

**XXXXXXX Государственный
Технический Университет им. XXXXXXXX**
Факультет _____ МТК _____
Кафедра _____

**РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ
ЗАПИСКА**
к курсовому проекту на тему:
«Расчет одноступенчатого горизонтального
цилиндрического косозубого редуктора»

Записка с сайта: <http://nviktor.com>

**Выполнил студент группы XXX - 00
Назаров В.Н.**

Проверил Иванова И.И.

XXXXXXX 20XX г.

Содержание:

1. Задание.
2. Введение.
3. Кинематическая схема привода.
4. Выбор электродвигателя и его кинематический расчёт.
5. Расчет зубчатых колес редуктора.
6. Расчет цепной передачи.
7. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.
8. Муфта.
9. Конструктивные размеры корпуса редуктора.
Компановка редуктора.
10. Проверка долговечности подшипников.
11. Проверка прочности шпоночных соединений.
12. Уточненный расчет валов.
13. Посадки зубчатого колеса, звездочки и подшипников.
14. Смазка редуктора.
15. Сборка редуктора.
16. Литература.
17. Графическая часть:
 - а. Сборочный чертеж редуктора.
 - б. Чертеж детали - шестерня.

1. Задание.

Спроектировать одноступенчатый горизонтальный цилиндрический косоозубый редуктор и цепную передачу для привода по следующим данным:

полезная сила на ленте конвейера $F_t=8,55$ кН; скорость ленты $v_t=1,3$ м/с; диаметр приводного барабана $D_t=400$ мм. Цепная передача расположена под углом $\gamma=45^\circ$. Редуктор нереверсивный, предназначен для длительной эксплуатации; работа односменная; валы установлены на подшипниках качения.

Разработать:

сборочный чертеж редуктора;
рабочие чертежи деталей.

2. Введение.

В современном мире широко используются различные конструкции приводов. Привод – электросиловое устройство, приводящее в движение машину или механизм. Привод состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления. Источником энергии служит двигатель (тепловой, электрический, пневматический, гидравлический и т.д.) или устройство отдающее заранее накопленную энергию (пружинный, инерционный, гиревой механизм и др.).

Основные требования, предъявляемые к создаваемому приводу:

1. Высокая производительность.
2. Надежность.
3. Технологичность.
4. Ремонтопригодность.
5. Минимальные габариты и масса.
6. Удобство эксплуатации.
7. Экономичность.
8. Техническая эстетика.

Все эти требования необходимо учитывать в процессе проектирования.

При расчетах, конструировании и изготовлении должны строго соблюдаться государственные стандарты (ГОСТы), отраслевые стандарты (ОСТы), стандарты предприятий (СТП). Основы надежности закладываются при проектировании изделия, при выборе оптимальных вариантов конструкции.

Для привода определенной машины по заданной нагрузке (моменту на выходном валу) и передаточному числу без указания конкретного назначения проектируют редуктор. Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим (Механизмы для повышения угловой скорости, выполненные в виде отдельных агрегатов, называют планетарными механизмами или мультипликаторами).

Редуктор – это механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые зубчатые передачи, цепные или ременные передачи.

Редукторы делятся по следующим признакам:

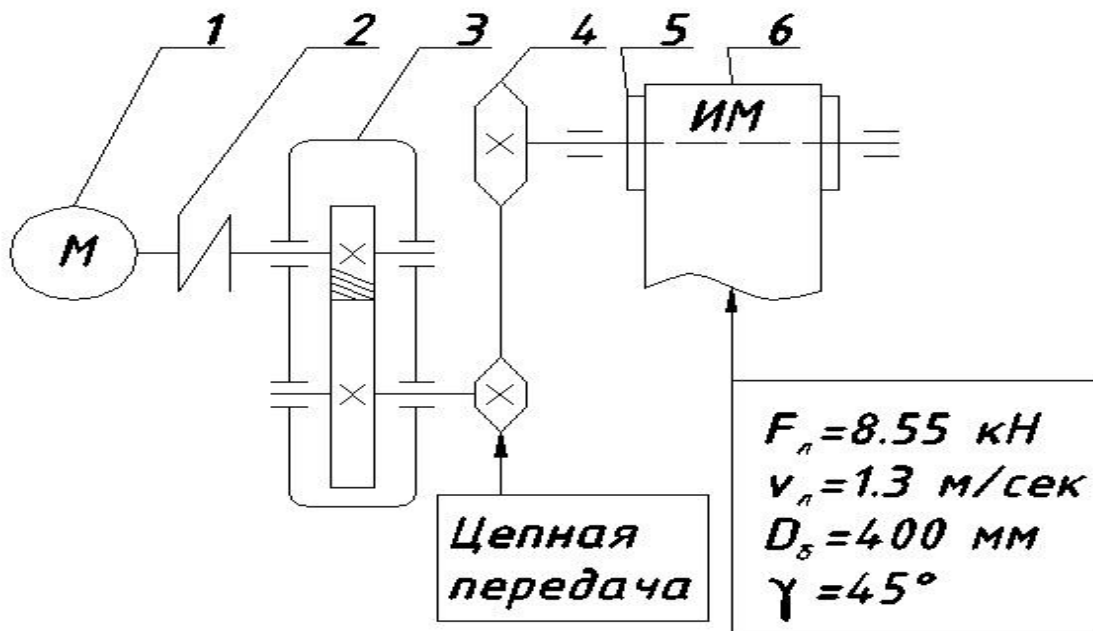
- по типу передачи - на зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
- по числу ступеней - на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес), двух-, трех- или многоступенчатые;
- по типу зубчатых колес - на цилиндрические, конические, или коническо-цилиндрические;

по расположению валов редуктора в пространстве - на горизонтальные, вертикальные, наклонные;

по особенностям кинематической схемы - на развернутую, соосную, соосную с раздвоенной ступенью.

Цель курсового проектирования – систематизировать, закрепить, расширить теоретические знания, а также развить расчетно-графические навыки.

3. Кинематическая схема привода.



- 1 - электродвигатель.
- 2 - муфта.
- 3 - редуктор.
- 4 - цепная передача.
- 5 - барабан конвейера.
- 6 - лента конвейера.

4. Выбор электродвигателя и его кинематический расчёт.

В настоящее время в машиностроении применяют электродвигатели постоянного и переменного тока. Поскольку электродвигатели постоянного тока нуждаются в источниках питания, дающих постоянный ток, или в преобразователях переменного тока в постоянный (т. к. общая сеть питается обычно переменным током), а так же имеют ряд других недостатков (скользящие контакты), исходя из которых они распространены значительно меньше, чем электродвигатели переменного тока, выбираем электродвигатель переменного тока: трёхфазный, асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, который непосредственно (без дополнительных устройств) включается в сеть. Для приводов общемашиностроительного назначения принимают электродвигатели с частотой вращения $n_{эл} = 1000 \dots 1500 \text{ мин}^{-1}$. Перегрузка асинхронного электродвигателя допускается до 8%.

В исходных данных заданы:

Окружная сила на барабане приводного вала конвейера

F_l (кН) 8.55

Значение скорости движения ленты

v_l (м/с) 1.3

Диаметр барабана

D_b (мм) 400

Угол наклона цепи

γ (°) 45

Выбираем КПД отдельных звеньев кинематической цепи:

КПД муфты

η_m 0.98

КПД цилиндрической зубчатой передачи

η_z 0.96

КПД одной пары подшипников

$\eta_{п}$ 0.99

КПД цепной передачи

$\eta_{ц}$ 0.92

КПД опор приводного вала

$\eta_{оп}$ 0.99

Общий КПД

$\eta_{общ} = \eta_m * \eta_{п} * \eta_z * \eta_{п} * \eta_{ц} * \eta_{оп}$ 0.84

Выбираем значения передаточных чисел передач:

min	max
2	6.3
1.5	7

передаточное число редуктора $u_{ред}$

передаточное число цепной передачи $u_{ц}$

По исходным данным определяем потребляемую мощность привода т.е. мощность на валу барабана и ведомом валу редуктора (так как соединение через муфту)

$$P_{вых} = F_{л} * v_{л} \text{ (кВт)} \quad 11.12$$

Затем определяем требуемую мощность электродвигателя

$$P_{треб} = P_{вых} / \eta_{общ} \text{ (кВт)} \quad 13.23$$

Угловая скорость барабана

$$\omega_{б} = 2 * v_{л} / D_{б} \text{ (рад/с)} \quad 6.5$$

Частота вращения барабана

$$n_{б} = 30 * \omega_{б} / \pi \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 62.07$$

