

**XXXXXXX Государственный  
Технический Университет им. XXXXXXXX**  
Факультет \_\_\_\_\_ МТК \_\_\_\_\_  
Кафедра \_\_\_\_\_

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

**[Записка с сайта: http://nviktor.com](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 конический прямозубый 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:

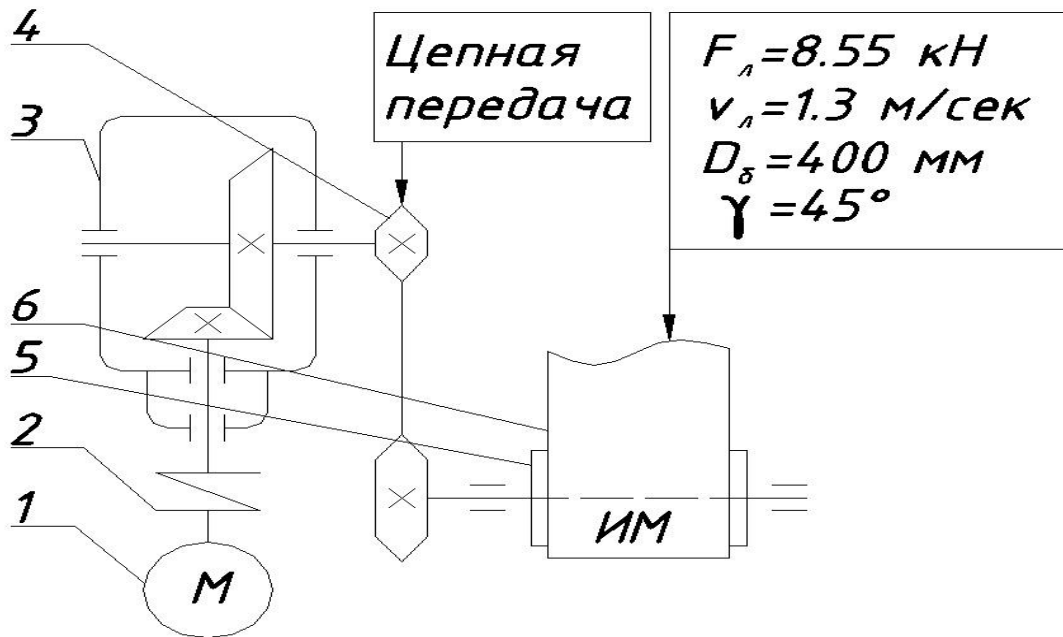
- по типу передачи - на зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
- по числу ступеней - на одноступенчатые (когда передача осуществляется одной парой колес), двух-, трех- или многоступенчатые;
- по типу зубчатых колес - на цилиндрические, конические, или коническо-цилиндрические;

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

$F_{л}$  (кН) 8,55

Значение скорости движения ленты

$v_{л}$  (м/с) 1,3

Диаметр барабана

$D_{б}$  (мм) 400

Угол наклона цепи

$\gamma$  (°) 45

Выбираем КПД отдельных звеньев кинематической цепи:

КПД муфты

$\eta_{м}$  0,98

КПД конической зубчатой передачи

$\eta_{к}$  0,97

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

$\eta_{общ} = \eta_{м} * \eta_{п} * \eta_{к} * \eta_{п} * \eta_{ц} * \eta_{оп}$  0,85

Выбираем значения передаточных чисел передач:

Для конической зубчатой передачи рекомендуется

передаточное число редуктора  $u_{ред}$

передаточное число цепной передачи  $u_{ц}$

min	max
2	4
1,5	7

По исходным данным определяем потребляемую мощность привода

т.е. мощность на валу барабана и ведомом валу редуктора (так

как соединение через муфту)

$P_{вых} = F_{л} * v_{л}$  (кВт) 11,12

Затем определяем требуемую мощность электродвигателя

$P_{треб} = P_{вых} / \eta_{общ}$  (кВт) 13,10

Угловая скорость барабана

$\omega_{б} = 2 * v_{л} / D_{б}$  (рад/с) 6,5

Частота вращения барабана

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

62,07

Требуемая частота вращения вала электродвигателя

min	max
186	1738

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

По ГОСТ 12289-76 предварительно принимаем передаточное число

редуктора

 $u_{\text{ред ГОСТ}}$ 

3,15

цепной передачи

 $u_{\text{ц пред}}$ 

5,00

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

978

По полученной мощности и частоте вращения вала выбираем

электродвигатель

4A160S2Y3

с рабочими характеристиками:

номинальная мощность

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

15

синхронная частота вращения

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

1000

скольжение 2,6%

0,026

номинальная частота вращения

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

974

диаметр вала

$$d_{\text{эл}} \text{ (мм)}$$

42

Угловая скорость электродвигателя

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

102,00

Передаточное отношение привода

$$u = \omega_{\text{эл}} / \omega_{\text{б}}$$

15,69

Передаточное отношение цепной передачи

$$u_{\text{ц пред}} = u / u_{\text{ред ГОСТ}}$$

4,98

Угловая скорость ведущего вала редуктора

$$\omega_{\text{в1}} = \omega_{\text{эл}} \text{ (рад/с)}$$

102,00

Частота вращения ведущего вала редуктора

$$n_{\text{в1}} = n_{\text{эл}} \text{ (мин}^{-1}\text{)}$$

974

Частота вращения ведомого вала редуктора

$$n_{\text{в2}} = n_{\text{эл}} / u_{\text{ред ГОСТ}} \text{ (мин}^{-1}\text{)}$$

309,2

Вращающий момент на валу электродвигателя

$$T_{\text{эл}} = P_{\text{треб}} / \omega_{\text{эл}} \text{ (Н*м)}$$

128,4

Найдем вращающий момент на ведущем валу редуктора

$$T_1 = T_{\text{эл}} * \eta_{\text{м}} \text{ (Н*м)}$$

125,9

Найдем вращающий момент на ведомом валу редуктора



$T_2 = T_1 * u_{ред ГОСТ} * \eta_{п1} * \eta_{з} * \eta_{п2}$ (Н*м)		376,9
Найдем вращающий момент на валу барабана		
$T_3 = T_2 * u_{ц} * \eta_{ц} * \eta_{оп}$ (Н*м)		1716,3
Для проверки определим вращающий момент на валу барабана по формуле		
$T_{пров} = F_{л} * D_{б}/2$ (Н*м)		1710,0
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 4\%$		
$[(T_{пров} - T_3)/T_{пров}] * 100$ (%)	-0,37	< 4%

## 5. Расчет зубчатых колес редуктора.

Выбираем материалы для зубчатых колес:

для шестерни	сталь 40Х
термообработка	улучшение
твердость $HV_1$	270
для колеса	сталь 40Х
термообработка	улучшение
твердость $HV_2$	245

Определим расчетное допускаемое контактное напряжение для прямозубых конических 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 прямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение рассчитываем для колеса

$[\sigma_H] = (2 * HV_2 + 70) * K_{HL} / [S_H]$ (МПа)	509
---	-----

При проектировании редукторов задаются величиной коэффициента ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию для конических передач по ГОСТ 12289-76

$\psi_{bRe}$	0,285
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца примем	
$K_{H\beta}$	1,35

