**СОДЕРЖАНИЕ**

|  |  |
| --- | --- |
| **1. Введение** | **5** |
| **2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода.** | **6** |
| **3. Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов на валах.** | **7** |
| **4. Расчет передач.** | **9** |
| **4.1. Расчет закрытой цилиндрической косозубой передачи** | **9** |
| **4.2. Расчет геометрических параметров передачи**  **4.3. Расчет плоскоременной передачи** | **11**  **14** |
| **5. Предварительный расчет диаметров валов** | **16** |
| **6. Подбор и проверочный расчет муфт** | **17** |
| **7. Предварительный подбор подшипников.**  Изм.  Лист  № докум.  Подпись  Дата  Лист  4  БНТУ.303115.025 ПЗ  Разраб.  Стрижнёв Д.А.  Провер.  Статкевич А.М.  Реценз.  Н. Контр.  Утверд.  Привод механический  Пояснительная записка  Лит.  Листов  47  **Гр.106518** | **18** |
| **8. Компоновочная схема и выбор способа смазывания передач и подшипников, определение размеров корпусных деталей** | **19** |
| **9. Расчет валов по эквивалентному моменту** | **22** |
| **10.Подбор подшипников по динамической грузоподъемности** | **28** |
| **11. Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений** | **32** |
| **12. Назначение посадок, шероховатости поверхностей, выбор степеней точности и назначение допусков формы и расположения поверхностей** | **34** |
| **13. Расчет валов на выносливость** | **36** |
| **14. Описание сборки редуктора** | **43** |

**15.Регулировка подшипников и зацеплений 44**

**16. Расчет передач на ЭВМ и сравнительный анализ 45**

**17. Спецификация 46**

**18. Список используемой литературы 47** **1. Введение**

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – передача вращения от вала двигателя к валу рабочей машины, понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи: зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также устройства для смазывания или устройства для охлаждения.

Редуктор проектируют либо для привода определенной машины, либо по заданной нагрузке и передаточному числу без указания конкретного задания. Корпус чаще всего выполняют литым чугуном, реже сварным стальным. Валы монтируются на подшипниках качения или скольжения. Выбор горизонтальной или вертикальной схемы для редукторов всех типов обусловлен общей компоновкой привода.

Спроектированный в настоящем курсовом проекте привод соответствует условиям технического задания. Привод состоит из цилиндрического косозубого редуктора, открытой плоскоременной передачи и муфты. Редуктор нереверсивный. Конструкция редуктора отвечает требованиям техническим и сборочным. Конструкции многих узлов и деталей редуктора учитывают особенности крупносерийного производства. В работе широко применялась стандартизация и унификация.

Герметично закрытый корпус редуктора обеспечивает требования как техники безопасности, так и производственной санитарии.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

БНТУ.303115.025 ПЗ

**2. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

БНТУ.303115.025 ПЗ

Определим общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

где – КПД муфты, \_



– КПД пары подшипников качения, = 0,99;

- КПД ременной передачи, = 0,97;

- КПД зубчатой передачи, = 0,97.

Далее следует определить требуемую мощность электродвигателя:

;

Определим передаточное число

;

;

Определим входную частоту вращения:

;

Определим общее передаточное число



;

Принимаем передаточное число редуктора . Тогда определим :

Принимаем .Тогда .



*,*что допустимо.



Выбираем тип двигателя 100S4 (по таблице 2.1 [1]) .

**3. Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов на валах**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

БНТУ.303115.025 ПЗ

Рассмотрим силовые и кинематические характеристики для каждого элемента привода.

1. Ротор электродвигателя:

;

;

*;*



2. Быстроходный вал редуктора:

;

;

;

;

;

3. Тихоходный вал редуктора:

;

;

;

;

;

4. Вал рабочего органа:



;

;

;



Результаты расчета характеристик приведены в таблице 1.

Нагрузочные и кинематические характеристики привода Таблица 1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование вала | Силовая и кинематическая характеристики | | | | | |
| Р, кВт. | Т, Н·м. | ω, с-1 | n,1/мин | u | η |
| 1 | Ротор ЭД |  |  |  |  | ---- | ---- |
| 2 | Быстроходн. Вал |  |  |  |  | ---- |  |
| 3 | Тихоходн. вал |  |  |  |  | 5 |  |
| 4 | Вал  раб. органа |  |  |  |  | 1,686 |  |

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

БНТУ.303115.025 ПЗ

**4. Расчет передач**

**4.1. Расчет закрытой цилиндрической косозубой передачи**

Выбор материала и способа обработки материалов. Определение допускаемых напряжений.