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

min	max
186	2737

$$n_{треб} = n_{б} * u_{ц} * u_{ред} \text{ (мин}^{-1}\text{)}$$

По ГОСТ 12289-76 предварительно принимаем передаточное число редуктора

$$u_{ред пред} \quad 5.00$$

цепной передачи

$$u_{ц пред} \quad 3.00$$

$$n_{треб} = n_{б} * u_{ц пред} * u_{ред пред} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 931$$

По полученной мощности и частоте вращения вала выбираем электродвигатель

4A160S2Y3

с рабочими характеристиками:

номинальная мощность

$$P_{эл} \geq P_{треб} \text{ (кВт)} \quad 15$$

синхронная частота вращения

$$n_{эл таб} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 1000$$

$$\text{скольжение } 2,6\% \quad 0.026$$

номинальная частота вращения

$$n_{эл} \text{ (мин}^{-1}\text{)} \quad 974$$

диаметр вала

$$d_{эл} \text{ (мм)} \quad 42$$

Угловая скорость электродвигателя

$$\omega_{эл} = \pi * n_{эл} / 30 \text{ (рад/с)} \quad 102.00$$

Передаточное отношение привода

$$u = \omega_{эл} / \omega_{б} \quad 15.69$$

Передаточное отношение цепной передачи

$u_{ц\text{ пред}}=u / u_{ред\text{ пред}}$	3.14	
Угловая скорость ведущего вала редуктора $\omega_{в1}=\omega_{эл}$ (рад/с)	102.00	
Частота вращения ведущего вала редуктора $n_{в1}=n_{эл}$ (МИН -1)	974	
Частота вращения ведомого вала редуктора $n_{в2}=n_{эл} / u_{ред\text{ пред}}$ (МИН -1)	194.8	
Вращающий момент на валу электродвигателя $T_{эл}=P_{треб} / \omega_{эл}$ (Н*М)	129.8	
Найдем вращающий момент на ведущем валу редуктора $T_1=T_{эл} * \eta_м$ (Н*М)	127.2	
Найдем вращающий момент на ведомом валу редуктора $T_2=T_1 * u_{ред\text{ пред}} * \eta_п * \eta_з * \eta_п$ (Н*М)	598.2	
Найдем вращающий момент на валу барабана $T_3=T_2 * u_{ц} * \eta_ц * \eta_{оп}$ (Н*М)	1700.0	
Для проверки определим вращающий момент на валу барабана по формуле $T_{пров}=F_{л} * D / 2$ (Н*М)	1710.0	
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 4\%$ $[(T_{пров}-T_3)/T_{пров}] * 100$ (%)	0.59	< 4%

5. Расчет зубчатых колес редуктора.

Выбираем материалы для зубчатых колес:

для шестерни	сталь 45
термообработка	улучшение
твердость $HВ_1$	230
для колеса	сталь 45
термообработка	улучшение
твердость $HВ_2$	200

Определим расчетное допускаемое контактное напряжение для косозубых колес из указанных материалов.

коэффициент долговечности при длительной эксплуатации редуктора K_{HL}	1
коэффициент для улучшенной стали и объемной закалке $[S_H]$	1.1
коэффициент при поверхностном упрочнении зубьев $[S_H]$	1.3
для шестерни	

$[\sigma_{H1}]=(2*HB_1+70)*K_{HL}/[S_H]$ (Мпа)	482
для колеса	
$[\sigma_{H2}]=(2*HB_2+70)*K_{HL}/[S_H]$ (Мпа)	427
Для непрямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение	
$[\sigma_H]=0,45*([\sigma_{H1}]+[\sigma_{H2}])$ (Мпа)	409
Требуемое условие	
$[\sigma_H] \leq 1,23*[\sigma_{H2}]$ (Мпа)	409 ≤ 526
выполнено.	
При проектировании редукторов задаются величиной коэффициента ширины венца $\psi_{ba}=b/a$:	
для косозубых передач принимают $\psi_{ba}=0,25 \div 0,4$	
Примем коэффициент ширины венца	
ψ_{ba}	0.4
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Несмотря на симметричное расположение колес относительно опор, примем значение этого коэффициента, как в случае несимметричного расположения колес, так как со стороны цепной передачи действует сила давления на выходной вал, вызывающая деформацию и ухудшающая контакт зубьев. Принимаем	
$K_{H\beta \text{ пред}}$	1.1
Для прямозубых передач	
K_d	49.5
Для косозубых и шевронных передач	
K_d	43
Межосевое расстояние	
$a_w=K_d*(u_{\text{ред пред}}+1)^3 \sqrt{\{(T_2*K_{H\beta \text{ пред}})/([\sigma_H]^2*u_{\text{ред пред}}^2*\psi_{ba})\}}$ (мм)	189.0
Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66	
a_w (мм)	200
Нормальный модуль	
$m_{n1 \text{ min}}=0,01*a_w$ (мм)	1.9
$m_{n1 \text{ max}}=0,02*a_w$ (мм)	3.8
Принимаем по ГОСТ 9563-66	
m_{n1} (мм)	2.5
Угол наклона линии зуба принимают для косозубых колес в интервале $\beta=8 \div 15^\circ$, для шевронных $\beta=25 \div 40^\circ$ (до 45°)	
Принимаем предварительно угол наклона зубьев	
β (°)	10
Число зубьев шестерни	
$z_1=(2*a_w*\cos\beta)/[(u_{\text{ред пред}}+1)*m_{n1}]$	26.3
Принимаем число зубьев шестерни	

z_1		26
$z_2 = z_1 * u_{ред пред}$		130
Принимаем число зубьев колеса		
z_2		130
Уточняем передаточное отношение		
$u_{ред} = z_2 / z_1$		5.000
Определяем расхождение с принятым ранее передаточным отношением		
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 2,5\%$ при $u < 4,5$ и $\pm 4\%$ при $u > 4,5$		
$[(u_{ред пред} - u_{ред}) / u_{ред пред}] * 100 (\%)$	0.00	< 4%
Уточняем значение угла наклона зубьев:		
$\cos \beta = (z_1 + z_2) * m_{n1} / (2 * a_w)$		0.9750
Угол β ($^\circ$)		12.8
Основные размеры шестерни и колеса.		
Диаметры делительные:		
$d_1 = m_{n1} * z_1 / \cos \beta$ (мм)		66.7
$d_2 = m_{n1} * z_2 / \cos \beta$ (мм)		333.3
Проверяем межцентровое расстояние		
$a_w = (d_1 + d_2) / 2$ (мм)		200.0
Диаметры вершин зубьев:		
$d_{a1} = d_1 + 2 * m_{n1}$ (мм)		71.7
$d_{a2} = d_2 + 2 * m_{n1}$ (мм)		338.3
Диаметры впадин зубьев:		
$d_{f1} = d_1 - 2,25 * m_{n1}$ (мм)		61.0
$d_{f2} = d_2 - 2,25 * m_{n1}$ (мм)		327.7
Угол α ($^\circ$)		20
Коэффициент смещения зубьев		
x_1		0.0
x_2		0.0
Толщина зуба по средней линии		
$s_d = \pi * m_{n1} / 2$ (мм)		5.9
Постоянная хорда		
$s_{c1} = (\pi / 2 * \cos^2 \alpha + x_1 * \sin 2 * \alpha) * m_{n1}$ (мм)		3.5
$s_{c2} = (\pi / 2 * \cos^2 \alpha + x_2 * \sin 2 * \alpha) * m_{n1}$ (мм)		3.5
Высрта до постоянной хорды		
$h_{c1} = 0,5 * (d_{a1} - d_1 - s_{c1}) * \operatorname{tg} \alpha$ (мм)		0.3
$h_{c2} = 0,5 * (d_{a2} - d_2 - s_{c2}) * \operatorname{tg} \alpha$ (мм)		0.3
Ширина колеса		
$b_2 = \psi_{ba} * a_w$ (мм)		80
Наружный диаметр ступицы колеса		