Для прямозубых конических передач

$K_d$	99
-------	----

Определим внешний делительный диаметр колеса

$d_{e2} = K_d * \sqrt[3]{T_2 * K_{H\beta} * u_{ред\ ГОСТ} / ([\sigma_H]^2 * (1 - 0,5 * \psi_{bRe})^2 * \psi_{ba})}$ (мм)	305,9	
По ГОСТ 12289-76 принимаем		
$d_{e2\ пред}$ (мм)	315,0	
Определим минимальное число зубьев шестерни.		
Определяем предварительно угол делительного конуса шестерни		
$ctg \delta_{1\ пред} = u_{ред\ ГОСТ}$	3,15	
$\delta_{1\ пред}$ (°)	17,6	
Для конических колес с прямыми зубьями средний угол наклона зуба		
$\beta_1$ (°)	0	
Для конических колес с круговыми зубьями средний угол наклона зуба рекомендовано принимать		
$\beta_1$ (°)	35	
$z_{1\ min} \geq 17 * \cos \delta_{1\ пред} * \cos^3 \beta_1$ (мм)	16,2	
Принимаем число зубьев шестерни ( $z_1 = 18 \div 32$ )		
$z_1$	20	
Тогда		
$z_2 = z_1 * u_{ред\ ГОСТ}$	63	
Принимаем число зубьев колеса		
$z_2$	63	
Уточняем передаточное отношение		
$u_{ред\ пред} = z_2 / z_1$	3,15	
По ГОСТ 12289-76 принимаем окончательно		
$u_{ред}$	3,15	
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 3\%$		
$[(u_{ред\ пред} - u_{ред}) / u_{ред\ пред}] * 100$ (%)	0,00	< 3%
Определяем внешний окружной модуль		
$m_e = d_{e2\ пред} / z_2$ (мм)	5,0	
Принимаем по ГОСТ 9563-66 (округлять $m_e$ до стандартного значения для конических колес не обязательно)		
$m_e$ (мм)	5,0	
Уточняем		
$d_{e2} = m_e * z_2$ (мм)	315,0	
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 2\%$		
$[(d_{e2\ пред} - d_{e2}) / d_{e2\ пред}] * 100$ (%)	0,00	< 2%
Определяем углы делительных конусов		
$ctg \delta_1 = u_{ред}$	3,15	
$\delta_1$ (°)	17,6	
$\delta_2 = 90 - \delta_1$ (°)	72,4	

Определяем внешнее конусное расстояние	
$R_e = 0,5 * m_e * \sqrt{(z_1^2 + z_2^2)}$ (мм)	165,25
Определяем длину зуба	
$b = \psi_{bRe} * R_e$ (мм)	47,10
Принимаем	
$b$ (мм)	48
Определяем внешний делительный диаметр шестерни	
$d_{e1} = m_e * z_1$ (мм)	100,0
Определяем средний делительный диаметр шестерни	
$d_1 = 2 * (R_e - 0,5 * b) * \sin \delta_1$ (мм)	85,5
Определяем внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев)	
$d_{ae1} = d_{e1} + 2 * m_e * \cos \delta_1$ (мм)	109,5
$d_{ae2} = d_{e2} + 2 * m_e * \cos \delta_2$ (мм)	318,0
Определяем средний окружной модуль	
$m = d_1 / z_1$ (мм)	4,3
Определяем средний делительный диаметр колеса	
$d_2 = m * z_2$ (мм)	269,3
Определяем внешнюю высоту головки зуба	
$h_{ae1} = m_e$ (мм)	5,0
Определяем внешнюю высоту ножки зуба	
$h_{fe1} = h_{ae1} + 0,2 * m_e$ (мм)	6,0
Определяем внешнюю высоту зуба	
$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$ (мм)	11,0
Угол $\alpha$ (°)	20
Коэффициент смещения зуба	
$x_1$	0,0
$x_2$	0,0
Коэффициент изменения толщины зуба	
$x_{\tau 1}$	0,0
Определяем внешнюю окружную толщину зуба шестерни	
$s_{d1} = (\pi / 2 + 2 * x_1 * \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1}) * m_e$ (мм)	7,9
Определяем внешнюю окружную толщину зуба колеса	
$s_{d2} = \pi * m_e - s_{d1}$ (мм)	7,9
Определяем угол ножки зуба	
$\operatorname{tg} \theta_f = h_{fe1} / R_e$	0,04
$\theta_f$ (°)	2,1
Определяем угол головки зуба	
$\theta_a = \theta_f$ (°)	2,1
Определяем угол конуса вершин	
$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a$ (°)	19,7

$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a$ (°)	74,5
Определяем угол конуса впадин	
$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f$ (°)	15,5
$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f$ (°)	70,3
Определяем расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	
$B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae} * \sin \delta_1$ (мм)	156,0
$B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae} * \sin \delta_2$ (мм)	45,2
Наружный диаметр ступицы колеса	
$d_{стк1} = 1,55 * d_{к2}$ (мм)	93
Длина ступицы колеса	
$l_{стк1} = 1,5 * d_{к2}$ (мм)	90
Толщина обода колеса (от впадины зубьев)	
$s = 2,5 * m_e + 2$ (мм)	15
Торец зубчатого венца для установки заготовки при нарезании зубьев	
$b_0 = s$ (мм)	15
Для уменьшения точной механической обработки выполняем выточку глубиной (мм)	2
Толщина диска колеса	
$c_2 = 0,5 * (s + (d_{стк1} - d_{к2}) / 2)$ (мм)	16
Определяем высоту шестерни по делительному диаметру	
$h_{ш} = [b + (h_{fe} + s) * \operatorname{tg} \delta_1] * \cos \delta_1$ (мм)	52,0
Определяем высоту шестерни по делительному диаметру от наружного торца до середины длины зуба	
$h_{ш1} = b / 2 * \cos \delta_1$ (мм)	22,9
Определяем размер от внешнего делительного диаметра до внутреннего торца шестерни	
$h_{ш2} = (h_{fe1} + s) * \sin \delta_1$ (мм)	6,2
Определяем высоту шестерни	
$h_{стш} = b * \cos \delta_1$ (мм)	46
Определяем высоту колеса по делительному диаметру	
$h_{к} = [b + (h_{fe} + s) * \operatorname{tg} \delta_2] * \sin \delta_1$ (мм)	34,1
Определяем высоту колеса по делительному диаметру от наружного торца до середины длины зуба	
$h_{к1} = b / 2 * \cos \delta_2$ (мм)	7,1
Определяем размер от внешнего делительного диаметра до внутреннего торца колеса	
$h_{к2} = (h_{fe1} + s) * \sin \delta_2$ (мм)	19,5
Определяем размер от вершины зуба до внутреннего торца колеса	
$h_{к3} = (h_{e1} + s) * \sin \delta_2$ (мм)	24,3

Определяем коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру $\psi_{bd}=b/d_1$ (мм)	0,56
Определяем средняя окружная скорость колес $v_n=\omega_1*d_1/2$ (м/с)	4,36
Для конических колес назначаем степень точности $n_T$	7
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине зуба $K_{H\beta}$	1,24
Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $K_{H\alpha}$	1,00
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении $K_{Hv}$	1,05
Коэффициент нагрузки $K_H=K_{H\beta}*K_{H\alpha}*K_{Hv}$	1,302
Проверяем контактное напряжение $\sigma_H=335/(R_e-0,5*b)*\sqrt{[T_2*K_H*\sqrt{(u_{ред}^2+1)^3}/(b_2*u_{ред}^2)]}$ (Мпа)	457 < $[\sigma_H]$
Требуемое условие выполнено.	
Силы, действующие в зацеплении:	
окружная $F_t=2*T_1/d_1$ (Н)	2945
радиальная для шестерни равна осевой для колеса $F_{r1}=F_{a2}=F_t*tg\alpha*cos\delta_1$ (Н)	1022
осевая для шестерни равна радиальной для колеса $F_{a1}=F_{r2}=F_t*tg\alpha*sin\delta_1$ (Н)	324
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба $K_{F\beta}$	1,62
Коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки $K_{Fv}$	1,35
Коэффициент нагрузки $K_F=K_{F\beta}*K_{Fv}$	2,19
Коэффициент формы зуба зависит от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{v1}=z_1/cos\delta_1$	21,0
колеса $z_{v2}=z_2/cos\delta_2$	208,2
Определяем коэффициент формы зуба $Y_{F1}$	3,8