Принимаем следующие материалы:

Для шестерни и колеса выбираем сталь 45, но с разными твердостями зубьев.

Определим среднюю твердость зубьев шестерни HB1ср и среднюю твердость зубьев колеса HB2ср:

Способ термообработки – для шестерни - улучшение, для колеса - нормализация. Параметры стали выбирались по таблице. 3.2 [1].

Определим предел контактной выносливости σHlimb:



Определим допускаемое контактное напряжение при расчете на контактную усталость:

где: - предел контактной выносливости, ;

- коэффициент безопасности, для нормализованных и улучшенных сталей ;



– коэффициент долговечности;



;



где: – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу



выносливости (таблица 3.3 [1]);

- число циклов перемены напряжений за весь срок службы;



;



- долговечность привода и равная 9500 часов



Значения \_\_D\_Dd\_\_\_\_ \_\_\_ \_\_\_ \_√(&\_⁄\_ )\_D\_Dd\_\_



млн циклов;

млн циклов.

;



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

БНТУ.303115.025 ПЗ

;



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

БНТУ.303115.025 ПЗ

;

;



.

Определение допускаемых напряжений изгиба **,** ;



;

где: - коэффициент долговечности для зубьев шестерни и зубьев колеса;



Принимаем



;

;

.



**4.2 Расчет геометрических параметров передачи**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

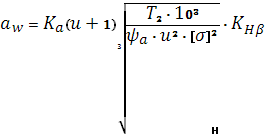
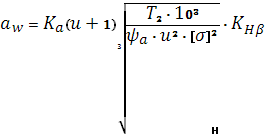
Лист

11

БНТУ.303115.025 ПЗ

Определить главный параметр — межосевое расстояние aw*,* мм:

;



- вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач ;



u -передаточное число редуктора = 5;

- вращающий момент на тихоходом валу при расчете редуктора;



= 0,3714 - коэффициент ширины венца колеса;



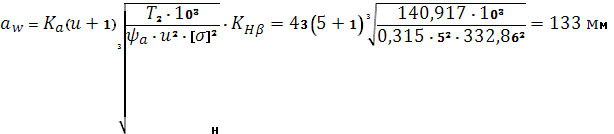
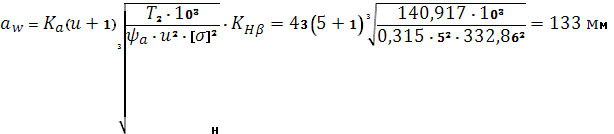
- допускаемое контактное напряжение колеса;



- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев .



;



Принимаем по таблице 4.1 [1] ;



Определяем модуль зацепления m:

m = 1, 4…2, 8. Берем средний модуль зацепления m = 2,1. По стандартному ряду чисел принимаем m = 2,0.

Определим ширину венца колеса b2, мм:

;



Определим угол наклона зубьев :



;



Определим суммарное число зубьев шестерни и колеса :



.



Уточним действительную величину угла наклона зубьев β:

;



Определим число зубьев шестерни :



;



Определим число зубьев колеса :



;



Определим фактическое передаточное число uф и проверить

его отклонение ∆u от заданного u:

;



;



Определим фактическое межосевое расстояние :



мм;



Определим основные геометрические параметры передачи, мм:

Делительный диаметр шестерни и колеса :



мм;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

БНТУ.303115.025 ПЗ



мм;



Диаметр вершин зубьев шестерни и колеса :



мм;



мм;



Диаметр впадин зубьев шестерни и колеса :



мм;



мм;



Ширина венца шестерни и колеса :



;



мм;



Проверочный расчет:

Проверить межосевое расстояние:

мм;



Проверить пригодность заготовок колес (таблица 3.2 [1]);

Условие пригодности заготовок колес:

;

Диаметр заготовки шестерни:

мм;

Толщина диска заготовки колеса закрытой передачи:

мм;

Предельные значения и берутся из таблицы 3.2 [1].

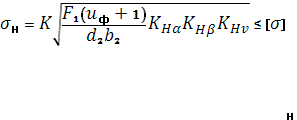
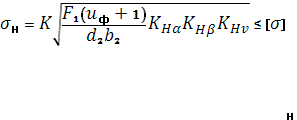
;

Условие выполнено.

Проверить контактные напряжения ,;



;



K – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач K =376;

;



- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки



между зубьями.

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.



- коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (таблица 4.3 [1]).



;



Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса :



;



;



- коэффициент, учитывающий распределение нагрузки



между зубьями.

- коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.



Для прирабатывающих зубьев колес .



- коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной



скорости колес и степени точности передачи (таблица 4.3 [1]);

и - коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по таблице 4.4 [1] интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса .



;



;



;



;



;



Определим силы в зацеплении закрытой передачи:

Окружные силы , H



H;



H;



Радиальные силы , H:



H;



H;



Осевые силы , H:



H;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

БНТУ.303115.025 ПЗ

H;

**4.3. Расчет плоскоременной передачи**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

БНТУ.303115.025 ПЗ

Определим диаметр ведущего шкива , мм:



;



По таблице K40 [1] принимаем мм;



Определим диаметр ведомого шкива , мм:



мм;



По таблице K40 [1] принимаем мм;



Определим фактическое передаточное число :



;



Проверим отклонение ∆u от заданного u:

;



Определить ориентировочное межосевое расстояние ,мм:



мм;



Определить расчетную длину ремня l, мм:

мм;



Принимаем из стандартного ряда мм;



Уточним значение межосевого расстояния по стандартной длине :



мм;



Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива , град.:



;



Определим скорость ремня 𝑣, м/с:

м /с;



м /с;



Определим частоту пробегов ремня U, с-1:

с-1;



с-1;



Определим окружную силу Ft, передаваемую ремнем:

H;

Определим допускаемую удельную силу ,:

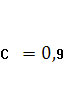
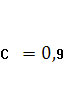


;

С – поправочный коэффициент (таблица 5.2 [1])

- коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту;

- коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;



- коэффициент влияния диаметра меньшего шкива;

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

БНТУ.303115.025 ПЗ

- коэффициент влияния натяжения от центробежной силы;

- коэффициент обхвата на меньшем шкиве;

- допускаемая приведенная удельная окружная сила,. Определяется по таблице 5.1 [1] интерполированием в зависимости



от диаметра ведущего шкива :



;



;

Определим ширину ремня b, мм:

мм. Принимаем по стандартному значению мм.



Определим площадь поперечного сечения. А, мм2:

мм2.



Определим силу предварительного натяжения ремня , Н:



Н;

Определим силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня, Н:



Н;



Н;



Определим силу давления ремня на вал , H:

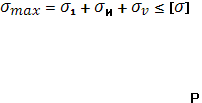
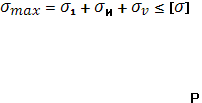
H;

Проверочный расчет:

Проверим прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви ,;



;



;

;



;



;

;



Условие выполнено.

**18.Список используемой литературы**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

47

БНТУ.303115.025 ПЗ

1. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов/ Шейнблит А.Е. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.

2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. - 416с.

3. Детали машин. Проектирование: Учебное пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – Мн.:УП «Технопринт», 2001. – 290с.

4. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп./ Анурьев В.И. Под ред. И.Н. Жестковой. – Машиностроение, 2001. – 864 с.: ил.

5. Детали машин и основы конструирования/ Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Учебник. Изд. 2-е, перераб. – Мн.: Выcш. шк., 2006. -560с.

6. Расчёты деталей машин: справ. пособие. 3-е изд., перераб. и дополн./ Кузьмин А.В. и др. - Мн:Высшая школа, 1986.

**5. Предварительный расчет диаметров валов**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

БНТУ.303115.025 ПЗ

Из условия прочности на кручение определяется диаметр выходного вала dв, мм по формуле:



где [τ]к – допускаемое напряжение кручения для материала вала.

Для быстроходного вала [τ]к1 = 10 Н/мм 2.

*=*



Принимаем = 25 мм;

Принимаем на выходе под шкив 25 мм.

Принимаем диаметр под подшипники 30 мм.

Диаметр под уплотнительную манжету 28мм.

Вал изготовлен как вал–шестерня.

Материал для вала – Сталь 45 ГОСТ 1058-88

Для тихоходного вала принимаем [τ]к2 = 20 Н/мм 2 и, подставив в формулу значения, получаем:

*=*



Принимаем = 36 мм;

Диаметр под подшипники 40 мм.

Диаметр под уплотнительную манжету 38 мм.

Диаметр под зубчатое колесо 45 мм.

Материал для тихоходного вала – Сталь 45 ГОСТ 1058-88

**6. Подбор и проверочный расчет муфт**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

БНТУ.303115.025 ПЗ

Следует выбрать цепную муфту.

Выбор будет производиться по [1].

Муфту выбирают по крутящему моменту на валу. Крутящий момент на тихоходном валу равен 140,917 Нм. По табл. К26 [1] выбираем муфту

ПР 25, 4-6000 ГОСТ 20742-81 (диаметры валов под полумуфты – 36 мм.).

