

Рисунок 7 - Зависимость коэффициент высоты зуба от геометрической характеристики зацепления

$$K := 0.575 \text{ - коэффициент высоты зуба}$$

$$\lambda_{1.2} := \frac{t}{d_{1.2}} = 1.714 \text{ - коэффициент геометрической характеристики зацепления}$$

$$K_f := 1 \text{ - коэффициент при вертикальном расположении цепи}$$

$$K_B := 1.15 \text{ - угол наклона передачи более 40град.}$$

Наружные диаметры ведущей и ведомой звездочки

$$D_1 := t \cdot \left(K + \cot\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) \right) = 323.5 \text{ мм}$$

$$D_2 := t \cdot \left(K + \cot \left(\frac{180^\circ}{z_2} \right) \right) = 918.811 \quad \text{MM}$$

$$s := \frac{F_p}{F_t \cdot K_a + q \cdot V^2 + \frac{9.81 \cdot K_f \cdot q \cdot a''}{1000}} = 32.676 \quad \text{- коэффициент запаса прочности}$$

Определение силы, действующей на валы

$$F_B := F_t \cdot K_B = 2.846 \cdot 10^3 \text{ Н} - \text{сила на валы цепной передачи}$$

Расчет валов

Быстроходный вал

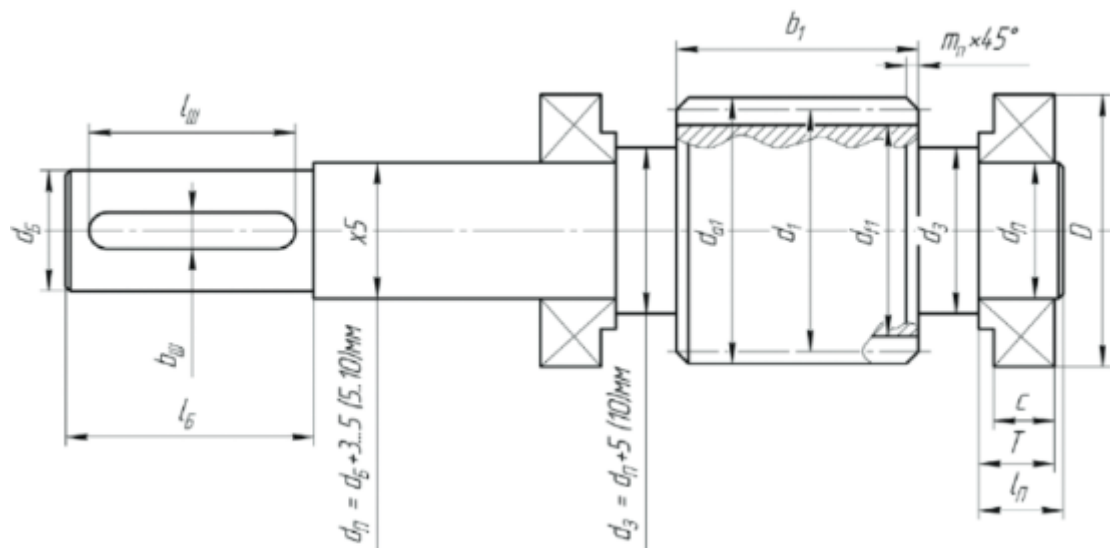


Рисунок 8 - Чертеж быстроходного вала

$$T_B := T_2 \cdot 10^6 = 6.201 \cdot 10^4 \text{ Н*мм - вращающий момент}$$

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{T_B}{0.2 \cdot 25}} = 23.147 \quad \text{мм - диаметр выходного конца}$$

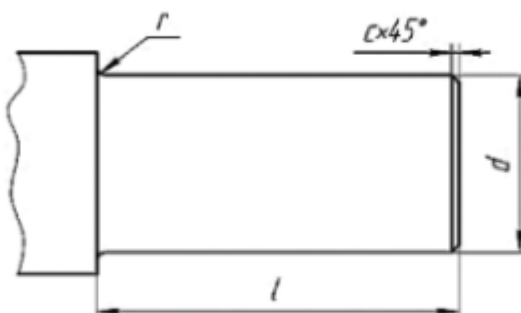
$d_{3\partial}:=38 \quad \text{MM} \quad d_5:=32 \quad \text{MM}$

$$d'_B := d_{3\partial} \cdot 0.8 = 30.4 \text{ mm}$$

$$L_5 := 58 \text{ мм - длина выходного вала}$$

Основные размеры цилиндрических концов валов (по ГОСТ 12080–66 [25])
с сокращениями

В миллиметрах



Диаметр d		Длина l		r	c
ряд		исполнение			
1-й	2-й	1	2		
10, 11	—	23	20	0,6	0,4
12, 14	—	30	25	1,0	0,6
16, 18	19	40	28	1,0	0,6
20, 22	24	50	36	1,6	1,0
25, 28	—	60	42	1,6	1,0
32, 36	30, 35, 38	80	58	2,0	1,6
40, 45	42, 48	110	82	2,0	1,6
50, 55	52, 56	110	82	2,5	2,0
60, 70	63, 65, 71, 75	140	105	2,5	2,0
80, 90	85, 95	170	130	3,0	2,5
100, 110, 125	120	210	165	3,0	2,5
140	130, 150	250	200	4,0	3,0
160, 180	170	300	240	4,0	3,0
200, 220	190	350	280	5,0	4,0
250	240, 260	410	330	5,0	4,0
280, 320	300	470	380	5,0	4,0

Примечания:

1. Концы валов изготавливают двух исполнений: 1 — длинные; 2 — короткие.
2. У основания свободного конца вала допускается наличие технологической канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820.