$Y_{F2}$		3,6
Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба		
$\sigma^{\circ}_{F\lim b1} = 1,8 * HB_1$ (Мпа)		486
$\sigma^{\circ}_{F\lim b2} = 1,8 * HB_2$ (Мпа)		441
Коэффициент		
$[S_F]'$		1,75
Коэффициент получения заготовки		
$[S_F]''$		1
Коэффициент безопасности		
$[S_F] = [S_F]' * [S_F]''$		1,75
Допускаемые напряжения:		
для шестерни		
$[\sigma_{F1}] = \sigma^{\circ}_{F\lim b1} / [S_F]$ (Мпа)		278
для колеса		
$[\sigma_{F2}] = \sigma^{\circ}_{F\lim b2} / [S_F]$ (Мпа)		252
При проверке на изгиб следует обратить внимание на то зубчатое колесо для которого отношение		
$[\sigma_{F1}] / Y_{F1}$ (Мпа)		73,1
$[\sigma_{F2}] / Y_{F2}$ (Мпа)		70,0
меньше.		
Коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической		
$\partial_F$		0,85
Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:		
$\sigma_{F1} = F_t * K_F * Y_{F1} / (\partial_F * b * m)$ (Мпа)	140,3	< $[\sigma_{F1}]$
$\sigma_{F2} = F_t * K_F * Y_{F2} / (\partial_F * b * m)$ (Мпа)	133,0	< $[\sigma_{F2}]$
Условие прочности выполнено.		
Фаски		
$f_{1-2} = 0,5 * m_{n1}$ (мм)		2,5

## 6. Расчет цепной передачи.

Выбираем приводную роликую однорядную цепь

Число рядов цепи

$$m_{ц} = 1$$

Число зубьев ведущей звездочки

$$z_{зв1} = 31 - 2 * u_{ц\text{ пред}} = 21,0$$

Число зубьев ведомой звездочки

$$z_{зв2} = z_{зв1} * u_{ц\text{ пред}} = 104,8$$

Принимаем число зубьев ведущей звездочки

$z_{зв1}$		21
Принимаем число зубьев ведомой звездочки		
$z_{зв2}$		105
Уточняем передаточное отношение		
$u_{ц} = z_{зв2} / z_{зв1}$		5,00
Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету не должно превышать $\pm 3\%$		
$[(u_{ц\text{ пред}} - u_{ц}) / u_{ц\text{ пред}}] * 100 (\%)$	-0,37	< 3%
Динамический коэффициент:		
при спокойной нагрузке		
$k_{д}$		1
при ударной нагрузке		
$k_{д}$		1,25
при интенсивной ударной нагрузке		
$k_{д}$		2,5
Коэффициент межосевого расстояния:		
при $a = (30 \div 50) * t_{ц} k_{а}$		1
при $a < 25 * t_{ц} k_{а}$		1,25
при $a > 50 * t_{ц} k_{а}$		0,8
Коэффициент наклона цепи:		
при угле наклона $< 60^\circ$ и автоматическом		
$k_{н}$		1
при автоматическом регулировании натяжения цепи		
$k_{н}$		1
при угле наклона $> 60^\circ$		
$k_{н}$		1,25
Коэффициент регулирования:		
при автоматическом регулировании натяжения цепи		
$k_{р}$		1
при периодическом регулировании натяжения цепи		
$k_{р}$		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		

$k_{\Pi}$	1
при двухсменной	
$k_{\Pi}$	1,25
при трехсменной	
$k_{\Pi}$	1,5
Расчетный коэффициент нагрузки	
$K_3 = k_d * k_a * k_n * k_p * k_{cm} * k_{\Pi}$	1,25
Среднее значение допускаемого давления	
$[p]$ (МПа)	26
Определяем шаг однорядной цепи	
$t_{\Pi} = 2,8 * \sqrt[3]{\{(T_2 * K_3) / ([p] * z_{зв1} * m_{\Pi})\}}$ (мм)	26,66
Подбираем цепь по ГОСТ 13568-75	ПР-31,75-88500
шаг $t_{\Pi}$ (мм)	31,75
разрушающая нагрузка	
$Q_{\Pi}$ (кН)	88,5
масса $q_{\Pi}$ (кг/м)	3,8
проекция опорной поверхности шарнира	
$A_{оп}$ (мм <sup>2</sup> )	262
диаметр ролика	
$d_p$ (мм)	19,05
расстояние между пластинами внутреннего звена	
$B_{вн}$ (мм)	19,05
ширина внутренней пластины	
$h$ (мм)	30,2
Толщина венца звездочек	
$s_{зв} = 0,93 * B_{вн}$ (мм)	17,7
Радиус зуба в продольном сечении	
$R_2 = 1,7 * d_p$ (мм)	32,4
Координата кривизны	
$h_2 = 0,8 * d_p$ (мм)	15,2
Определяем диаметры ободов (наибольшие) звездочек:	
$D_{сзв1} = t_{\Pi} * ctg(180/z_{зв1}) - 1,3 * h$ (мм)	171,4
$D_{сзв2} = t_{\Pi} * ctg(180/z_{зв2}) - 1,3 * h$ (мм)	1021,6
Определяем скорость цепи	
$v_{\Pi} = z_{зв1} * t_{\Pi} * n_{в2} / (60 * 1000)$ (м/с)	3,44
Определяем окружную скорость выходного вала редуктора	
$\omega_{в2} = \omega_{в1} / u_{ред}$ (рад/с)	32,38
Определяем окружную силу	
$F_{тц} = T_2 * \omega_{в2} / v_{\Pi}$ (Н)	3551,6
Проверяем давление в шарнире	



$p = F_{\text{тц}} * K_3 / A_{\text{оп}}$ (МПа)	16,9	< $[p_{\text{д}}]$
Уточняем допускаемое давление $[p_{\text{д}}] = 19 * [1 + 0,01 * (z_{\text{зв1}} - 17)]$ (МПа)		22,9
Определяем число звеньев цепи $a_{\text{т}} = a_{\text{ц}} / t_{\text{ц}}$		30
$z_{\Sigma} = z_{\text{зв1}} + z_{\text{зв2}}$		126
$\Delta = (z_{\text{зв2}} - z_{\text{зв1}}) / (2 * \pi)$		13,37
$L_{\text{т}} = 2 * a_{\text{т}} + 0,5 * z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_{\text{т}}$		129,0
Округляем число звеньев цепи до четного числа $L_{\text{т}}$		130
Уточняем межосевое расстояние цепной передачи $a_{\text{ц}} = 0,25 * t_{\text{ц}} * \{ L_{\text{т}} - 0,5 * z_{\Sigma} + \sqrt{[ (L_{\text{т}} - 0,5 * z_{\Sigma})^2 - 8 * \Delta^2 ]}$ (мм)		971
Для свободного привисания цепи предусматриваем возможность провисания цепи на 0,4% $0,004 * a_{\text{ц}}$ (мм)		4
Определяем диаметры делительных окружностей звездочек: $d_{\text{зв1}} = t_{\text{ц}} / \sin(180 / z_{\text{зв1}})$ (мм)		213,0
$d_{\text{зв2}} = t_{\text{ц}} / \sin(180 / z_{\text{зв2}})$ (мм)		1061,3
Определяем диаметры наружных окружностей звездочек: $D_{\text{е зв1}} = t_{\text{ц}} * [\text{ctg}(180 / z_{\text{зв1}}) + 0,7] - 0,3 * d_{\text{п}}$ (мм)		227,2
$D_{\text{е зв2}} = t_{\text{ц}} * [\text{ctg}(180 / z_{\text{зв2}}) + 0,7] - 0,3 * d_{\text{п}}$ (мм)		1077,4
Определяем радиус впадин звездочек $r = 0,5025 * d_{\text{п}} + 0,05$ (мм)		9,6
Определяем диаметры окружностей впадин звездочек: $D_{\text{и зв1}} = d_{\text{зв1}} - 2 * r$ (мм)		193,8
$D_{\text{и зв2}} = d_{\text{зв2}} - 2 * r$ (мм)		1042,1
Определяем наибольшие хорды звездочек: $L_{\text{х1}} = d_{\text{зв1}} * \cos(90^\circ / z_{\text{зв1}}) - 2 * r$ (мм)		193,2
$L_{\text{х2}} = d_{\text{зв2}} * \cos(90^\circ / z_{\text{зв2}}) - 2 * r$ (мм)		1042,0
Определяем центробежную силу $F_{\text{в}} = q * v_{\text{ц}}^2$ (Н)		44,9
Коэффициент учитывающий расположение цепи: при горизонтальном		6
$k_{\text{ф}}$		6
при наклонном (под углом 45°)		1,5
$k_{\text{ф}}$		1,5
при вертикальном		1
$k_{\text{ф}}$		1
Определяем силу от провисания цепи $F_{\text{ф}} = 9,81 * k_{\text{ф}} * q * a_{\text{ц}}$ (Н)		54,3