$d_{стк1}=1,55*d_{к2}$ (мм)	101	
Длина ступицы колеса		
$l_{стк1}=(1,5\dots2)*d_{к2}$ (мм)	98	
Ширина шестерни		
$b_1=b_2+5$ (мм)	85	
Шестерни и колеса $d_a < 150$ (мм) изготавливают без выточек. Шестерни и колеса $d_a > 150$ (мм) изготавливают с дисками.		
Толщина обода колеса (от впадины зубьев)		
$s_2=2,2*m_{н1}+0,05*b_2$ (мм)	10	
Толщина диска колеса		
$c_2=0,5*(s_2+(d_{стк1}-d_{к2})/2)$ (мм)	14	
Фаски		
$f_{1-2}=0,5*m_{н1}$ (мм)	1.3	
Радиусы закруглений принимаем (мм)	20	
Коэффициент ширины шестерни по диаметру		
$\psi_{bd}=b_1/d_1$	1.28	
Окружная скорость колес		
$v_{1-2}=\omega_{в1}*d_1/2$ (м/с)	3.40	
Степень точности передачи для косозубых и шевронных колес следует принять		
n_T	8	
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба		
$K_{H\beta}$	1.15	
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба		
$K_{H\alpha}$	1.09	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении		
K_{Hv}	1	
Коэффициент нагрузки		
$K_H=K_{H\beta}*K_{H\alpha}*K_{Hv}$	1.254	
Проверяем контактные напряжения		
$\sigma_H=270/a_w*\sqrt{[T_2*K_H*(u_{ред}+1)^3/(b_2*u_{ред}^2)]}$ (Мпа)	384	$< [\sigma_H]$
Силы, действующие в зацеплении:		
окружная		
$F_t=2*T_1/d_1$ (Н)	3815	
радиальная		
$F_r=F_t*\operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ (Н)	1424	
осевая		
$F_a=F_t*\operatorname{tg} \beta$ (Н)	869	
Для проверки зубьев на выносливость по напряжениям изгиба		

определим:

коэффициент

$$K_{F\beta} \quad 1.3$$

коэффициент

$$K_{Fv} \quad 1.3$$

Коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} * K_{Fv} \quad 1.69$$

Коэффициент формы зуба зависит от эквивалентного числа зубьев шестерни

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta \quad 28.1$$

колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta \quad 140.3$$

Определяем коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} \quad 3.8$$

$$Y_{F2} \quad 3.6$$

Коэффициент компенсации погрешности

$$Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ} / 140 \quad 0.91$$

Среднее значение коэффициента торцевого перекрытия для косозубых и шевронных передач

$$\varepsilon_{\alpha} \quad 1.5$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) * (n_T - 5)] / 4 * \varepsilon_{\alpha} \quad 0.92$$

Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба

$$\sigma^{\circ}_{F \lim b1} = 1,8 * HB_1 \text{ (Мпа)} \quad 414$$

$$\sigma^{\circ}_{F \lim b2} = 1,8 * HB_2 \text{ (Мпа)} \quad 360$$

Коэффициент

$$[S_F]' \quad 1.75$$

Коэффициент получения заготовки

$$[S_F]'' \quad 1$$

Коэффициент безопасности

$$[S_F] = [S_F]' * [S_F]'' \quad 1.75$$

Допускаемые напряжения:

для шестерни

$$[\sigma_{F1}] = \sigma^{\circ}_{F \lim b1} / [S_F] \text{ (Мпа)} \quad 237$$

для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \sigma^{\circ}_{F \lim b2} / [S_F] \text{ (Мпа)} \quad 206$$

При проверке на изгиб следует обратить внимание на то зубчатое колесо для которого отношение

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} \text{ (Мпа)} \quad 62.3$$

$$[\sigma_{F2}] / Y_{F2} \text{ (Мпа)} \quad 57.1$$

меньше.

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F1} = F_t \cdot K_F \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} / (b_1 \cdot m_{n1}) \text{ (Мпа)} \quad 96.0 \quad < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = F_t \cdot K_F \cdot Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} / (b_2 \cdot m_{n1}) \text{ (Мпа)} \quad 96.6 \quad < [\sigma_{F2}]$$

Условие прочности выполнено.

6. Расчет цепной передачи.

Выбираем приводную роликую однорядную цепь

Число рядов цепи

$$m_{ц} = 1$$

Число зубьев ведущей звездочки

$$z_{зв1} = 31 - 2 \cdot u_{ц \text{ пред}} = 24.7$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_{зв2} = z_{зв1} \cdot u_{ц \text{ пред}} = 77.6$$

Принимаем число зубьев ведущей звездочки

$$z_{зв1} = 25$$

Принимаем число зубьев ведомой звездочки

$$z_{зв2} = 78$$

5. Уточняем передаточное отношение

$$u_{ц} = z_{зв2} / z_{зв1} = 3.12$$

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 3\%$

$$[(u_{ц \text{ пред}} - u_{ц}) / u_{ц \text{ пред}}] \cdot 100 (\%) = 0.59 < 3\%$$

Динамический коэффициент:

при спокойной нагрузке

$$k_d = 1$$

при ударной нагрузке

$$k_d = 1.25$$

при интенсивной ударной нагрузке

$$k_d = 2.5$$

Коэффициент межосевого расстояния:

$$\text{при } a = (30 \div 50) \cdot t_{ц} \cdot k_a = 1$$

$$\text{при } a < 25 \cdot t_{ц} \cdot k_a = 1.25$$

$$\text{при } a > 50 \cdot t_{ц} \cdot k_a = 0.8$$

Коэффициент наклона цепи:

при угле наклона $< 60^\circ$ и автоматическом

$$k_n = 1$$

при автоматическом регулировании натяжения цепи

$$k_n = 1$$

при угле наклона $> 60^\circ$	
k_n	1.25
Коэффициент регулирования:	
при автоматическом регулировании натяжения цепи	
k_p	1
при периодическом регулировании натяжения цепи	
k_p	1.25
Коэффициент смазки цепи:	
при картерной смазке цепи	
$k_{см}$	0.8
при непрерывной смазке цепи	
$k_{см}$	1
при периодической смазке цепи	
$k_{см}$	1.3
Коэффициент сменности работы:	
при односменной	
$k_{п}$	1
при двухсменной	
$k_{п}$	1.25
при трехсменной	
$k_{п}$	1.5
Расчетный коэффициент нагрузки	
$K_3 = k_d * k_a * k_n * k_p * k_{см} * k_{п}$	1.25
Среднее значение допускаемого давления	
$[p]$ (МПа)	19
Определяем шаг однорядной цепи	
$t_{ц} = 2,8 * \sqrt[3]{\{(T_2 * K_3) / ([p] * z_{зв1} * m_{ц})\}}$ (мм)	32.57
Подбираем цепь по ГОСТ 13568-75	
	ПР-38,1-12700
шаг $t_{ц}$ (мм)	38.1
разрушающая нагрузка	
$Q_{ц}$ (кН)	127
масса $q_{ц}$ (кг/м)	5.5
проекция опорной поверхности шарнира	
$A_{оп}$ (мм ²)	394
диаметр ролика	
d_p (мм)	22.23
расстояние между пластинами внутреннего звена	
$B_{вн}$ (мм)	25.4
ширина внутренней пластины	

h (мм)		36.2
Толщина венца звездочек		
$s_{зв} = 0,93 * B_{вн}$ (мм)		23.6
Радиус зуба в продольном сечении		
$R_2 = 1,7 * d_p$ (мм)		37.8
Координата кривизны		
$h_2 = 0,8 * d_p$ (мм)		17.8
Определяем диаметры ободов (наибольшие) звездочек:		
$D_{сзв1} = t_{ц} * ctg(180/z_{зв1}) - 1,3 * h$ (мм)		254.5
$D_{сзв2} = t_{ц} * ctg(180/z_{зв2}) - 1,3 * h$ (мм)		898.4
Определяем скорость цепи		
$v_{ц} = z_{зв1} * t_{ц} * n_{в2} / (60 * 1000)$ (м/с)		3.09
Определяем окружную скорость выходного вала редуктора		
$\omega_{в2} = \omega_{в1} / u_{ред}$ (рад/с)		20.40
Определяем окружную силу		
$F_{тц} = T_2 * \omega_{в2} / v_{ц}$ (Н)		3946.2
Проверяем давление в шарнире		
$p = F_{тц} * K_3 / A_{оп}$ (МПа)	12.5	$< [p_d]$
Уточняем допускаемое давление		
$[p_d] = 19 * [1 + 0,01 * (z_{зв1} - 17)]$ (МПа)		23.7
Определяем число звеньев цепи		
$a_t = a_{ц} / t_{ц}$		30
$z_{\Sigma} = z_{зв1} + z_{зв2}$		103
$\Delta = (z_{зв2} - z_{зв1}) / (2 * \pi)$		8.44
$L_t = 2 * a_t + 0,5 * z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_t$		113.9
Округляем число звеньев цепи до четного числа		
L_t		114
Уточняем межосевое расстояние цепной передачи		
$a_{ц} = 0,25 * t_{ц} * \{ L_t - 0,5 * z_{\Sigma} + \sqrt{[L_t - 0,5 * z_{\Sigma}]^2 - 8 * \Delta^2} \}$ (мм)		1146
Для свободного првисания цепи предусматриваем возможность провисания цепи на 0,4% $0,004 * a_{ц}$ (мм)		5
Определяем диаметры делительных окружностей звездочек:		
$d_{зв1} = t_{ц} / \sin(180/z_{зв1})$ (мм)		304.0
$d_{зв2} = t_{ц} / \sin(180/z_{зв2})$ (мм)		946.2
Определяем диаметры наружных окружностей звездочек:		
$D_{езв1} = t_{ц} * [ctg(180/z_{зв1}) + 0,7] - 0,3 * d_p$ (мм)		321.6
$D_{езв2} = t_{ц} * [ctg(180/z_{зв2}) + 0,7] - 0,3 * d_p$ (мм)		965.4
Определяем радиус впадин звездочек		
$r = 0,5025 * d_p + 0,05$ (мм)		11.2
Определяем диаметры окружностей впадин звездочек:		