Рисунок 9 - Основные размеры цилиндрических концов валов

Расчет шпонки

$$b_{\text{шпонка}} := 10 \text{ мм}$$

$$h_{\text{шпонка}} := 8 \text{ мм}$$

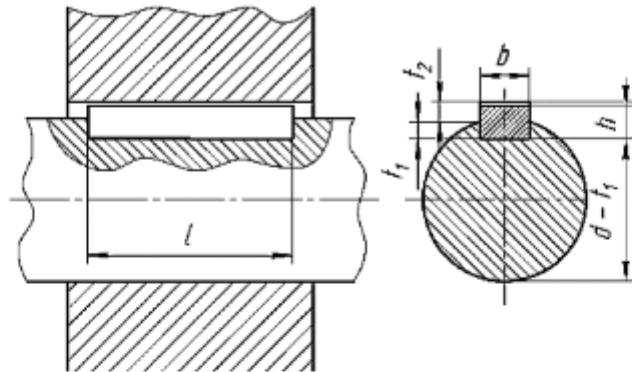
$$t_{1\text{шпонка}} := 5 \text{ мм}$$

$$t_{2\text{шпонка}} := 3.3 \text{ мм}$$

$$s_{Б_шпонка} := 0.25 - 0.4 \text{ мм}$$

Шпонки призматические (по ГОСТ 23360–78 [29], с сокращениями)

В миллиметрах



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	4×4	2,5	1,8	0,08–0,16
Св. 12 до 17	5×5	3,0	2,3	
Св. 17 до 22	6×6	3,5	2,8	0,16–0,25
Св. 22 до 30	8×7	4,0	3,3	
Св. 30 до 38	10×8	5,0	3,3	
Св. 38 до 44	12×8	5,0	3,3	
Св. 44 до 50	14×9	5,5	3,8	0,25–0,40
Св. 50 до 58	16×10	6,0	4,3	
Св. 58 до 65	18×11	7,0	4,4	
Св. 65 до 75	20×12	7,5	4,9	
Св. 75 до 85	22×14	9,0	5,4	0,4, —0,60
Св. 85 до 95	25×14	9,0	5,4	
Св. 95 до 110	28×16	10,0	6,4	

Примечания:

1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200...(до 500).

2. Материал шпонок — сталь чистотянутая, с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3. Примеры условного обозначения шпонок:

Исполнение 1, Сечение шпонки $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм:

Шпонка $20 \times 12 \times 90$ ГОСТ 23360–78.

Рисунок 10 - Шпонки призматические

Подшипник 307 ГОСТ 8338 - 75

$d_{П.Б.} := 35$ мм - диаметр под подшипник

$d_{З.Б.} := d_{П.Б.} + 10 = 45$ мм - диаметр заплечика

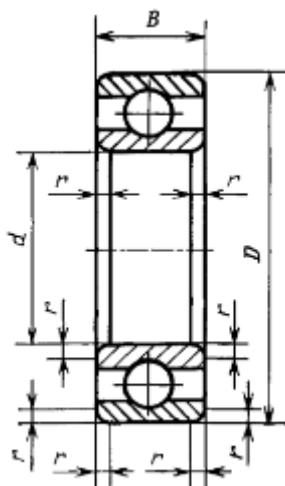


Рисунок 11 - Шариковый подшипник

$$d_B := 35 \text{ мм - диаметр быстроходного вала}$$

$D_B := 80$ мм - диаметр наружный цилиндрической поверхности
наружного кольца

$$B_B := 21 \text{ мм - ширина подшипника}$$

$r_B := 2.5$ - координата монтажной фаски

$$l_B := B_B + 1 = 22 \text{ мм - длина участка под правым подшипником}$$

Тихоходный вал

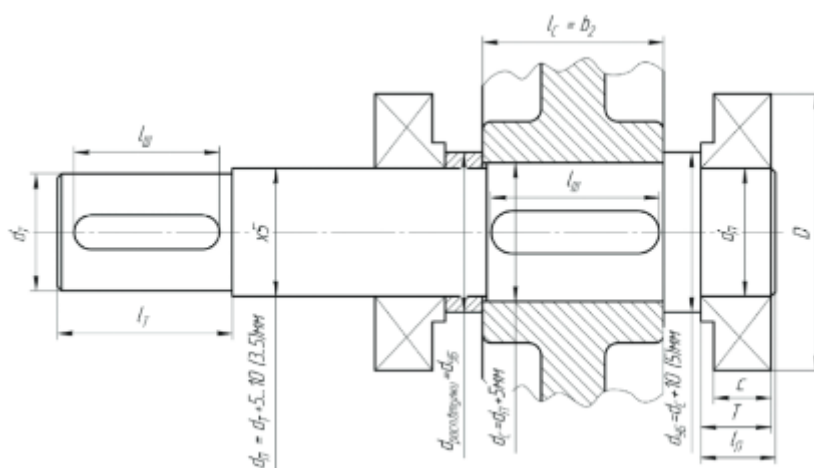


Рисунок 12 - Чертеж тихоходного вала

$$T_T := T_3 \cdot 10^6 = 3.752 \cdot 10^5 \quad \text{Н*мм - вращающий момент}$$

$$d_T := \sqrt[3]{\frac{T_T}{0.2 \cdot 15}} = 50.007 \quad \text{мм - диаметр выходного конца}$$

$$d_T := 52 \quad \text{мм}$$

$$L_T := 82 \quad \text{мм - длина выходного вала}$$

Шпонка

$$b_{T_шпонка} := 10 \quad \text{мм} \quad h_{T_шпонка} := 8 \quad \text{мм} \quad t_{1T_шпонка} := 5 \quad \text{мм}$$

$$t_{2T_шпонка} := 3.3 \quad \text{мм} \quad s_{T_шпонка} := 0.25 - 0.4 \quad \text{мм}$$

$$d_{п.т.} := d_T + 8 = 60 \quad \text{мм - диаметр под подшипник}$$

$$d_{с.т.} := d_{п.т.} + 5 = 65 \quad \text{мм - диаметр под ступицу}$$

$$d_{уб} := d_{с.т.} + 10 = 75 \quad \text{мм - диаметр упорного буртика}$$

$$l_c := b_2 - 2 = 58 \quad \text{мм - длина участка вала под ступицу}$$

Подшипник 312 ГОСТ 8338 - 75

$$d_T := 60 \quad \text{мм - диаметр тихоходного вала}$$

$$D_T := 130 \quad \text{мм - диаметр наружный цилиндрической поверхности наружного кольца}$$