Расчетная нагрузка на валы			
$F_B = F_{тц} + 2 * F_f$ (Н)			3660,2
Определяем нормативный коэффициент запаса			
[s]			9,4
Проверяем коэффициент запаса прочности цепи			
$s = Q / (F_{тц} * k_d + F_v + F_f)$	24		>[s]
Наружные диаметры ступиц звездочек			
$d_{ст1зв} = 1,55 * d_{в2}$ (мм)			78
$d_{ст2зв} = 1,55 * d_{вб}$ (мм)			124
Длины ступиц звездочек			
$l_{ст1зв} = 1,5 * d_{в2}$ (мм)			75
$l_{ст2зв} = 1,5 * d_{вб}$ (мм)			120
Определяем число ударов звена цепи в секунду			
$U = 4 * z_{зв1} * n_2 / (60 * L_t)$	3,33	<	25
$U = 4 * z_{зв2} * n_6 / (60 * L_t)$	3,34	<	25

## 7. Предварительный расчет валов редуктора и выбор подшипников.

Ведущий вал:

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

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) 29,5

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

можно также принять  $d_{в1} = d_{эл}$ ) (мм) 33

Диаметр вала под подшипниками принимаем (учитываем, что отверстие  
под подшипник в корпусе редуктора должно быть больше диаметра  
вершин зубьев шестерни)

$d_{п1} = d_{в1} + 7$  (мм) 40

Диаметр вала под шестерню принимаем

$d_{к1} = d_{п1} + 5$  (мм) 45

Ведомый вал:

Определим диаметр выходного конца вала

$d_{в2} = \sqrt[3]{\{(16 * T_2 / (\pi * [\tau_k])\}}$  (мм) 45,8

Принимаем ближайшее большее значение из стандартного ряда

$d_{в2}$ (мм)	50
Диаметр вала под подшипниками принимаем	
$d_{п2}=d_{в2}+5$ (мм)	55
Диаметр вала под зубчатое колесо принимаем	
$d_{к2}=d_{п2}+5$ (мм)	60
Вал барабана:	
Определим диаметр выходного конца вала	
$d_{вб}=\sqrt[3]{\{(16*T_3/(\pi*[\tau_k])\}}$ (мм)	75,9
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 роликовые конические подшипники однорядные легкой или средней серии по ГОСТ 333-79	

Обозначение подшипника	Размеры (мм)			Грузоподъемность (Кн)		e
	$d_{п}$	$D_{п}$	$B_{п}$	$C$	$C_o$	
7308	40	90	25	66,00	47,50	0,28
7211	55	100	23	65,00	46,00	0,41

## 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.

$$k_m \quad 1,2$$

$$T_p = k_m * T_1 \text{ (Н*М)} \quad 151,0 \quad \leq [T]$$

Выбираем упругую втулочно пальцевую муфту

250-33-I.1-42-I.1 ГОСТ 21424-75

Материал полумуфт

чугун СЧ 15-40

Номинальный крутящий момент

[T] (Н\*М)

250

Длина ступицы муфты  
 $l_m$  (мм)  
 Внутренний диаметр муфты  
 $d_m$  (мм)

Двигатель	Редуктор
110	80
42	33

## 9. Конструктивные размеры корпуса редуктора. Компановка редуктора.

Толщина стенок корпуса конического редуктора $\delta = 0,05 * R_e + 1$ (мм)	9
Толщина стенок крышки корпуса конического редуктора $\delta_1 = 0,04 * R_e + 1$ (мм)	8
Принимаем (min=8)	
$\delta$ (мм)	10
$\delta_1$ (мм)	10
Толщина фланца верхнего пояса корпуса $b = 1,5 * \delta$ (мм)	15
Толщина фланца нижнего пояса крышки корпуса $b_1 = 1,5 * \delta_1$ (мм)	15
Толщина фланца нижнего пояса корпуса $p = 2,35 * \delta$ (мм)	24
Диаметры болтов: фундаментных	
$d_{б1} = 0,055 * R_e + 12$ (мм)	21
принимаем болты $M$	24
крепящих крышку корпуса с корпусом у подшипников	
$d_{б2} = 0,7 * d_{б1}$ (мм)	15
принимаем болты $M$	16
соединяющих крышку корпуса с корпусом	
$d_{б3} = 0,5 * d_{б1}$ (мм)	11
принимаем болты $M$	12
Толщина ребер основания корпуса $m_p = 1 * \delta$ (мм)	10
Толщина ребер крышки корпуса $m_{p1} = 1 * \delta_1$ (мм)	10
Определяем зазор между торцом шестерни (колеса) и внутренней стенкой корпуса (при наличии ступицы зазор берем от торца ступицы)	
$A_1 = \delta$ (мм)	10
Определяем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса	

$A_2 = 1,5 * \delta$ (мм)	15				
Расстояние между осями болтов, соединяющих основание и крышку корпуса					
$l_{\delta 3 \min} = 10 * d_{\delta 3}$ (мм)	120				
$l_{\delta 3 \max} = 15 * d_{\delta 3}$ (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				
При установке радиально-упорных подшипников учитываем, что радиальные реакции приложены к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок.					
$a_1 = B_{п1} / 2 + (d_{п1} + D_{п1}) * e_1 / 6$ (мм)	19				
$a_2 = B_{п2} / 2 + (d_{п2} + D_{п2}) * e_2 / 6$ (мм)	22				
Определим расстояние от середины длины зуба шестерни до радиальной реакции подшипника на ведущем валу редуктора					
$f_1 = h_{ш} - h_{ш1} + A + y + a_1$ (мм)	68				
Принимаем расстояние между радиальными реакциями подшипников на ведущем валу редуктора					
$l_1 = (1,4 \div 2,3) * f_1$ (мм)					
	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td style="padding: 5px;">min</td> <td style="padding: 5px;">max</td> </tr> <tr> <td style="padding: 5px;">95</td> <td style="padding: 5px;">156</td> </tr> </table>	min	max	95	156
min	max				
95	156				
Определим расстояние от середины длины зуба колеса до радиальной реакции подшипника у колеса на ведомом валу редуктора					
$f_2 = h_{к} - h_{к1} + A_1 + y + B_{п2} - a_2$ (мм)	48				
Определим расстояние от середины длины зуба колеса до радиальной реакции подшипника против колеса на ведомом валу редуктора					
$l_2 = 2 * (B_2 + h_{к3} - h_{к} + h_{к1}) + f_2$ (мм)	133				
Определим глубину гнезда подшипника ведомого вала					
$l_{п} = 1,5 * B_{п2}$ (мм)	35				
Диаметр болта крышки подшипника выбираем из таблиц					
$d_{бкр}$ (мм)	10				
Толщину фланца крышки подшипника принимаем равной диаметру отверстия под болт					
$\Delta_{кр} = 2 + d_{бкр}$ (мм)	12				
Размеры торцевых крышек узлов подшипников выбираем из таблиц					
Высоту головки болта примем					
$h_{\delta 2} = 0,7 * d_{бкр}$	7,0				
Устанавливаем зазор между головкой болта и торцом ступицы ведущей звездочки, муфты					
$h'$ (мм)	10				

Определим расстояние от радиальной реакции подшипника у колеса на ведомом валу редуктора до середины цепи на ведущей звездочке

$$l_3 = (t_{ц} + 5)/2 + h' + h_{б2} + \Delta_{кр} + l_{п} - y - B_{п2} + a_2 \text{ (мм)} \quad 71$$