$D_{i_{3B1}} = d_{3B1} - 2 * r$ (мм)			281.5
$D_{i_{3B2}} = d_{3B2} - 2 * r$ (мм)			923.8
Определяем наибольшие хорды звездочек:			
$L_{x1} = d_{3B1} * \cos(90^\circ / z_{3B1}) - 2 * r$ (мм)			280.9
$L_{x2} = d_{3B2} * \cos(90^\circ / z_{3B2}) - 2 * r$ (мм)			923.6
Определяем центробежную силу			
$F_v = q * v_{ц}^2$ (Н)			52.6
Коэффициент учитывающий расположение цепи:			
при горизонтальном			
k_f			6
при наклонном (под углом 45°)			
k_f			1.5
при вертикальном			
k_f			1
Определяем силу от провисания цепи			
$F_f = 9,81 * k_f * q * a_{ц}$ (Н)			92.7
Расчетная нагрузка на валы			
$F_B = F_{тц} + 2 * F_f$ (Н)			4131.7
Определяем нормативный коэффициент запаса			
[s]			9.8
Проверяем коэффициент запаса прочности цепи			
$s = Q / (F_{тц} * k_d + F_v + F_f)$	31		> [s]
Наружные диаметры ступиц звездочек			
$d_{ст13B} = 1,55 * d_{B2}$ (мм)			85
$d_{ст23B} = 1,55 * d_{B6}$ (мм)			124
Длины ступиц звездочек			
$l_{ст13B} = 1,5 * d_{B2}$ (мм)			83
$l_{ст23B} = 1,5 * d_{B6}$ (мм)			120
Определяем число ударов звена цепи в секунду			
$U = 4 * z_{3B1} * n_2 / (60 * L_{т})$	2.85	<	20
$U = 4 * z_{3B2} * n_6 / (60 * L_{т})$	2.83	<	20

7. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.

Ведущий вал:

Допускаемое напряжение на кручение для валов из сталей 40, 45, Ст5

при соединении ременной передачей и цепью

$[\tau_k]$ (Мпа) 20

при соединении муфтой

$[\tau_k]$ (Мпа) 25

Определим диаметр выходного конца вала

$d_{в1} = \sqrt[3]{\{(16 * T_1 / (\pi * [\tau_k])\}}$ (мм) 29.6

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда из,
(ведущий вал редуктора соединен с валом электродвигателя муфтой

можно также принять $d_{в1} = d_{эл}$) (мм) 30

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$d_{п1} = d_{в1} + 5$ (мм) 35

Диаметр вала под шестерню принимаем

$d_{к1} = d_{п1} + 5$ (мм) 40

Ведомый вал:

Определим диаметр выходного конца вала

$d_{в2} = \sqrt[3]{\{(16 * T_2 / (\pi * [\tau_k])\}}$ (мм) 53.4

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$d_{в2}$ (мм) 55

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$d_{п2} = d_{в2} + 5$ (мм) 60

Диаметр вала под зубчатое колесо принимаем

$d_{к2} = d_{п2} + 5$ (мм) 65

Вал барабана:

Определим диаметр выходного конца вала

$d_{вб} = \sqrt[3]{\{(16 * T_3 / (\pi * [\tau_k])\}}$ (мм) 75.6

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$d_{вб}$ (мм) 80

Диаметр вала под подшипниками принимаем

$d_{п3} = d_{вб} + 5$ (мм) 85

Диаметр вала под барабан принимаем

$d_{б} = d_{п3} + 5$ (мм) 90

Примем радиальные подшипники средней серии по ГОСТ 8338-75

Обозначение подшипника	Размеры (мм)			Грузоподъемность (Кн)	
	$d_{п}$	$D_{п}$	$B_{п}$	C	C_o
407	35	100	25	55.30	31.00
212	60	110	22	52.00	31.00

8. Муфта.

Муфты приводов осуществляют соединение валов, концы которых один к другому вплотную или разведены на небольшое расстояние, причем соединение должно допускать передачу крутящего момента от одного вала к другому. Валы большей частью расположены так, что геометрическая ось одного составляет продолжение геометрической оси другого вала. Реже геометрические оси валов расположены под некоторым углом друг к другу.

Основная характеристика при подборе муфт по ГОСТу, каталогу или справочнику - больший диаметр концов соединяемых валов и передаваемый муфтой крутящий момент, учитывающий наиболее тяжелое условие ее нагружения и называемый расчетным крутящим моментом.

$$k_m = 1.2$$

$$T_p = k_m * T_1 \text{ (Н*М)} \quad 152.6 \quad \leq [T]$$

Выбираем упругую втулочно пальцевую муфту

250-33-I.1-42-I.1 ГОСТ 21424-75

Материал полумуфт

чугун СЧ 15-40

Номинальный крутящий момент

[Т] (Н*М)

250

Длина ступицы муфты

l_m (мм)

Внутренний диаметр муфты

d_m (мм)

	Двигатель	Редуктор
l_m (мм)	110	80
d_m (мм)	42	30

9. Конструктивные размеры корпуса редуктора.

Компановка редуктора.

Толщина стенок корпуса цилиндрического редуктора

$$\delta = 0,025 * a_w + 1 \text{ (мм)}$$

6

Толщина стенок крышки корпуса цилиндрического редуктора

$$\delta_1 = 0,02 * a_w + 1 \text{ (мм)}$$

5

Принимаем (min=8)

δ (мм)

8

δ_1 (мм)

8

Толщина фланца верхнего пояса корпуса

$$b = 1,5 * \delta \text{ (мм)}$$

12

Толщина фланца нижнего пояса крышки корпуса

$$b_1 = 1,5 * \delta_1 \text{ (мм)}$$

12

Толщина фланца нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 * \delta \text{ (мм)}$$