$$B_T := 31 \quad \text{мм - ширина подшипника}$$

$$r_T := 3.5 \quad \text{- координата монтажной фаски}$$

$$l_T := B_T + 1 = 32 \quad \text{мм - длина под правым подшипником}$$

Компоновка редуктора

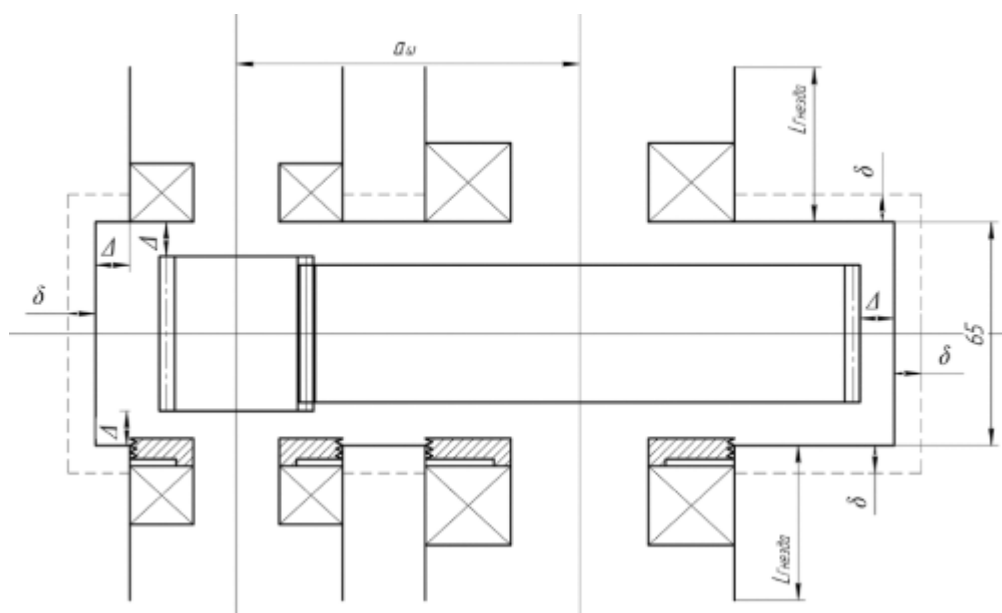


Рисунок 13 - Пример компоновки

$a'_{\omega} = 225$ мм - требуемое межосевое расстояние

Межосевое расстояние	Толщина стенки корпуса и крышки	Диаметр фундаментных болтов	Диаметр болтов у подшипников	Диаметр болтов на фланце корпуса	Диаметр штифтов	Длина подшипниковых гнезд
a'_{ω} , мм	δ , мм	d_1	d_2	d_3	$d_{штифт} = d_3$, мм	$L_{гнезда}$, мм
До 80	6	M12	M10	M8	8	$\delta + 29 + (3...5)$
От 90 до 180	8	M16	M12	M10	10	$\delta + 32 + (3...5)$
От 200 до 280	10	M20	M16	M12	12	$\delta + 37 + (3...5)$
От 315 до 355	12	M24	M20	M14	14	$\delta + 45 + (3...5)$
От 400 до 450	14	M27	M24	M16	16	$\delta + 54 + (3...5)$
От 500 до 560	16	M30	M27	M16	16	$\delta + 58 + (3...5)$

Рисунок 14 - Параметры корпуса цилиндрического редуктора

$$\delta := 10 \text{ мм} \quad d_{1_k} := 20 \text{ мм} \quad d_{2_k} := 16 \text{ мм} \quad d_{3_k} := 12 \text{ мм}$$

$$d_{штифт} := d_{3_k} = 12 \text{ мм} \quad L_{гнездо} := \delta + 37 + 3 = 50 \text{ мм}$$

$v = 2.265 \text{ м/с}$ - окружная скорость колес

Установка мазеудерживающих колец, которые на 1...2 мм выступают во внутреннюю полость корпуса редуктора (нижняя часть рисунка выше)

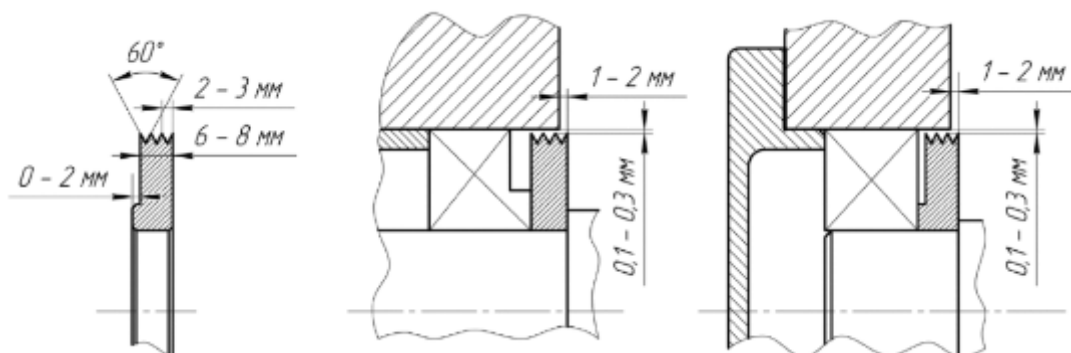


Рисунок 15 -Чертеж мазеудерживающих колец

Торцовые (накладные) крышки

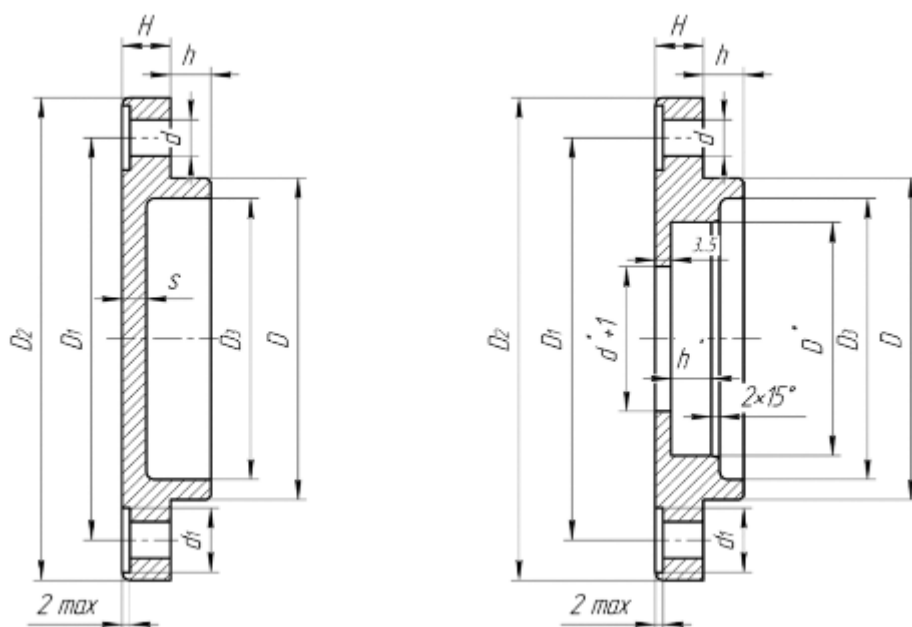


Рисунок 16 - Чертеж торцевых крышек

D	D ₁	D ₂	D ₃	d	d ₁	M	n	H	h	s
40—62	D + 15	D + 30	D — 10	7	14	M6	4	10	5—15	5
65—75	D + 20	D + 40		9	18	M8	4	12	5—20	6
75—95							6			
100—145	D + 25	D + 50	D — 15	11	22	M10	6	15	5—30	7
150—180	D + 30	D + 60	D — 15	13	24	M12	6	18	5—30	8
190—220			D — 20							

Примечание:

D*, d*, h* — размеры манжет резиновых армированных по ГОСТ 8752–79.