Определяем расстояние от радиальной реакции наружного подшипника на ведущем валу редуктора до торца муфты

$$l_4 = l_{м} + h' + h_{б2} + \Delta_{кр} + l_{п} - y - B_{п1} + a_1 \text{ (мм)} \quad 127$$

Подшипники размещаем в стакане, толщина стенки которого

$$\delta_{ст} = 0,08 * D_{п1} \text{ (мм)} \quad 7$$

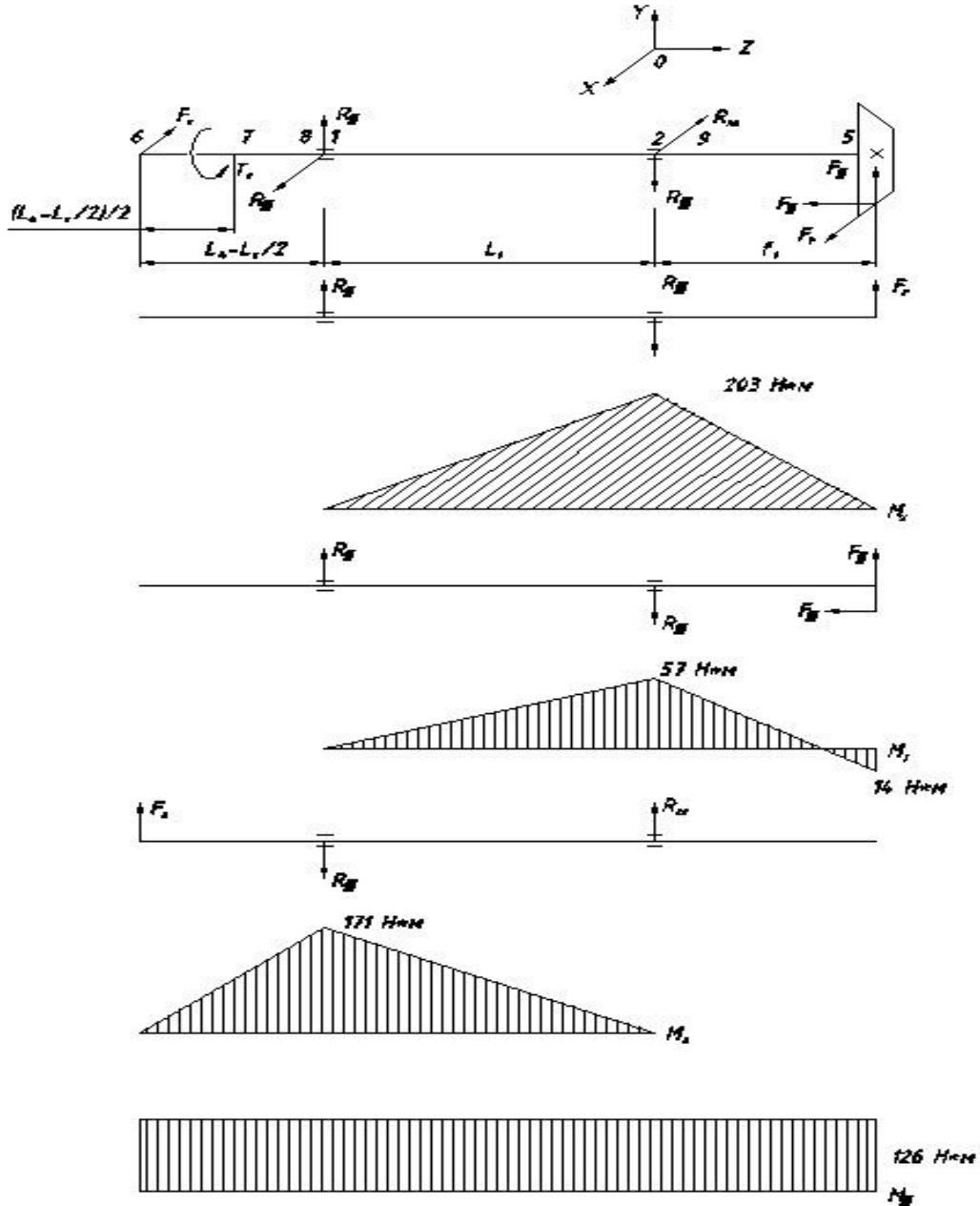
Взаимное расположение подшипников на ведущем валу фиксируем распорной втулкой, стенки которой

$$\delta_{вт} = 0,1 * d_{п1} \text{ (мм)} \quad 4$$

Высота бобышки под болт  $d_{б2}$  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  $xz$

$$\sum M_{x2} = R_{x1} * l_1 - F_t * f_1 = 0$$

$$R_{x1} = F_t * f_1 / l_1 \text{ (H)}$$

2103

$$\sum M_{x1} = -R_{x2} * l_1 + F_t * (l_1 + f_1) = 0$$

$$R_{x2} = F_t * (l_1 + f_1) / l_1 \text{ (H)}$$

5048

Проверка

$$\sum X = R_{x1} - R_{x2} + F_t \text{ (H)}$$

0

в плоскости yz

$$\Sigma M_{y2} = R_{y1} * l_1 - F_r * f_1 + F_a * d_1 / 2 = 0$$

$$R_{y1} = (F_r * f_1 - F_a * d_1 / 2) / l_1 \text{ (Н)} \quad 583$$

$$\Sigma M_{y1} = -R_{y2} * l_1 + F_r * (l_1 + f_1) - F_a * d_1 / 2 = 0$$

$$R_{y2} = [F_r * (f_1 + l_1) - F_a * d_1 / 2] / l_1 \text{ (Н)} \quad 1605$$

Проверка

$$\Sigma Y = R_{y1} - R_{y2} + F_r \text{ (Н)} \quad 0$$

Суммарные реакции

$$R_1 = \sqrt{(R_{x1}^2 + R_{y1}^2)} \text{ (Н)} \quad 2183$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{x2}^2 + R_{y2}^2)} \text{ (Н)} \quad 5297$$

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

По ГОСТ 50891-96 для стандартных редукторов общего назначения на входные и выходные валы одноступенчатого редуктора принимаем

$$F_m = 125 * \sqrt{T_1} \text{ (Н)} \quad 1402$$

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)

$$\Sigma M_{m2} = F_m * (l_{m4} - l_m / 2 + l_1) - R_{m1} * l_1 = 0$$

$$R_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2 + l_1) / l_1 \text{ (Н)} \quad 2692$$

$$\Sigma M_{m1} = F_m * (l_{m4} - l_m / 2) - R_{m2} * l_1 = 0$$

$$R_{m2} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / l_1 \text{ (Н)} \quad 1289$$

Проверка

$$\Sigma M = F_m - R_{m1} + R_{m2} \text{ (Н)} \quad 0$$

Направление силы  $F_m$  заранее не известно (оно обусловлено фактическим отклонением соединяемых валов). Поэтому полную реакцию каждой опоры, соответствующую наиболее опасному случаю нагружения, находим арифметическим суммированием результирующих от сил в зацеплении ( $R_1$  и  $R_2$ ) и реакций от силы  $F_m$

( $R_{m1}$  и  $R_{m2}$ ).

$$P_{r1} = R_1 + R_{m1} \text{ (Н)} \quad 4874$$

$$P_{r2} = R_2 + R_{m2} \text{ (Н)} \quad 6586$$

Определим осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников

$$S_1 = 0,83 * e_1 * P_{r1} \text{ (Н)} \quad 1133$$

$$S_2 = 0,83 * e_1 * P_{r2} \text{ (Н)} \quad 1531$$

$$S_1 < S_2$$



$$F_{a1} > 0$$

Тогда

$$P_{a2} = S_2 \text{ (Н)} \quad 1531$$

$$P_{a1} = S_2 + F_{a1} \text{ (Н)} \quad 1855$$

Рассмотрим левый подшипник.

$$P_{a1} / P_{r1} \quad 0,38 > e_1$$

Поэтому следует учитывать осевую нагрузку.