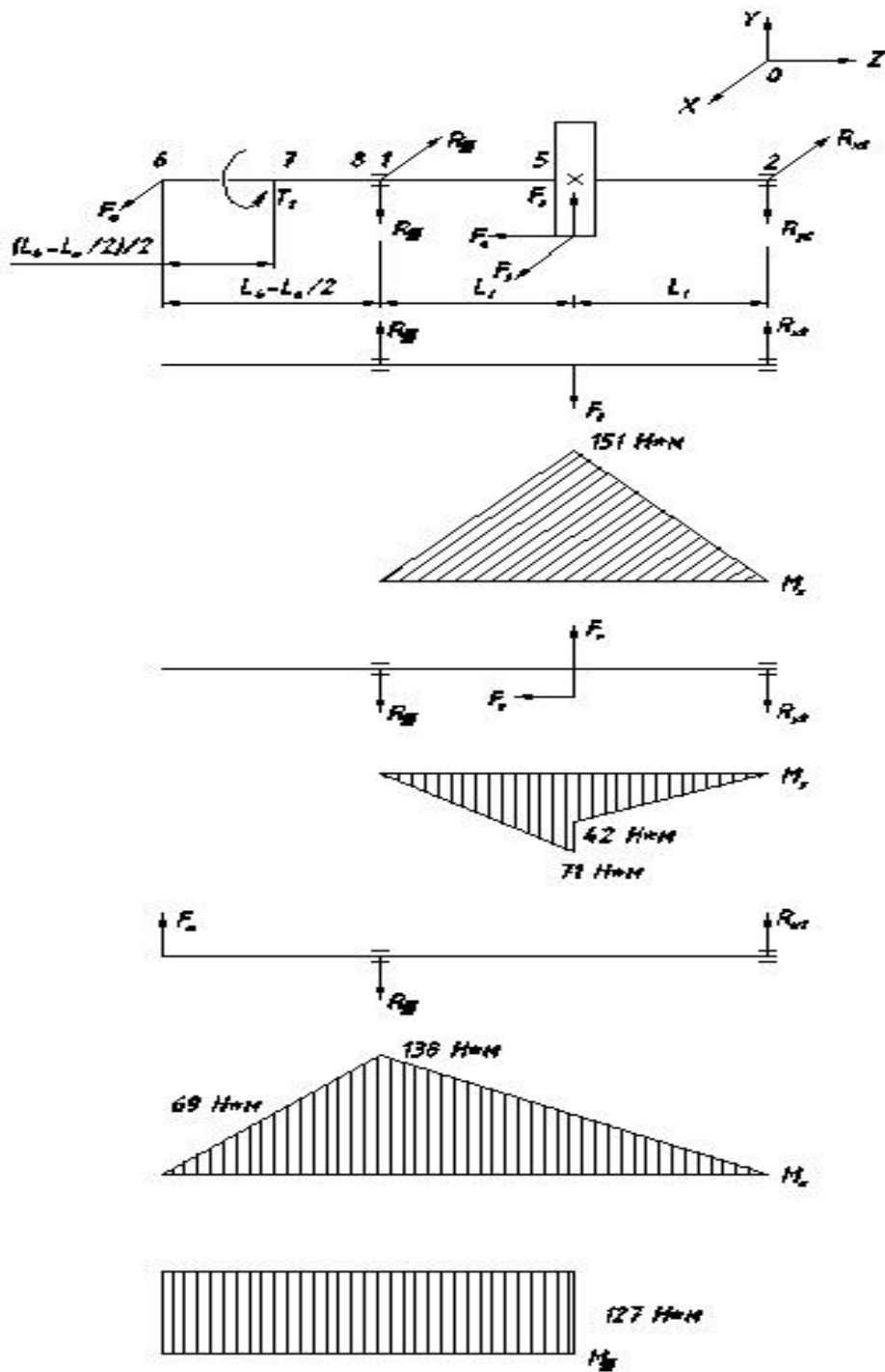
19

Диаметры болтов:	
фундаментных	
$d_{\text{б1}}=0,03*a_w+12$ (мм)	18
принимаем болты M	20
крепящих крышку корпуса с корпусом у подшипников	
$d_{\text{б2}}=0,7*d_{\text{б1}}$ (мм)	13
принимаем болты M	16
соединяющих крышку корпуса с корпусом	
$d_{\text{б3}}=0,6*d_{\text{б1}}$ (мм)	11
принимаем болты M	12
Толщина ребер основания корпуса	
$t_p=1*\delta$ (мм)	8
Толщина ребер крышки корпуса	
$t_{p1}=1*\delta_1$ (мм)	8
Определяем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса (при наличии ступицы шестерни или колеса зазор берем от торца ступицы)	
$A_1=1,2*\delta$ (мм)	10
Определяем зазор от окружности вершин зубьев колеса внутренней стенки корпуса $A_2=\delta$ (мм)	8
Принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала (окружности вершин зубьев шестерни, если она окажется больше наружного диаметра подшипника) и внутренней стенкой корпуса	
$A=\delta$ (мм)	8
Расстояние между осями болтов, соединяющих основание и крышку корпуса	
$l_{\text{б3 min}}=10*d_{\text{б3}}$ (мм)	120
$l_{\text{б3 max}}=15*d_{\text{б3}}$ (мм)	180
Основание корпуса и крышку фиксируем относительно друг друга двумя коническими штифтами	
Расстояние от внутренней стенки корпуса до торца подшипника (под мазеудерживающее кольцо) принимаем	
y (мм)	10
Определим расстояние от середины колеса до середины подшипника на ведомом валу редуктора	
$l_2=(l_{\text{ст к1}}+B_{\text{п2}})/2+A_1+y$ (мм)	79
Расстояние от середины шестерни до середины подшипника на ведущем валу принимаем	
$l_1=l_2$ (мм)	79
Определим глубину гнезда подшипника ведомого вала	
$l_{\text{п}}=1,5*B_{\text{п1}}$ (мм)	38
Диаметр болта крышки подшипника выбираем из таблиц	

$d_{\text{кр}}$ (мм)	10
Толщину фланца крышки подшипника принимаем равной диаметру отверстия под болт	
$\Delta_{\text{кр}}=2+d_{\text{кр}}$ (мм)	12
Размеры торцевых крышек узлов подшипников выбираем из таблиц справочника	
Высоту головки болта примем	
$h_{\text{б2}}=0,7*d_{\text{кр}}$ (мм)	7.0
Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом ступицы ведущей звездочки, муфты	
h' (мм)	10
Определяем расстояние от середины подшипника на ведомом валу редуктора до середины цепи ведущей звездочки	
$l_3=(t_{\text{ц}}+5)/2+h'+h_{\text{б2}}+\Delta_{\text{кр}}+l_{\text{п}}-y-B_{\text{п2}}/2$ (мм)	67
Определяем расстояние от середины подшипника на ведущем валу редуктора до торца муфты	
$l_4=l_{\text{м}}+h'+h_{\text{б2}}+\Delta_{\text{кр}}+l_{\text{п}}-y-B_{\text{п1}}/2$ (мм)	124
Высота бобышки под болт $d_{\text{б2}}$ принимается конструктивно, так чтобы образовалась опорная поверхность под головку болта и гайку. Желательно у всех бобышек иметь одинаковую высоту.	

10. Проверка долговечности подшипников.

Ведущий вал.



Реакции опор:

в плоскости xz

$$\Sigma M_{x2} = R_{x1} * 2 * l_1 - F_t * l_1 = 0$$

$$R_{x1} = F_t / 2 \text{ (Н)}$$

1907

$$\Sigma M_{x1} = F_t * l_1 - R_{x2} * 2 * l_1 = 0$$

$$R_{x2} = F_t / 2 \text{ (Н)}$$

1907

Проверка

$$\Sigma X = -R_{x1} + F_t - R_{x2} \text{ (Н)}$$

0

в плоскости yz

$$\Sigma M_{y2} = -R_{y1} * 2 * l_1 + F_r * l_1 + F_a * d_1 / 2 = 0$$

$$R_{y1} = (F_r * l_1 + F_a * d_1 / 2) / (2 * l_1) \text{ (Н)}$$

895

$$\Sigma M_{y1} = F_r * l_1 - F_a * d_1 / 2 - R_{y2} * 2 * l_1 = 0$$

$$R_{y2} = (F_r * l_1 - F_a * d_1 / 2) / (2 * l_1) \text{ (Н)}$$

529

Проверка

$$\Sigma Y = -R_{y1} + F_r - R_{y2} \text{ (Н)}$$

0

Суммарные реакции

$$R_1 = \sqrt{(R_{x1}^2 + R_{y1}^2)} \text{ (Н)}$$

2107

$$R_2 = \sqrt{(R_{x2}^2 + R_{y2}^2)} \text{ (Н)}$$

1980

Большинство муфт вследствие неизбежной несоосности соединяемых валов нагружают вал дополнительной силой F_m , приложенной в середине посадочной поверхности выходного конца вала.