Рисунок 17 - Размеры торцевых (накладных) крышек

Манжета

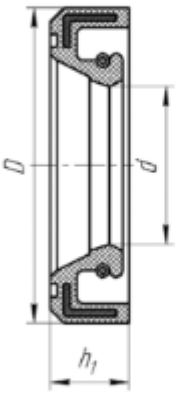
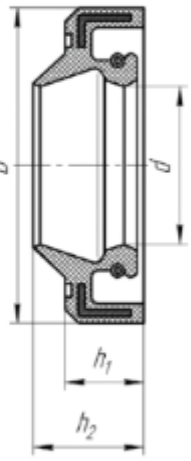
		d	D	h ₁	h ₂
Тип 1		10; 11	26	7	—
		12; 13; 14	28		
		15; 16	30		
		17	32		
		18; 19	35		
		20; 21; 22	40	10	14
		24	41		
		25	42		
		26	45		
		30; 32	52		
Тип 2 с пыльником		35; 36; 38	58		
		40	60		
		42	62		
		45	65		
		48; 50	70		
		52	75		
		55; 56; 58	80	12	16
		60	85		
		63; 65	90		
		70; 71	95		
		75	100		
		80	105		
		85	110		
		90; 95	120		
		100	125		

Рисунок 18 - Манжеты резиновые армированные

Для быстроходного вала

$$D_B = 80 \text{ мм} \quad D_{IB} := D_B + 20 = 100 \text{ мм}$$

$$D_{2B} := D_B + 40 = 120 \text{ мм} \quad D_{3B} := D_B - 10 = 70 \text{ мм}$$

$$d'_B := 9 \text{ мм} \quad d_{IB} := 18 \text{ мм} \quad M_B := 8 \text{ мм} \quad n_B := 6$$

$$H_B := 12 \quad h = 5 - 20 \quad s_B := 6 \quad M_B := 8$$

Манжета
Тип 1

Для тихоходного вала

$$D_T = 130 \text{ мм} \quad D_{IT} := D_T + 25 = 155 \text{ мм}$$

$$D_{2T} := D_T + 50 = 180 \text{ мм} \quad D_{3T} := D_T - 15 = 115 \text{ мм}$$

$$d'_T := 11 \text{ мм} \quad d_{IT} := 22 \text{ мм} \quad M_T := 10 \text{ мм} \quad n_T := 6$$