Так как вращается внутреннее кольцо подшипника

$$V \quad 1$$

Коэффициент безопасности

$$K_6 \quad 1,2$$

Коэффициент температуры

$$K_T \quad 1,05$$

$$X_1 \quad 0,4$$

$$Y_1 \quad 2,16$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э1}} = (X_1 * V * P_{r1} + Y_1 * P_{a1}) * K_6 * K_T \text{ (Н)} \quad 7505$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o1} = (C_1 / P_{\text{э1}})^3 * \sqrt[3]{(C_1 / P_{\text{э1}})} \text{ (млн. об)} \quad 1404$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h1} = (L_{o1} * 10^6) / (60 * n_{в1}) \text{ (ч)} \quad 24021$$

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

Рассмотрим правый подшипник.

$$P_{a2} / P_{r2} \quad 0,23 < e_1$$

Поэтому не следует учитывать осевую нагрузку

$$X_2 \quad 1$$

$$Y_2 \quad 0,00$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э2}} = (X_2 * V * P_{r2} + Y_2 * P_{a2}) * K_6 * K_T \text{ (Н)} \quad 8299$$

Расчетная долговечность в оборотах

$$L_{o2} = (C_1 / P_{\text{э2}})^3 * \sqrt[3]{(C_1 / P_{\text{э2}})} \text{ (млн. об)} \quad 1004$$

Расчетная долговечность в часах

$$L_{h2} = (L_{o2} * 10^6) / (60 * n_{в1}) \text{ (ч)} \quad 17182$$

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

$$M_{x2} = F_t * f_1 \text{ (Н*М)} \quad 199$$

сечение 2

$$M_{x5} \text{ (Н*М)} \quad 0$$

Построение эпюры момента в плоскости  $yz$

Построение эпюры нагружения от сил  $F_r$  и  $F_a$

сечение 1

$$M_{y1} \text{ (Н*М)} \quad 0$$

сечение 2

$$M_{y2} = F_{r1} * f_1 - F_{a1} * d_1 / 2 \text{ (Н*М)} \quad 55$$

сечение 5

$$M_{y5} = -F_a * d_1 / 2 \text{ (Н*М)} \quad -14$$

Построение эпюры нагружения от силы  $F_m$

сечение 6

$$M_{m6} \text{ (Н*М)} \quad 0$$

сечение 7

$$M_{m7} = F_m * (l_4 - l_m / 2) / 2 \text{ (Н*М)} \quad 61$$

сечение 1

$$M_{m1} = F_m * (l_4 - l_m / 2) \text{ (Н*М)} \quad 122$$

сечение 2

$$M_{m2} \text{ (Н*М)} \quad 0$$

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни

$$M_{k1} = T_1 \text{ (Н*М)} \quad 126$$

Определим эквивалентные моменты для сечений вала

$$M_{и7} = M_{m7} \text{ (Н*М)} \quad 61$$

$$M_{\gamma} = \sqrt{(M_{и1}^2 + M_{к1}^2)} \text{ (Н*М)} \quad 140$$

$$M_{и1} = M_{m1} \text{ (Н*М)} \quad 122$$

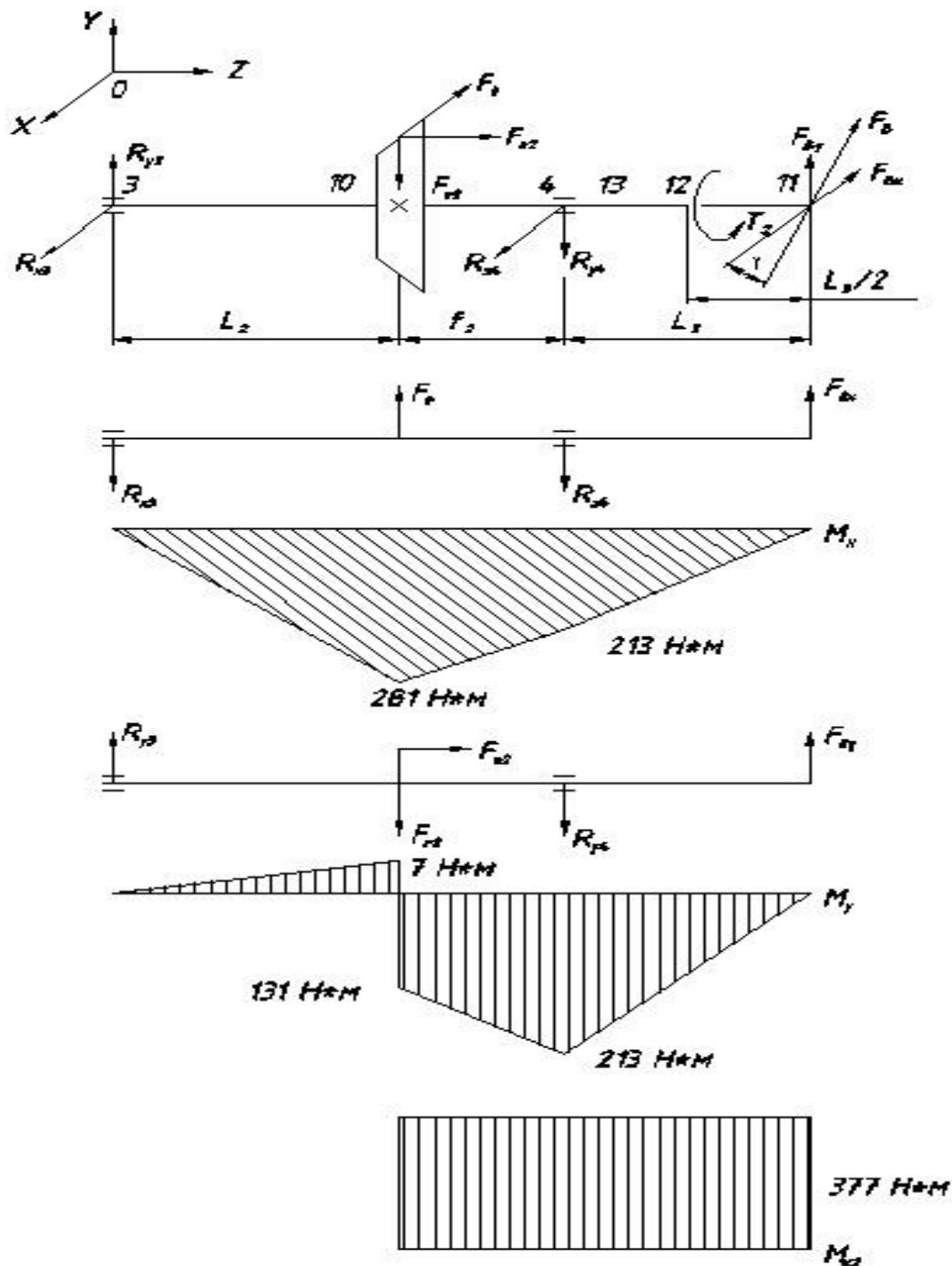
$$M_1 = \sqrt{(M_{и1}^2 + M_{к1}^2)} \text{ (Н*М)} \quad 175$$

$$M_{и2} = \sqrt{(M_{x2} + M_{y2})^2} \text{ (Н*М)} \quad 207$$

$$M_2 = \sqrt{(M_{и2}^2 + M_{к1}^2)} \text{ (Н*М)}$$

Исходя из размеров вала принимаем предположительно опасным сечение 2.

Ведомый вал.