Из пояснения [ГОСТ 50891-96] для стандартных редукторов общего назначения на входные и выходные валы одноступенчатого редуктора принимаем

$$F_m = 125 * \sqrt{T_1} \text{ (Н)}$$

1410

на выходные валы многоступенчатого редуктора принимают

$$F_m = 250 * \sqrt{T_1} \text{ (Н)}$$

Определим реакции от силы F_m

В расчетной схеме силу F_m направляем так, чтобы она максимально напряжения и деформации на вал (худший вариант)

$$\Sigma M_{m2} = F_m * (l_4 - l_m / 2 + 2 * l_1) - R_{m1} * 2 * l_1 \text{ (Н)}$$

$$R_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2 + 2 * l_1) / (2 * l_1) \text{ (Н)}$$

2156

$$\Sigma M_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2) - R_{m2} * 2 * l_1 \text{ (Н)}$$

$$R_{m2} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / (2 * l_1) \text{ (Н)}$$

746

Проверка

$$\Sigma M = F_m - R_{m1} + R_{m2} \text{ (Н)}$$

0

Направление силы F_m заранее не известно (оно обусловлено фактическим отклонением соединяемых валов). Поэтому реакцию каждой опоры, соответствующую наиболее опасному полному случаю нагружения, находим арифметическим суммированием

результатирующих от сил в зацеплении (R_1 и R_2) и реакций от силы F_m (R_{m1} и R_{m2}).

$$P_{r1} = R_1 + R_{m1} \text{ (Н)} \quad 4262$$

$$P_{r2} = R_2 + R_{m2} \text{ (Н)} \quad 2726$$

$$P_o = F_a \text{ (Н)} \quad 869$$

Так как вращается внутреннее кольцо подшипника

$$V \quad 1$$

Коэффициент безопасности

$$K_\sigma \quad 1.2$$

Коэффициент температуры

$$K_T \quad 1.05$$

$$\text{Отношение } P_o / C_{o1} \quad 0.028$$

$$e \quad 0.34$$

$$\text{Отношение } P_o / P_{r1} \quad 0.204 \quad < e$$

$$X_1 \quad 1$$

$$Y_1 \quad 0$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э1}} = (X_1 * V * P_{r1} + Y_1 * P_o) * K_\sigma * K_T \text{ (Н)} \quad 5371$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o1} = (C_{o1} / P_{\text{э1}})^3 \text{ (млн. об)} \quad 1092$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h1} = (L_{o1} * 10^6) / (60 * n_{b1}) \text{ (ч)} \quad 18679$$

Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36000 ч (ресурс редуктора), но не должен быть менее 10000 ч (минимально допустимая долговечность подшипника)

Построим эпюры моментов.

При построении эпюр исходим из следующего:

1. Продольную силу считаем положительной, если она вызывает растяжение отсеченной части, и отрицательной, если она вызывает ее сжатие.

2. Поперечную силу считаем положительной, если она вращает отсеченную часть по ходу часовой стрелки.

3. Изгибающий момент считаем положительным, если сжаты верхние волокна отсеченной части. Эпюру изгибающего момента строим на сжатых волокнах.

4. Для крутящего момента знаки принимаем произвольно.

в плоскости xz

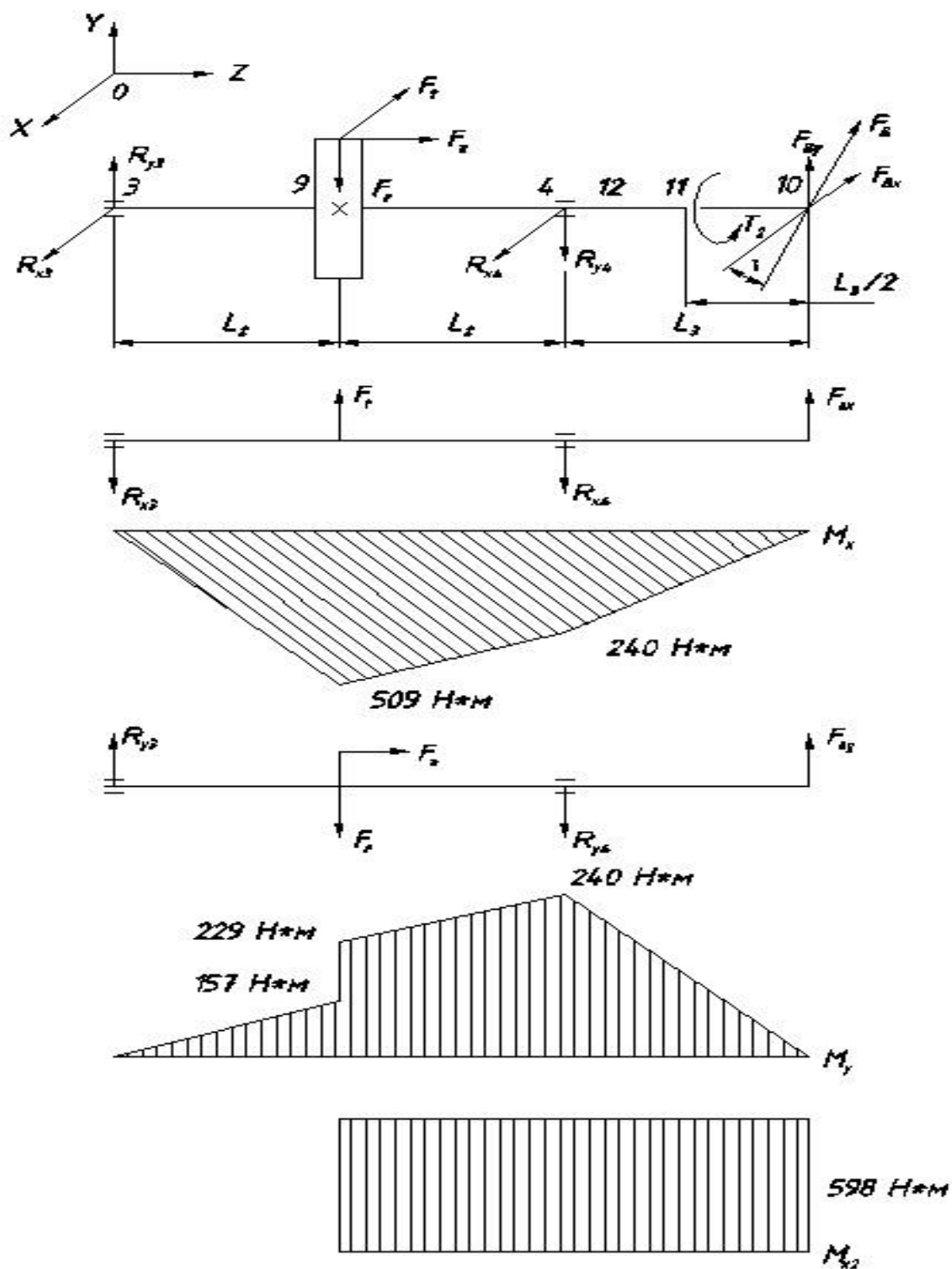
Построение эпюры нагружения от силы F_t

сечение 1

$$M_{x1} \text{ (Н*м)} \quad 0$$

сечение 5	
$M_{x5}=R_{x1} * l_1$ (Н*м)	151
сечение 2	
M_{x2} (Н*м)	0
Построение эпюры момента в плоскости уз	
Построение эпюры нагружения от сил F_r и F_a	
сечение 1	
M_{y1} (Н*м)	0
сечение 5 слева	
$M_{y5}^{лев} = R_{y1} * l_1$ (Н*м)	71
сечение 5 справа	
$M_{y5}^{прав} = M_{y5}^{лев} - F_a * d_1 / 2$ (Н*м)	42
сечение 2	
M_{y2} (Н*м)	0
Построение эпюры нагружения от силы F_m	
В расчетной схеме силу F_m направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации на вал (худший вариант)	
сечение 6	
M_{m6} (Н*м)	0
сечение 7	
$M_{m7} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / 2$ (Н*м)	59
сечение 1	
$M_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2)$ (Н*м)	118
сечение 5	
$M_{m5} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / 2$ (Н*м)	59
сечение 2	
M_{m2} (Н*м)	0
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни	
$M_{к1} = T_1$ (Н*м)	127
Определим эквивалентные моменты для сечений вала	
$M_{и5} = \sqrt{[(M_{x5} + M_{m5})^2 + M_{y5}^{лев}^2]}$ (Н*м)	222
$M_5 = \sqrt{(M_{и5}^2 + M_{к1}^2)}$ (Н*м)	256
$M_{и1} = \sqrt{(M_{x1} + M_{m1})^2 + M_{y1}^2}$ (Н*м)	118
$M_1 = \sqrt{(M_{и1}^2 + M_{к1}^2)}$ (Н*м)	174
$M_{и7} = M_{m7}$ (Н*м)	59
$M_7 = \sqrt{(M_{и7}^2 + M_{к1}^2)}$ (Н*м)	140
Исходя из размеров вала принимаем предположительно опасным сечение 1.	

Ведомый вал.