$$H_T := 15 \quad h = 5 - 30 \quad s_T := 7$$

Манжета

Тип 1

$$d_{MT} := d_{IT} = 60 \quad D_{MB} := 85 \quad b_{IT} := 12$$

Компоновка

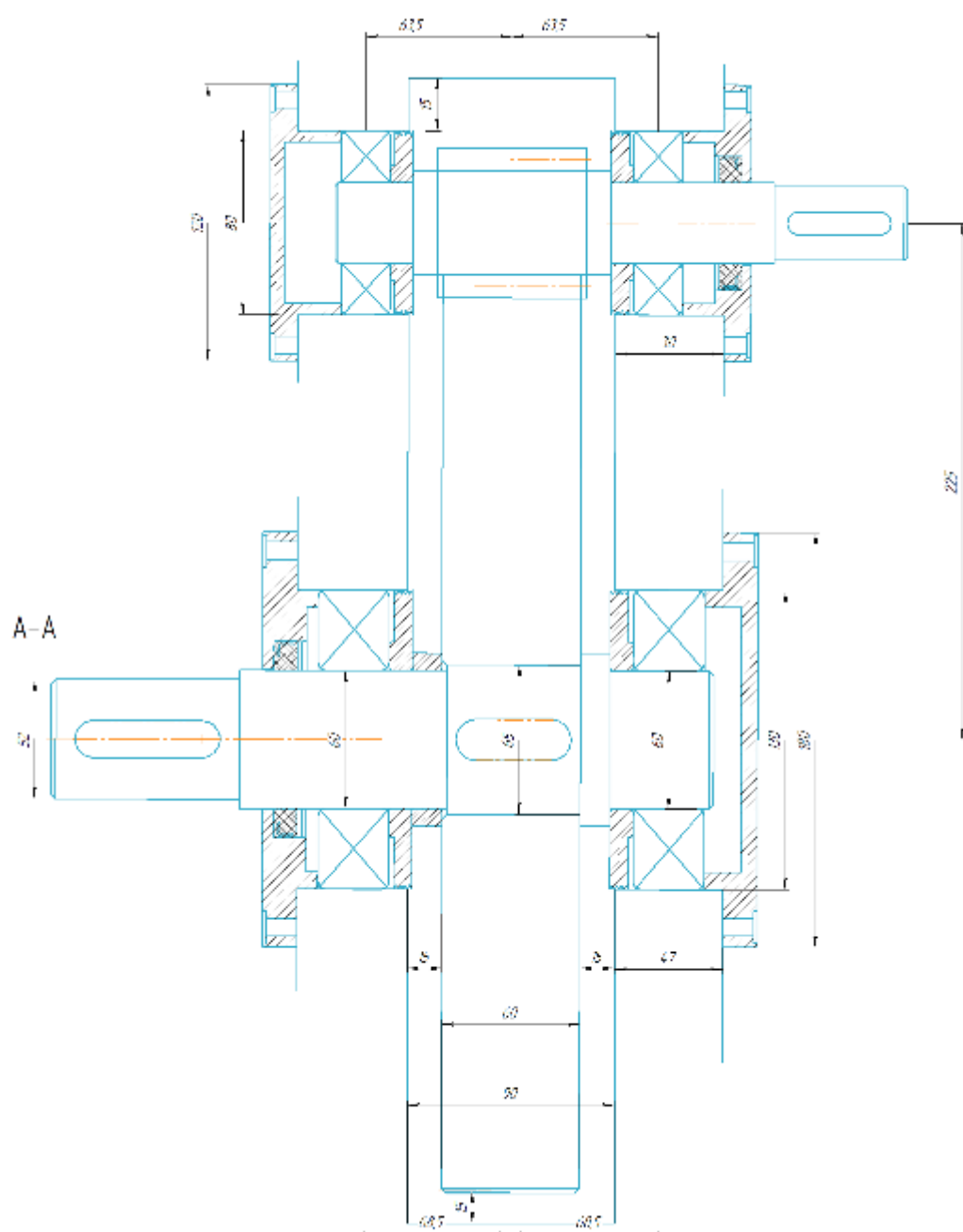


Рисунок 19 - Компоновка редуктора

Конструирование корпуса

$L := 454.5$ мм - расстояние между внешними поверхностями детали

$a := \sqrt[3]{L} + 3 = 10.689$ мм - зазор

$a := 11$ мм

$b_0 := 3 \cdot a = 33$

$\delta := 10$ мм - толщина корпуса редуктора

$d_{1_k} := 20$ мм - фундаментные болты

$d_{2_k} := 16$ мм - болты у подшипников

$d_{3_k} := 12$ мм - болты на фланце корпуса

$d_{штифт} := d_{3_k} = 12$ мм - штифты

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

$m_n = 2.25 < h_{\text{масла}} < h_{max} := 0.25 \cdot d'_2 = 97.313$

$h_{masla} := 43 + 0.1 \cdot d'_2 = 81.925$ $h_{masla} := 82$

Ли́ра

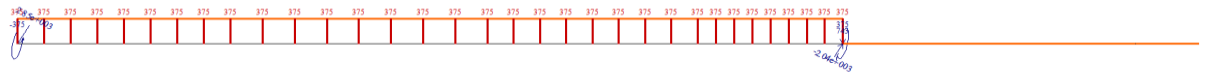


Рисунок 20 - Эпюра Mx

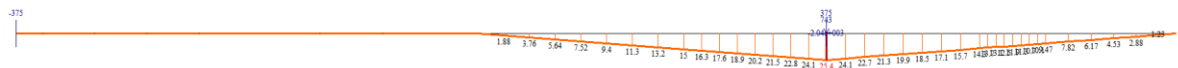


Рисунок 21 - Эпюра My



Рисунок 22 - Эпюра Mz



Рисунок 23 - Эпюра Qy



Рисунок 24 - Эпюра Qz



Рисунок 25 - Эпюра f_y

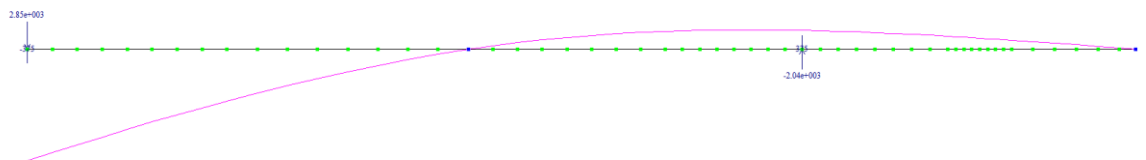


Рисунок 26 - Эпюра перемещений

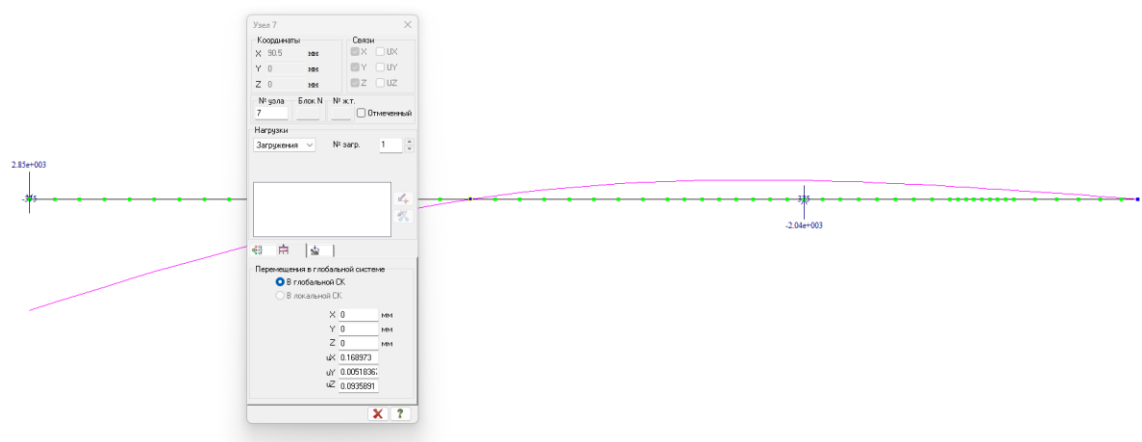


Рисунок 27 - Перемещение на левой опоре

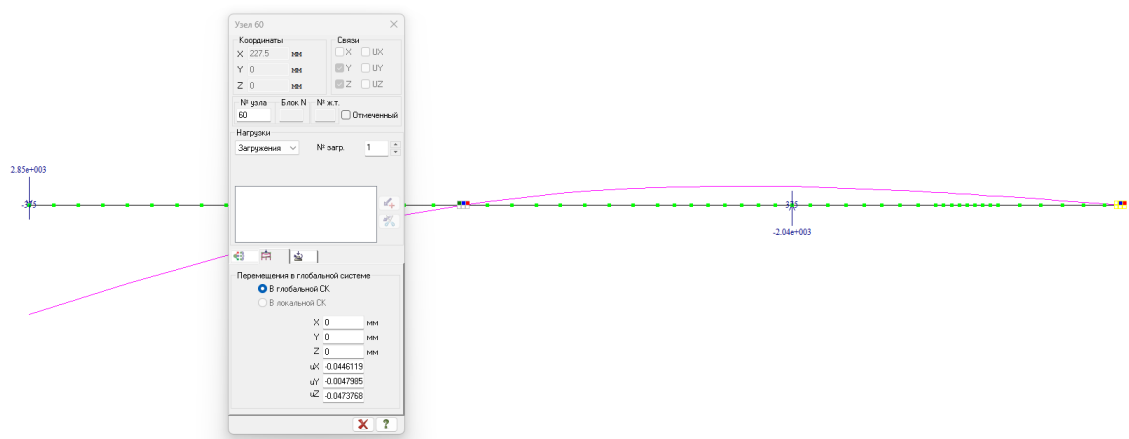


Рисунок 28 - Перемещение на правой опоре

Расчет на жесткость тихоходного вала

$$M_x := 375000 \quad M_y := 27200 \quad M_{k2} := 375200$$

$$T_T = 3.752 \cdot 10^5$$

$$M_{\Sigma} := \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{k2}^2} = 5.312 \cdot 10^5$$

$$d_{\text{прое.}} := \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma}}{0.1 \cdot 60}} = 44.568$$