В расчетной схеме силу  $F_v$  направляем так, чтобы она максимально увеличивала нагрузку на валы (худший вариант)

Составляющие от нагрузки цепной передачи

$F_{\text{BX}}=F_{\text{B}}*\sin \gamma$ (Н)	2588
$F_{\text{BY}}=F_{\text{B}}*\cos \gamma$ (Н)	2588
Реакции опор:	
в плоскости xz	
$\Sigma M_{x4}=R_{x3}*2*l_2-F_t*f_2+F_{\text{BX}}*l_3=0$	
$R_{x3}=(F_t*f_2-F_{\text{BX}}*l_3)/(l_2+f_2)$ (Н)	-236
$\Sigma M_{x3}=-F_t*l_2+R_{x4}*(l_2+f_2)-F_{\text{BX}}*(l_2+f_2+l_3)=0$	
$R_{x4}=[F_t*l_2+F_{\text{BX}}*(l_2+f_2+l_3)]/(l_2+f_2)$ (Н)	5769
Проверка	
$\Sigma X=R_{x3}-F_t+R_{x4}-F_{\text{BX}}$ (Н)	0
в плоскости yz	
$\Sigma M_{y4}=R_{y3}*(l_2+f_2)-F_{r2}*l_2+F_{a2}*d_2/2-F_{\text{BY}}*l_3=0$	
$R_{y3}=(F_{r2}*f_2-F_{a2}*d_2/2+F_{\text{BY}}*l_3)/(l_2+f_2)$ (Н)	341
$\Sigma M_{y4}=-F_r*l_2-F_{a2}*d_2/2-R_{y4}*(l_2+f_2)+F_{\text{BY}}*(l_2+f_2+l_3)=0$	
$R_{y4}=[-F_{r2}*l_2-F_{a2}*d_2/2+F_{\text{BY}}*(l_2+f_2+l_3)]/(l_2+f_2)$ (Н)	2605
Проверка	
$\Sigma X=R_{y3}-F_r-R_{y4}+F_{\text{BY}}$ (Н)	0
Суммарные реакции	
$P_{r3}=\sqrt{(R_{x3}^2+R_{y3}^2)}$ (Н)	415
$P_{r4}=\sqrt{(R_{x4}^2+R_{y4}^2)}$ (Н)	6330
Определим осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников	
$S_3=0,83*e_2*P_{r3}$ (Н)	141
$S_4=0,83*e_2*P_{r4}$ (Н)	2154
	$S_4 > S_3$
	$F_{a2} > 0$
Тогда	
$P_{a4}=S_4$ (Н)	2154
$P_{a3}=S_4+F_{a2}$ (Н)	3176
Рассмотрим левый подшипник.	
$P_{a3}/P_{r3}$	7,65 > $e_2$
Поэтому следует учитывать осевую нагрузку.	
Так как вращается внутреннее кольцо подшипника	
V	1
Коэффициент безопасности	
$K_6$	1,2
Коэффициент температуры	
$K_r$	1,05
$X_3$	0,4

$Y_3$			1,46
Эквивалентная нагрузка			
$P_{\text{э3}}=(X_3*V*P_{\text{г3}}+Y_3*P_{\text{а3}})*K_6*K_T$ (Н)			6051
Расчетная долговечность в оборотах			
$L_{\text{о3}}=(C_2/P_{\text{э3}})^3*\sqrt[3]{(C_2/P_{\text{э3}})}$ (млн. об)			2735
Расчетная долговечность в часах			
$L_{\text{h3}}=(L_{\text{о3}}*10^6)/(60*n_{\text{в2}})$ (ч)			147415
Рассмотрим правый подшипник			
$P_{\text{а4}}/P_{\text{г4}}$	0,34	<	$e_2$
Поэтому не следует учитывать осевую нагрузку			
$X_4$			1
$Y_4$			0,00
Эквивалентная нагрузка			
$P_{\text{э4}}=(X_4*V*P_{\text{г4}}+Y_4*P_{\text{а4}})*K_6*K_T$ (Н)			7976
Расчетная долговечность в оборотах			
$L_{\text{о4}}=(C_2/P_{\text{э4}})^3*\sqrt[3]{(C_2/P_{\text{э4}})}$ (млн. об)			1089
Расчетная долговечность в часах			
$L_{\text{h4}}=(L_{\text{о4}}*10^6)/(60*n_{\text{в2}})$ (ч)			58710
Построим эпюры моментов.			
в плоскости $xz$			
сечение 3			
$M_{\text{x3}}$ (Н*м)			0
сечение 10			
$M_{\text{x10}}=R_{\text{x4}}*f_2$ (Н*м)			276
сечение 4			
$M_{\text{x4}}=F_{\text{вх}}*l_3$ (Н*м)			184
сечение 12			
$M_{\text{x12}}=F_{\text{вх}}*l_3/2$ (Н*м)			92
сечение 11			
$M_{\text{x11}}$ (Н*м)			0
Построение эпюры момента в плоскости $yz$			
сечение 3			
$M_{\text{y3}}$ (Н*м)			0
сечение 10 слева			
$M_{\text{y10}}^{\text{лев}}=R_{\text{y4}}*f_2$ (Н*м)			125
сечение 10 справа			
$M_{\text{y10}}^{\text{прав}}=R_{\text{y3}}*l_2$ (Н*м)			45
сечение 4			
$M_{\text{y4}}=F_{\text{вы}}*l_3$ (Н*м)			184

сечение 12	
$M_{y12} = F_{vy} * l_3 / 2$ (Н*м)	92
сечение 11	
$M_{y11}$ (Н*м)	0
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка до середины шестерни	
$M_{к2} = T_2$ (Н*м)	377
Определим эквивалентные моменты для сечений вала	
$M_{и10} = \sqrt{(M_{x10}^2 + M_{y10}^{лев})^2}$ (Н*м)	303
$M_{10} = \sqrt{(M_{и10}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)	484
$M_{и4} = \sqrt{(M_{вх4}^2 + M_{vy4}^2)}$ (Н*м)	260
$M_4 = \sqrt{(M_{и4}^2 + M_{к2}^2)}$ (Н*м)	458
$M_{и12} = \sqrt{(M_{вх12}^2 + M_{vy12}^2)}$ (Н*м)	130
$M_{12} = \sqrt{(M_{и12}^2 + M_{к}^2)}$ (Н*м)	399
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)	42 $< [\sigma_{см}]$
Условие прочности выполнено.	
Размеры шпонки под шестерню:	
$b$ (мм)	14

$h$ (мм)		9
паз вала $t$ (мм)		5,5
$l=l_{\text{ст ш}}-10$ (мм)		36
напряжение смятия по меньшему диаметру $\sigma_{\text{см}2}=2*T_1/[d_{\text{к}1}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа)	73	$< [\sigma_{\text{см}}]$
Условие прочности выполнено.		
Ведомый вал.		
Размеры шпонки под звездочку:		
$b$ (мм)		16
$h$ (мм)		10
паз вала $t$ (мм)		6,0
$l=l_{\text{ст 1 зв}}-10$ (мм)		65
Материал звездочки		сталь
напряжение смятия по меньшему диаметру $\sigma_{\text{см}3}=2*T_2/[d_{\text{в}2}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа)	77	$< [\sigma_{\text{см}}]$
Условие прочности выполнено.		
Размеры шпонки под зубчатое колесо:		
$b$ (мм)		18
$h$ (мм)		11
паз вала $t$ (мм)		7,0
$l=l_{\text{ст к}1}-10$ (мм)		80
напряжение смятия по меньшему диаметру $\sigma_{\text{см}4}=2*T_2/[d_{\text{к}2}*(h-t)*(l-b)]$ (МПа)	51	$< [\sigma_{\text{см}}]$
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

$\sigma_{\text{в}}$  (Мпа) 780

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба

$\sigma_{-1}=0,43*\sigma_{\text{в}}$  (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	
$W_k=\pi*d_{в1}^3/16-b*t*(d_{в1}-t)^2/(2*d_{в1})$ (мм <sup>3</sup> )	6462
Амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла	
$\tau_v=\tau_m=T_1/(2*W_k)$ (Мпа)	9,7
при частом реверсе принимают	
$\tau_v=T_1/W_k$ (Мпа)	19,5
$\tau_m$ (Мпа)	0
Коэффициент	
$k_\tau$	1,70
Коэффициент	
$\varepsilon_\tau$	0,7
Коэффициент	
$\psi_\tau$	0,05
Коэффициент запаса прочности	
$s=s_\tau=\tau_{-1}/(k_\tau*\tau_v/\varepsilon_\tau+\psi_\tau*\tau_m)$	8,1
Определяем момент сопротивления изгибу	
$W=\pi*d_{в1}^3/32-b*t*(d_{в1}-t)^2/(2*d_{в1})$ (мм <sup>3</sup> )	2934
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений	
$k_\sigma$	1,80
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
$\varepsilon_\sigma$	0,85
Коэффициент	
$\psi_\sigma$	0,1
Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
$\sigma_m$ (МПа)	0
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v=M_{и7}/W$ (Мпа)	20,8
$s_\sigma=\sigma_{-1}/(k_\sigma*\sigma_v/\varepsilon_\sigma+\psi_\sigma*\sigma_m)$	7,6
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 7	
$s=s_\sigma*s_\tau/\sqrt{s_\sigma^2+s_\tau^2}$	5,5
Сечение 8.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{п1}/d_{в1}$	1,21