В расчетной схеме силу F_{bx} направляем так, чтобы она увеличивала напряжения и деформации от силы F_t (худший вариант)

Составляющие от нагрузки цепной передачи

$$F_{bx} = F_b^* \sin \gamma \text{ (H)}$$

2922

$$F_{by} = F_b^* \cos \gamma \text{ (H)}$$

2922

Реакции опор:

в плоскости xz

$$\Sigma M_{x4} = R_{x3} * 2 * l_2 - F_t * l_2 + F_{bx} * l_3 = 0$$

$$R_{x3} = (F_t * l_2 - F_{bx} * l_3) / (2 * l_2) \text{ (Н)} \quad 673$$

$$\Sigma M_{x3} = -F_t * l_2 + R_{x4} * 2 * l_2 - F_{bx} * (2 * l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{x4} = [F_t * l_2 + F_{bx} * (2 * l_2 + l_3)] / (2 * l_2) \text{ (Н)} \quad 6063$$

Проверка

$$\Sigma X = R_{x3} - F_t + R_{x4} - F_{bx} \text{ (Н)} \quad 0$$

в плоскости yz

$$\Sigma M_{y4} = R_{y3} * 2 * l_2 - F_r * l_2 + F_a * d_2 / 2 - F_{by} * l_3 = 0$$

$$R_{y3} = (F_r * l_2 - F_a * d_2 / 2 + F_{by} * l_3) / (2 * l_2) \text{ (Н)} \quad 1033$$

$$\Sigma M_{y3} = -F_r * l_2 - F_a * d_2 / 2 - R_{y4} * 2 * l_2 + F_{by} * (2 * l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{y4} = [-F_r * l_2 - F_a * d_2 / 2 + F_{by} * (2 * l_2 + l_3)] / (2 * l_2) \text{ (Н)} \quad 2531$$

Проверка

$$\Sigma Y = R_{y3} - F_r - R_{y4} + F_{by} \text{ (Н)} \quad 0$$

Суммарные реакции

$$P_{r3} = \sqrt{(R_{x3}^2 + R_{y3}^2)} \text{ (Н)} \quad 1233$$

$$P_{r4} = \sqrt{(R_{x4}^2 + R_{y4}^2)} \text{ (Н)} \quad 6570$$

Так как вращается внутреннее кольцо подшипника

$$V \quad 1$$

$$\text{Отношение } P_o / C_{o2} \quad 0.028$$

$$e \quad 0.22$$

$$\text{Отношение } P_o / P_{r4} \quad 0.132 \quad < e$$

$$X_2 \quad 1$$

$$Y_2 \quad 0$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\sigma 2} = (X_2 * V * P_{r4} + Y_2 * P_o) * K_b * K_T \text{ (Н)} \quad 8279$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o2} = (C_2 / P_{\sigma 2})^3 \text{ (млн. об)} \quad 248$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h2} = (L_{o2} * 10^6) / (60 * n_{в2}) \text{ (ч)} \quad 21204$$

Построим эпюры моментов.

в плоскости xz

сечение 3

$$M_{x3} \text{ (Н*М)} \quad 0$$

сечение 9

$$M_{x9} = R_{x4} * l_2 \text{ (Н*М)} \quad 481$$

сечение 4

$$M_{x4} = F_{bx} * l_3 \text{ (Н*М)} \quad 196$$

сечение 11	
$M_{x11} = F_{вх} * l_3 / 2$ (Н*м)	98
сечение 10	
M_{x10} (Н*м)	0
Построение эпюры момента в плоскости уз	
сечение 3	
M_{y3} (Н*м)	0
сечение 9 справа	
$M_{y9}^{прав} = R_{y4} * l_2$ (Н*м)	201
сечение 9 слева	
$M_{y9}^{лев} = M_{y9}^{прав} - F_a * d_2 / 2$ (Н*м)	56
сечение 4	
$M_{y4} = F_{вы} * l_3$ (Н*м)	196
сечение 11	
$M_{y11} = F_{вы} * l_3 / 2$ (Н*м)	98
сечение 10	
M_{y10} (Н*м)	0
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни	
$M_{к2} = T_2$ (Н*м)	598
Определим эквивалентные моменты для сечений вала	
$M_{и9} = \sqrt{(M_{x9}^2 + M_{y9}^{прав}^2)}$ (Н*м)	484
$M_9 = \sqrt{(M_{и9}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)	770
$M_{и4} = \sqrt{(M_{x4}^2 + M_{y4}^2)}$ (Н*м)	277
$M_4 = \sqrt{(M_{и4}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)	659
$M_{и11} = \sqrt{(M_{x11}^2 + M_{y11}^2)}$ (Н*м)	139
$M_{11} = \sqrt{(M_{и11}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)	614
Исходя из размеров вала принимаем предположительно опасным сечение 4.	

11. Проверка прочности шпоночных соединений.

Принимаем шпонки призматические со скругленными торцами.

Материал шпонок: сталь 45
 термообработка нормализация

Допускаемое напряжение смятия:

при стальной ступице

$[\sigma_{см}]$ (МПа) 100 120

при чугунной ступице

$[\sigma_{см}]$ (МПа) 50 70

Размеры сечений шпонок и пазов, длины шпонок - по ГОСТ 23360-78

Ведущий вал.

Размеры шпонки под муфту:

b (мм) 10

h (мм) 8

паз вала t (мм) 5.0

$l=l_{стм}-10$ (мм) 70

Материал муфты чугун

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см1}=2*T_1/[d_{в1}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 47 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

Ведомый вал.

Размеры шпонки под звездочку:

b (мм) 16

h (мм) 10

паз вала t (мм) 6.0

$l=l_{ст1зв}-10$ (мм) 73

Материал звездочки сталь

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см2}=2*T_2/[d_{в2}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 96 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

Размеры шпонки под зубчатое колесо:

b (мм) 18

h (мм) 11

паз вала t (мм) 7.0

$l=l_{стк1}-10$ (мм) 88

напряжение смятия по меньшему диаметру

$\sigma_{см3}=2*T_2/[d_{к2}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа) 66 $< [\sigma_{см}]$

Условие прочности выполнено.

12. Уточненный расчет валов.

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения - по отнулевому (пульсирующему).

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Ведущий вал.

Материал: сталь 45
 термообработка улучшение

Допускаемое контактное напряжение для косозубых колес для указанных материалов и диаметра заготовки вала

σ_B (Мпа) 780

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_B$ (Мпа) 335.4

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$\tau_{-1} = 0,58 * \sigma_{-1}$ (Мпа) 194.5

Сечение 7 (под полумуфтой). Это сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту рассчитываем на кручение.

Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.

Момент сопротивления кручению

$W_K = \pi * d_{B1}^3 / 16 - b * t * (d_{B1} - t)^2 / (2 * d_{B1})$ (мм³) 4781

Амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_K)$ (Мпа) 13.3

при частом реверсе принимают

$\tau_v = T_1 / W_K$ (Мпа) 26.6

τ_m (Мпа) 0

Коэффициент

k_τ 1.70

Коэффициент

ε_τ 0.7

Коэффициент

ψ_τ 0.05

Коэффициент запаса прочности

$s = \sigma_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m)$ 5.9

Определяем момент сопротивления изгибу

$W = \pi * d_{B1}^3 / 32 - b * t * (d_{B1} - t)^2 / (2 * d_{B1})$ (мм³) 2130

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений

k_σ 1.75

Масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_{σ}	0.85
Коэффициент	
ψ_{σ}	0.1
Из пояснения среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и7}/W$ (Мпа)	27.8
$s_{\sigma} = \sigma_{-1}/(k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	5.9
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 7	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	4.2
Сечение 8.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{п1}/d_{в1}$	1.17
r (мм)	1.00
$r/d_{в1}$	0.03
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{σ}	2.15
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{τ}	1.60
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в1}^3 / 32$ (мм ³)	2651
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и7}/W$ (Мпа)	22.3
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	5301
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p)$ (Мпа)	12.0
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	5.9
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	6.3
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 8	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	4.3
Сечение 1 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	

$k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$	3.65
$k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}=0,6*(k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma})+0,4$	2.59
Определяем осевой момент сопротивления	
$W=\pi*d_{n1}^3/32$ (мм ³)	4209
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v=\sigma_{max}=M_{n1}/W$ (МПа)	28.1
Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p=2*W$ (мм ³)	8418
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v=\tau_m=T_1/(2*W_p)$ (МПа)	7.6
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma}=\sigma_{-1}/(k_{\sigma}*\sigma_v/\varepsilon_{\sigma}+\psi_{\sigma}*\sigma_m)$	3.3
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau}=\tau_{-1}/(k_{\tau}*\tau_v/\varepsilon_{\tau}+\psi_{\tau}*\tau_m)$	9.8
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 1	
$s=s_{\sigma}*s_{\tau}/\sqrt{(s_{\sigma}^2+s_{\tau}^2)}$	3.1
Сечение 5 (шестерня).	
Концентрацию напряжения вызывает наличие зубьев.	
k_{σ}	1.65
k_{τ}	1.52
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_{σ}	0.76
Коэффициент	
ε_{τ}	0.65
Номинальная делительная окружная толщина зуба вала для эвольвентных зубчатых соединений	
$b=\pi*m_{n1}/2$ (мм)	3.9
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p=[\pi*d_{f1}^4-b*z_1*(d_{a1}-d_{f1})*(d_{a1}+d_{f1})^2]/(16*d_{a1})$ (мм ³)	21376
Определяем осевой момент сопротивления	
$W=0,5*W_p$ (мм ³)	10688
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v=\sigma_{max}=M_{и5}/W$ (МПа)	20.8
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	

$$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p) \text{ (Мпа)} \quad 3.0$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m) \quad 7.4$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m) \quad 27.4$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 5

$$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)} \quad 7.2$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	7	8	1	5
Коэффициент запаса прочности s	4.2	4.3	3.1	7.2

Допускаемый коэффициент запаса прочности

$$[s] \quad 2.5$$

Во всех сечениях $s > [s]$

Ведомый вал.