Резерв прочности вала

$$\delta := \left(\frac{d_{C.T.} - d_{\text{прое.}}}{d_{C.T.}} \right) \cdot 100 = 31.433 \%$$

Жесткость вала по прогибу

$f_y, \text{ мм}$	$f_x, \text{ мм}$	$f_{\max} = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$	$[f], \text{ мм}$	РЕЗЕРВ (РАЗ)
-0,0141000	0	0,0141	0,0225	1,60

Жесткость вала по углу поворота сечения на левой опоре

$\theta_{Ayz}, \text{ рад}$	$\theta_{Axz}, \text{ рад}$	$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_{Ayz}^2 + \theta_{Axz}^2}$	$[\theta], \text{ рад}$	РЕЗЕРВ (РАЗ)
0,0000936	0,0000051837	0,0000937325	0,005	53,34

Жесткость вала по углу поворота сечения на правой опоре

$\theta_{Byz}, \text{ рад}$	$\theta_{Bxz}, \text{ рад}$	$\theta_{B\Sigma} = \sqrt{\theta_{Byz}^2 + \theta_{Bxz}^2}$	$[\theta], \text{ рад}$	РЕЗЕРВ (РАЗ)
-0,0000473768	-0,0000047986	0,0000476192	0,005	105,00

Рисунок 29 - Расчет на жесткость тихоходного вала

Inventor

Материал		Сталь
Модуль упругости E		206000 МПа
Модуль жесткости G		80000 МПа
Плотность ρ		7860 кг/м ³