$r$ (мм)	1,00
$r/d_{в1}$	0,03
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
$k_{\sigma}$	2,50
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
$k_{\tau}$	1,75
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в1}^3 / 32$ (мм <sup>3</sup> )	3528
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и7} / W$ (Мпа)	17,3
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм <sup>3</sup> )	7056
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p)$ (Мпа)	8,9
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	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	7,8
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 8	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	5,0
Сечение 2 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	
Из таблицы	
$k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$	3,65
тогда	
$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,6 * (k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) + 0,4$	2,59
Определяем осевой момент сопротивления	
$W = \pi * d_{п1}^3 / 32$ (мм <sup>3</sup> )	6283
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{и2} / W$ (Мпа)	32,9
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм <sup>3</sup> )	12566
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p)$ (Мпа)	5,0
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	2,8
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	

$$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m) \quad 14,7$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 1

$$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)} \quad 2,7$$

Сечение 9.

Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.

$$d_{к1} / d_{п1} \quad 1,13$$

$$r \text{ (мм)} \quad 1,00$$

$$r / d_{п1} \quad 0,03$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$k_{\sigma} \quad 2,50$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений

$$k_{\tau} \quad 1,75$$

Определяем осевой момент сопротивления сечения

$$W = \pi * d_{п1}^3 / 32 \text{ (мм}^3\text{)} \quad 6283$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{и2} / W \text{ (Мпа)} \quad 32,9$$

Определяем полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 * W \text{ (мм}^3\text{)} \quad 12566$$

Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_1 / (2 * W_p) \text{ (Мпа)} \quad 5,0$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m) \quad 3,5$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m) \quad 15,2$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 9

$$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)} \quad 3,4$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	7	8	2	9
Коэффициент запаса прочности $s$	5,5	5,0	2,7	3,4

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

$\sigma_{-1}=0,43*\sigma_B$ (Мпа)	245,1
Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений	
$\tau_{-1}=0,58*\sigma_{-1}$ (Мпа)	142,2
Сечение 10 (под зубчатым колесом).	
Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.	
Определяем момент сопротивления кручению	
$W_K=\pi*d_{к2}^3/16-b*t*(d_{к2}-t)^2/(2*d_{к2})$ (мм <sup>3</sup> )	39462
Определяем момент сопротивления изгибу	
$W=\pi*d_{к2}^3/32-b*t*(d_{к2}-t)^2/(2*d_{к2})$ (мм <sup>3</sup> )	18256
Определяем амплитуду и среднее напряжение цикла касательных напряжений	
$\tau_v=\tau_m=T_2/(2*W_K)$ (Мпа)	4,8
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v=M_{и10}/W$ (Мпа)	16,6
Эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений	
$k_\sigma$	1,60
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
$\varepsilon_\sigma$	0,76
Коэффициент	
$\psi_\sigma$	0,05
Среднее напряжение цикла нормальных напряжений для вращающихся осей	
$\sigma_m$ (МПа)	0
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_\sigma=\sigma_{-1}/(k_\sigma*\sigma_v/\varepsilon_\sigma+\psi_\sigma*\sigma_m)$	7,0
Коэффициент	
$k_\tau$	1,50
Коэффициент	
$\varepsilon_\tau$	0,65
Коэффициент	
$\psi_\tau$	0
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_\tau=\tau_{-1}/(k_\tau*\tau_v/\varepsilon_\tau+\psi_\tau*\tau_m)$	12,9
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 10	
$s=s_\sigma*s_\tau/\sqrt{(s_\sigma^2+s_\tau^2)}$	6,2
Сечение 4 (под подшипником).	
Концентрация напряжения обусловлена посадкой подшипника с натягом.	
Из таблицы	
$k_\sigma/\varepsilon_\sigma$	3,4
тогда	

$k_{\tau}/\varepsilon_{\tau}=0,6*(k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma})+0,4$	2,4
Определяем осевой момент сопротивления	
$W = \pi * d_{н2}^3 / 32$ (мм <sup>3</sup> )	16334
Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_v = \sigma_{max} = M_{и4} / W$ (Мпа)	15,9
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм <sup>3</sup> )	32668
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p)$ (Мпа)	5,8
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	
$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m)$	4,5
Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям	
$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m)$	10,1
Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 4	
$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)}$	4,1
Сечение 13.	
Концентрация напряжения обусловлена переходом между диаметрами вала.	
$d_{н2} / d_{в2}$	1,10
$r$ (мм)	1,50
$r / d_{в2}$	0,03
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
$k_{\sigma}$	1,80
Масштабный фактор для нормальных напряжений	
$\varepsilon_{\sigma}$	0,82
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	
$k_{\tau}$	1,25
Коэффициент	
$\varepsilon_{\tau}$	0,7
Определяем осевой момент сопротивления сечения	
$W = \pi * d_{в2}^3 / 32$ (мм <sup>3</sup> )	12272
Амплитуда нормальных напряжений изгиба	
$\sigma_v = M_{и4} / W$ (Мпа)	21,2
Определяем полярный момент сопротивления	
$W_p = 2 * W$ (мм <sup>3</sup> )	24544
Определяем амплитуду и среднее напряжение отнулевого цикла касательных напряжений	
$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_p)$ (Мпа)	7,7
Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям	

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m) \quad 5,3$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m) \quad 10,4$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 13

$$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)} \quad 4,7$$

Сечение 12 (под звездочкой).

Концентрацию напряжения вызывает наличие шпоночной канавки.

Определяем момент сопротивления кручению

$$W_k = \pi * d_{B2}^3 / 16 - b * t * (d_{B2} - t)^2 / (2 * d_{B2}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 22685$$

Определяем момент сопротивления изгибу

$$W = \pi * d_{B2}^3 / 32 - b * t * (d_{B2} - t)^2 / (2 * d_{B2}) \text{ (мм}^3\text{)} \quad 10413$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{и12} / W \text{ (Мпа)} \quad 12$$

Определяем полярный момент сопротивления

касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = T_2 / (2 * W_k) \text{ (Мпа)} \quad 8,3$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$s_{\sigma} = \sigma_{-1} / (k_{\sigma} * \sigma_v / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma} * \sigma_m) \quad 6,8$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_{\tau} = \tau_{-1} / (k_{\tau} * \tau_v / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} * \tau_m) \quad 9,6$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения 12

$$s = s_{\sigma} * s_{\tau} / \sqrt{(s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2)} \quad 5,5$$

Сведем результаты проверки в таблицу:

Сечение	10	4	13	12
Коэффициент запаса прочности $s$	6,2	4,1	4,7	5,5

Допускаемый коэффициент запаса прочности

$$[s] \quad 2,5$$

Во всех сечениях  $s > [s]$

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

Посадки назначаем в соответствии с указаниями данными.

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, задиоров, 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

$$V = 0,25 * P_{\text{треб}} \text{ (дм}^3\text{)} \quad \text{3,27}$$

По контактному напряжению и скорости устанавливаем вязкость масла 30

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 мазеудерживающее кольцо и роликоподшипники, предварительно нагретые в масле до 800-1000С, между внутренними обоймами роликоподшипников устанавливают

- распорную втулку, подшипники на валу фиксируют гайкой и шайбой;
2. ведущий вал устанавливают в стакан;
  3. в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала;
  4. затем на ведомый вал надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают роликоподшипники, 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.