Материал: сталь 45

термообработка нормализация

Допускаемое контактное напряжение для косозубых колес для указанных материалов и диаметра заготовки вала

$$\sigma_B \text{ (Мпа)} \quad 570$$

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43 * \sigma_B \text{ (Мпа)} \quad 245.1$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0,58 * \sigma_{-1} \text{ (Мпа)} \quad 142.2$$

Сечение 9 (под зубчатым колесом).

Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.

Определяем момент сопротивления кручению

$$W_k = \pi * d_{к2}^3 / 16 - b * t * (d_{к2} - t)^2 / (2 * d_{к2}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 50662$$

Определяем момент сопротивления изгибу

$$W = \pi * d_{к2}^3 / 32 - b * t * (d_{к2} - t)^2 / (2 * d_{к2}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 23701$$

Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_k) \text{ (Мпа)} \quad 5.9$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{и9} / W \text{ (Мпа)} \quad 20.4$$

Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений

$$k_\sigma \quad 1.60$$

Из таблицы масштабный фактор для нормальных напряжений

$$\varepsilon_\sigma \quad 0.76$$

Коэффициент

$$\psi_\sigma \quad 0.05$$

Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
σ_m (МПа)	0
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m)$	5.7
Коэффициент	
k_τ	1.50
Коэффициент	
ε_τ	0.65
Коэффициент	
ψ_τ	0
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m)$	10.4
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 9	
$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)}$	5.0
Сечение 4 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	
$k_\sigma / \varepsilon_\sigma$	3.4
$k_\tau / \varepsilon_\tau = 0,6 * (k_\sigma / \varepsilon_\sigma) + 0,4$	2.4
Определяем осевой момент сопротивления	
$W = \pi * d_{п2}^3 / 32$ (мм ³)	21206
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{и4} / W$ (Мпа)	13.1
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	42412
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p)$ (Мпа)	7.1
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_\sigma = \sigma_{-1} / (k_\sigma * \sigma_v / \varepsilon_\sigma + \psi_\sigma * \sigma_m)$	5.5
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_\tau = \tau_{-1} / (k_\tau * \tau_v / \varepsilon_\tau + \psi_\tau * \tau_m)$	8.3
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 4	
$s = s_\sigma * s_\tau / \sqrt{(s_\sigma^2 + s_\tau^2)}$	4.6
Сечение 12.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{п2} / d_{в2}$	1.09
r (мм)	1.50
$r / d_{в2}$	0.03

Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{σ}	1.80
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
ε_{σ}	0.82
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
k_{τ}	1.25
Коэффициент	
ε_{τ}	0.7
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в2}^3 / 32$ (мм ³)	16334
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и4} / W$ (Мпа)	17.0
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм ³)	32668
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p)$ (Мпа)	9.2
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	6.6
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	8.7
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 12	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}$	5.2
Сечение 11 (под звездочкой).	
Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.	
Определяем момент сопротивления кручению	
$W_k = \pi * d_{в2}^3 / 16 - b * t * (d_{в2} - t)^2 / (2 * d_{в2})$ (мм ³)	30572
Определяем момент сопротивления изгибу	
$W = \pi * d_{в2}^3 / 32 - b * t * (d_{в2} - t)^2 / (2 * d_{в2})$ (мм ³)	14238
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и11} / W$ (Мпа)	10
Определяем полярный момент сопротивления касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_k)$ (Мпа)	9.8
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	8.7
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	8.1
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 11	

$$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)} \quad 5.9$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	9	4	12	11
Коэффициент запаса прочности s	5.0	4.6	5.2	5.9

Допускаемый коэффициент запаса прочности

$[s]$ 2.5

Во всех сечениях $s > [s]$

13. Посадки зубчатого колеса, подшипников, полумуфты, звездочки.

Посадки назначаем в соответствии с указаниями данными в таблице

Посадка шпонки на вал $N9/h9$

Посадка шпонки в ступице $Js9/h9$

Посадка зубчатого колеса на вал $H7/p6$ по ГОСТ 25347-82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала $k6$.

Отклонения отверстий в крышках подшипников под манжеты $H7$.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников $H7$.

Посадка крышки подшипника в корпус редуктора $H7/h8$

Посадка полумуфты на вал $H7/k6$, $H7/m6$

Посадка полумуфты при реверсивной и тяжелой нагрузке на вал $H7/n6$

Посадка звездочки цепной передачи на вал $H7/h6$ (с торца крепить шайбой и болтом) или $H7/k6$, $H7/m6$.

Остальные посадки назначаем, пользуясь данными таблицы.

14. Смазка редуктора.

Для уменьшения потерь мощности на трение, снижения интенсивности изнашивания трущихся поверхностей, их охлаждения и очистки от продуктов износа, а также для предохранения от заедания, задиров, коррозии должно быть обеспечено надежное смазывание трущихся поверхностей.

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены на глубину не менее (мм) 10

Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется смесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерное смазывание применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков до 12,5 м/с.

Определяем объем масляной ванны

$$V = 0,25 * P_{\text{треб}} \text{ (дм}^3\text{)} \quad 3.31$$

По контактному напряжению и скорости устанавливаем вязкость масла 28

Принимаем масло по ГОСТ 20799-75 И-30А

При картерном смазывании передач и окружной скорости колес $v \leq 12$ м/с подшипники смазывают брызгами масла. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

15. Сборка редуктора.

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

1. на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 800-1000С;
2. в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала;
3. затем на ведомый вал надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы устанавливают в основание корпуса редуктора, надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса герметиком ГОСТ 13489-79. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

Затем ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед установкой сквозных крышек в выточки закладывают резиновые манжеты для валов по ГОСТ 8752-70. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее на конец ведущего вала в шпоночную канавку закладывают шпонку и устанавливают полумуфту.

Затем на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку и устанавливают звездочку цепной передачи и закрепляют ее торцовым креплением; винт торцового крепления стопорят специальной планкой.

Далее ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

Литература:

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. ООО ТИД «Альянс» 2005 г.
2. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. Машиностроение. 2003 г.
3. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. Высшая школа. 1978 г.
4. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. АСАДЕМА. 2004 г.
5. Куклин Н.Г. Детали машин. Высшая школа. 1987 г.
6. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин. Х...Основа. 1991 г.
7. Березовский Ю.Н. Детали машин . Машиностроение. 1983 г.
8. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Высшая школа. 1991 г.
9. Ицкович Г.М.Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин. Машиностроение. 1965 г.
10. Иванов М.Н. Детали машин. Высшая школа. 2000 г.
11. Гузенков П.Г. Детали машин. Высшая школа. 1986 г.
12. Девятов Д.С. Расчеты и конструирование деталей машин. Высшая школа. 1985 г.
13. Добровольский В.А. Детали машин . Машиностроение. 1972 г.
14. Курмаз Л.В. Детали машин . УП «Технопринт» 2001 г.
15. Зубарев Н.И. Зубчатые соединения. Машиностроение. 1983 г.
16. Ничипорчик С.Н. Детали машин в примерах и задачах. Высшая школа. 1981 г.
17. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. 1978 г.
18. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2. 1978 г.
19. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 3. 1978 г.
20. Коросташевский Р.В. Подшипники качения. Справочник. Машиностроение. 1984 г.
21. Костенко Н.А.Соппротивление материалов. Высшая школа. 2004 г.
22. Белявский С.М. Руководство к решению задач по сопротивлению материалов. Высшая школа. 1967 г.
23. ГОСТ 50891-96. Редукторы общемашиностроительного применения.
- 24.Анухин В.И. Допуски и посадки. Издательский дом «Питер» 2004 г.