Параметры муфты:

[T]=250 H\*м, , D=140 мм, с=1,8, число зубьев полумуфты z=12,

диаметр ролика цепи d1=15,88 мм, шаг цепи t=25,4 мм.

На рисунке 5.1 показаны основные геометрические параметры муфты (обозначения совпадают с приведенными в [1]).

Расчет геометрических параметров звездочек полумуфт будем производить по (табл. 3.5.1- 3.5.2 [1]).

1) делительный диаметр

d=t/sin(180/z)=25,4/sin(180/12)=98,07 мм;

2) геометрическая характеристика зацепления

λ=t/d1=25,4/15,88=1,59;

3) коэффициент высоты зуба k=0,532;

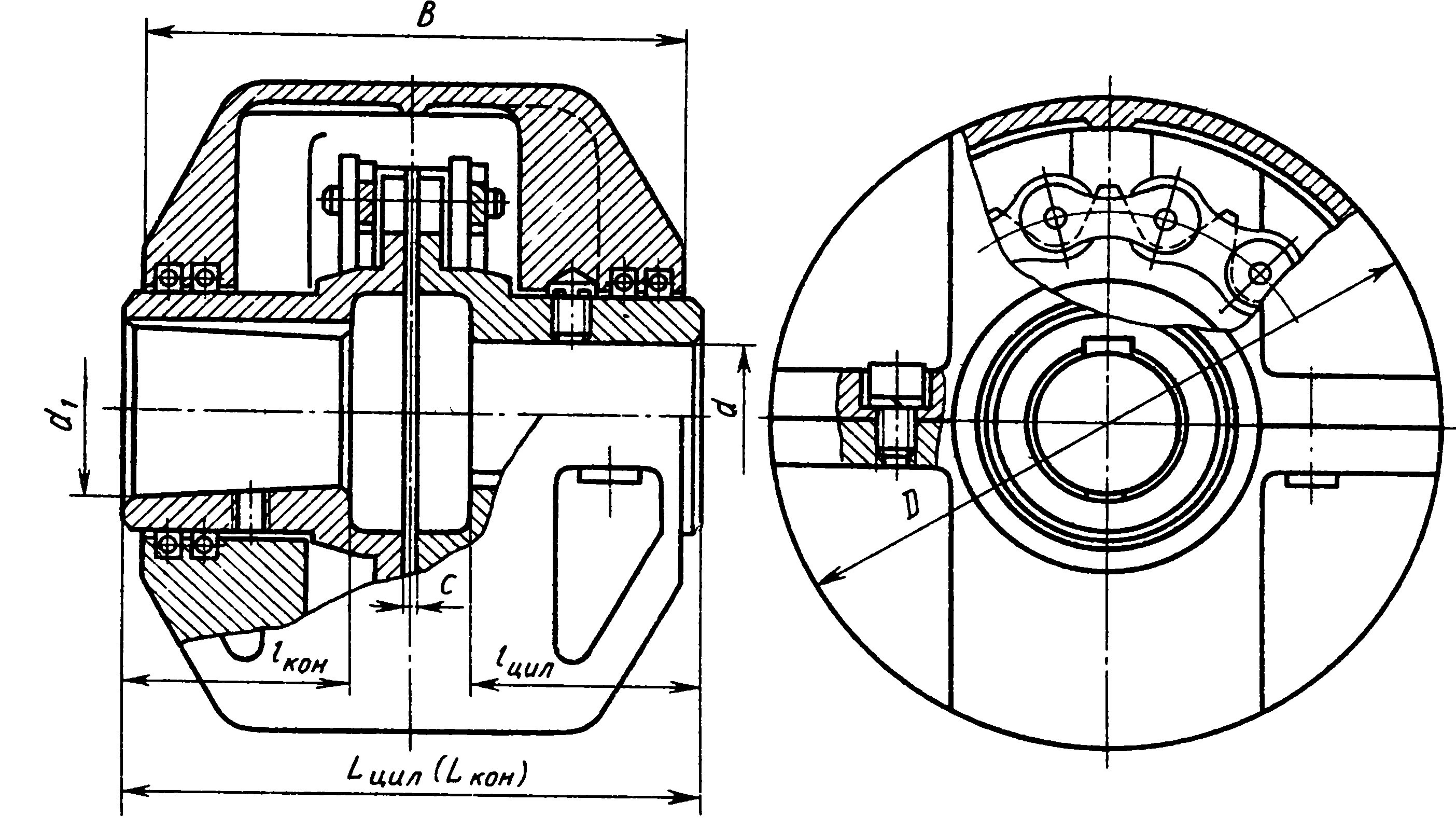
4) диаметр окружности выступов



5) радиус впадины

r=0,5025\*d1+0,05=0,5025\*15,88+0,05=8,03 мм;

6) диаметр окружности впадин



На рисунке изображены основные параметры цепной муфты.