Рисунок 30 - Параметры при расчете

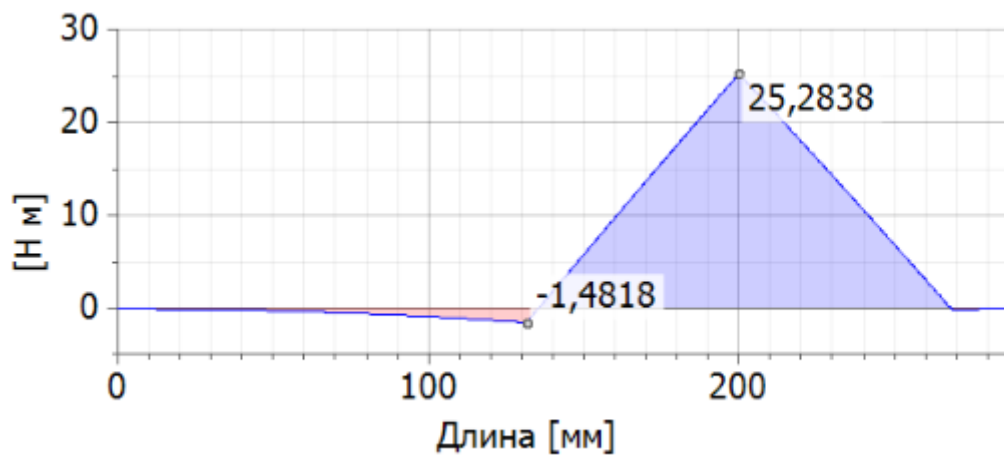


Рисунок 31 - Эпюра M_y

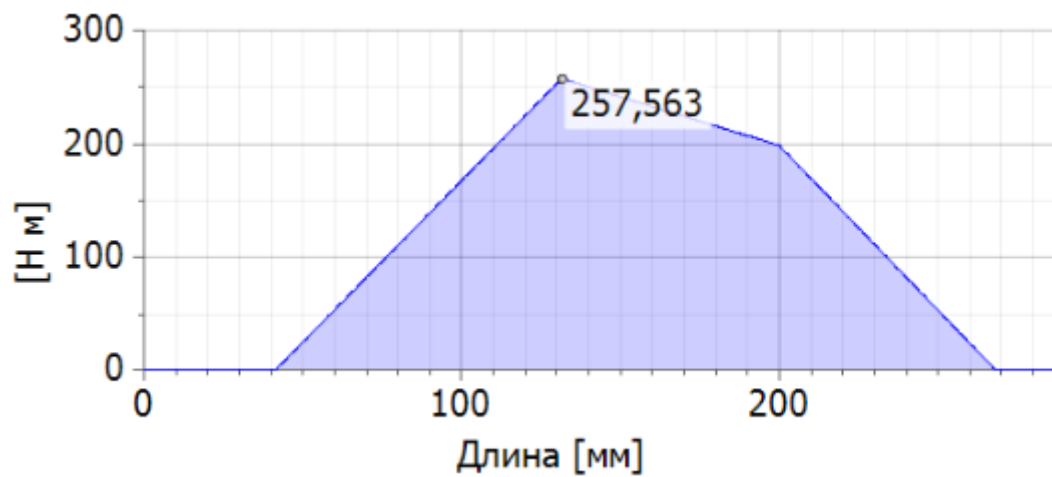


Рисунок 32 - Эпюра M_z

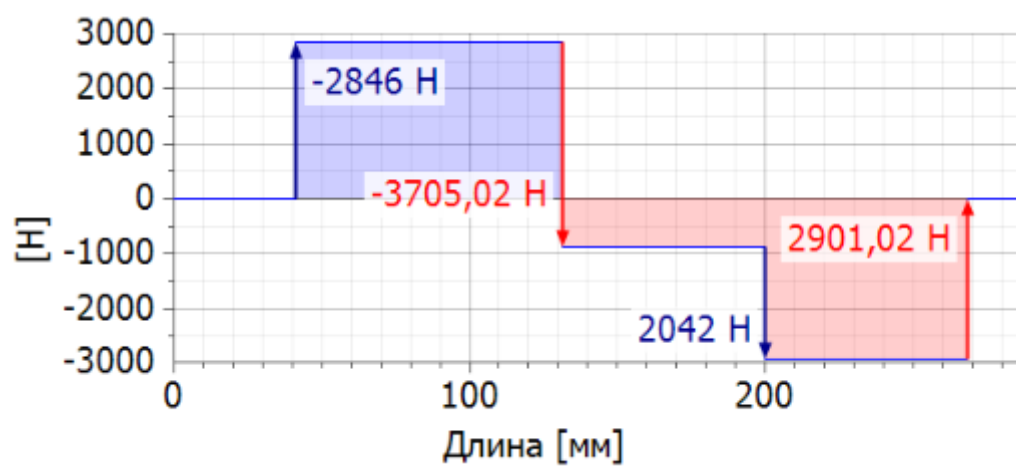


Рисунок 33 - Эпюра Q_y

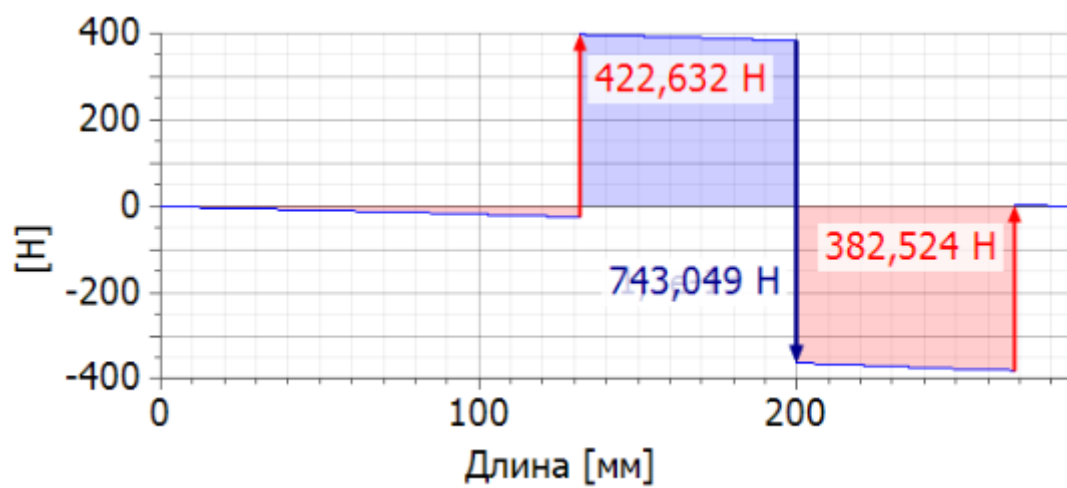


Рисунок 34 - Эпюра Q_z

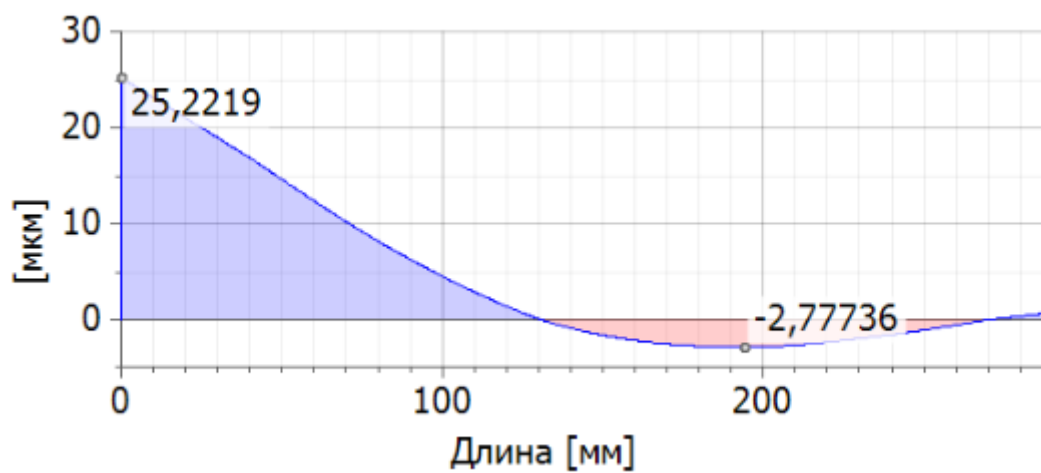


Рисунок 35 - Эпюра f_y

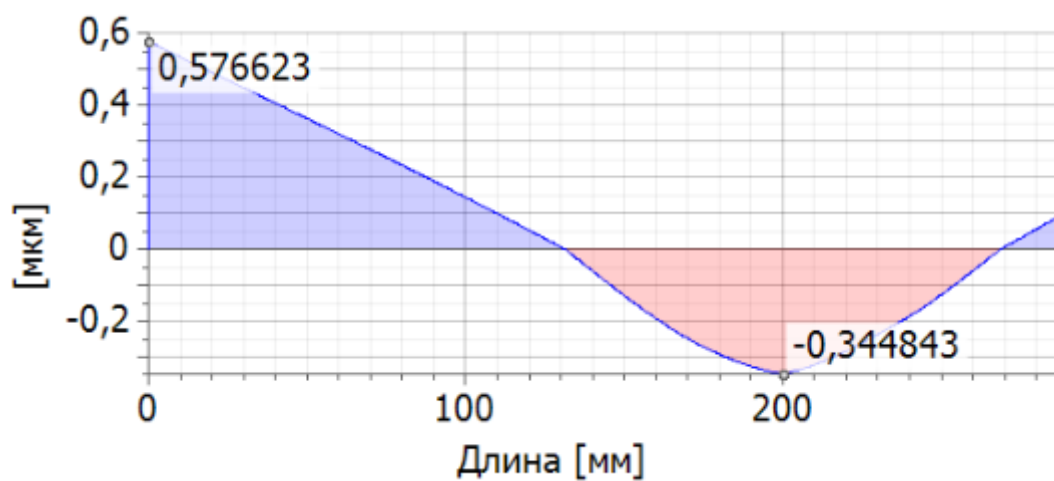


Рисунок 36 - Эпюра f_z

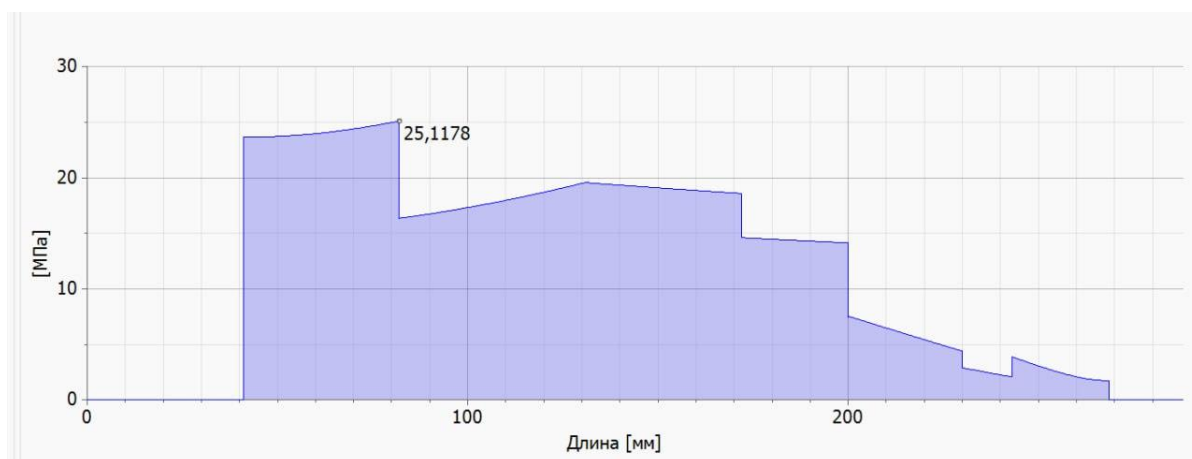


Рисунок 37 - Эпюра приведенного напряжения

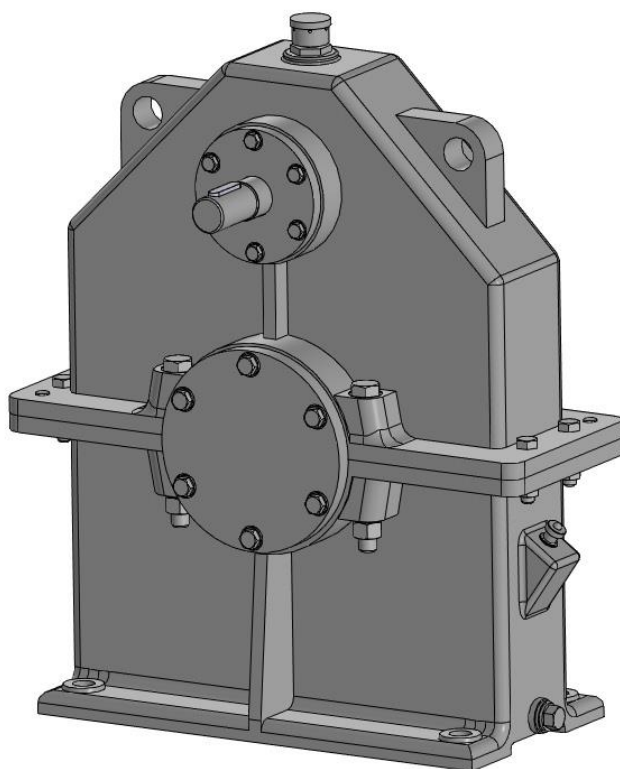


Рисунок 38 – Редуктор

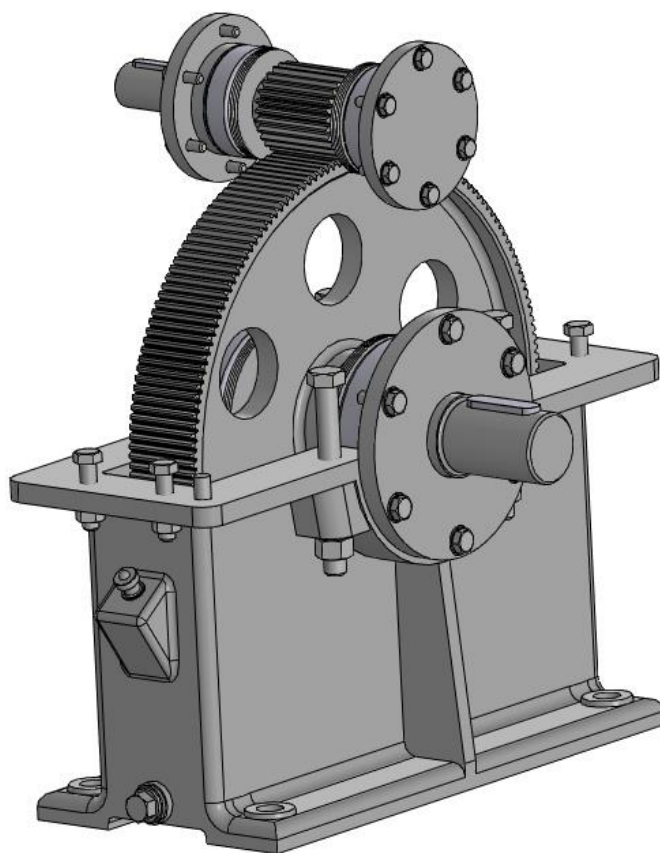


Рисунок 39 - Редуктор без крышки

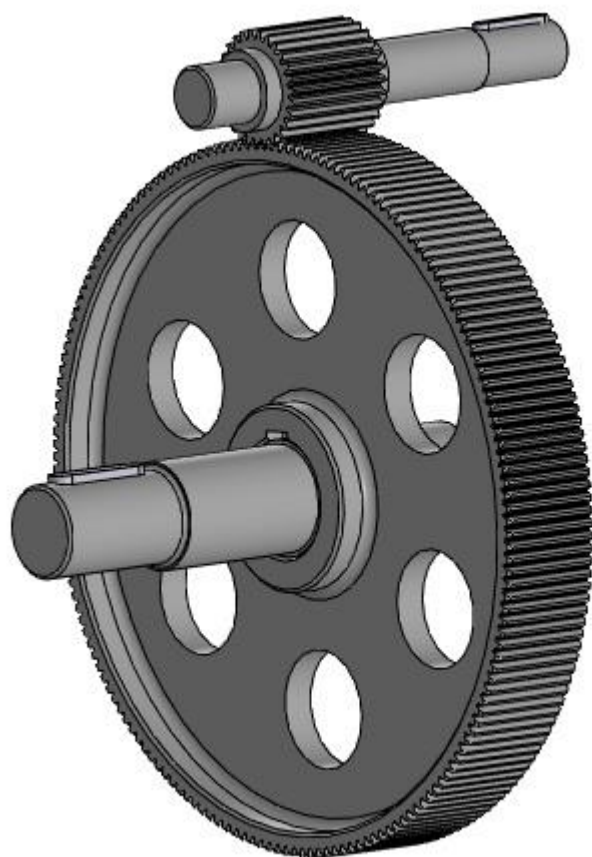


Рисунок 40 - Зубчатое соединение

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-с 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.