**7. Предварительный подбор подшипников**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

БНТУ.303115.025 ПЗ

Выбираем подшипники по [3]

Посадочные диаметры под подшипники на быстроходном валу d= 30 мм.

Намечаем шариковые радиально-упорные легкой серии.

Подшипник 36206 ГОСТ 831-75 с d=30 мм; D=62 мм; B=16 мм; C=22кН;

С0=12кН.

Посадочные диаметры под подшипники на тихоходном валу d= 40 мм.

Намечаем шариковые радиально-упорные легкой серии.

Подшипник 36208К ГОСТ 831-75 с d=40 мм; D=80 мм; B=18 мм; C=27 кН;

С0=20,4кН.

**8. Компоновочная схема и выбор способа смазывания передач и подшипников, определение размеров корпусных деталей**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

БНТУ.303115.025 ПЗ

Компоновку обычно проводят в два этапа.

Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес и шестерни относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции ─ разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1. Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводим горизонтальную осевую линию – ось ведущего вала. Намечаем положение оси ведомого вала.

Конструктивно оформляем по найденным размерам шестерню и колесо. Вычерчиваем их в зацеплении. Выбираем подшипники шариковые радиально-упорные однорядные 36206 для быстроходного вала и 36208К для тихоходного.

Подшипники устанавливаем «в распор».

Графически определяем расстояния между реакциями на валу от колеса (шестерни), подшипников, шкива (муфты).

Решаем вопрос о смазывании передачи и подшипников. Смазывание зубчатых передач и подшипников уменьшает потери на трение, предотвращает повышенный износ и нагрев деталей. Снижение потерь на трение повышает КПД редуктора. Смазывание зубчатых зацеплений: погружение в ванну (при v≤12-15 м/с) и струйное или под давлением (v≥12-15 м/с). Мы принимаем картерное смазывание (погружение в ванну) посредством окунания колёс в масло, заливаемое в корпус. Глубина погружения не превышает 0,25 радиуса колеса.

По кинематической вязкости при 40˚С принимаем масло индустриальное И-Г-А 46 ГОСТ 20799-88 (с. 501 [6]). Смазывание подшипников качения осуществляется той же смазкой, что и редуктор.

Объем масла заливаемого в корпус

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

БНТУ.303115.025 ПЗ

дм3



Р =2,48 кВт – мощность передаваемая редуктором.

Второй этап компоновки имеет цель конструктивно оформить, валы, корпус,

подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Конструируем узел ведущего вала:

1) вычерчиваем подшипники качения в разрезе;

2) вычерчиваем крышки подшипников с винтами и под манжету.

Аналогично выполняем узел ведомого вала.

Вычерчиваем шкив ременной передачи, муфту.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скруглёнными торцами.

Корпус выполняется из чугунного литья. Основные размеры основания корпуса и крышки корпуса определяем по эмпирическим зависимостям (стр.54[3]).

Толщина стенки основания корпуса:

h = 0,025a+3мм = 0,025140+3 = 8,5 мм

Принимаем h = 10 мм

Толщина стенки крышки корпуса:

h1 = 0,02a+3 мм = 0,02140+3 = 5,8 мм

Принимаем h1 = 8 мм

Диаметр фундаментных болтов:

d1 = 2h=28=16 мм

Диаметр штифтов фиксации крышки относительно основания корпуса:

dшт = (0,6…0,8) d1 = (0,6…0,8) 8 = 5 мм.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

БНТУ.303115.025 ПЗ

Принимаем штифт 5h8×20 ГОСТ 3128-70 (табл. к43[1]).

Принимаем по компоновочному чертежу :

1)Расстояние от точки приложения реакции шкива на вал до точки приложения реакции подшипника равным 70 мм.

2)Расстояние от точки приложения реакции подшипника до точки приложения реакции колеса равным 38,84 мм.

3)Расстояние от точки приложения реакции подшипника до точки приложения реакции муфты 75 мм.

4)Расстояние от точки приложения реакции подшипника до точки приложения реакции колеса(шестерни) равным 37 мм.

**9. Расчет валов по эквивалентному моменту**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

БНТУ.303115.025 ПЗ

Быстроходный вал.

T= 29,348 Hм – крутящий момент на валу;

d1=46,67 мм – средний делительный диаметр шестерни;

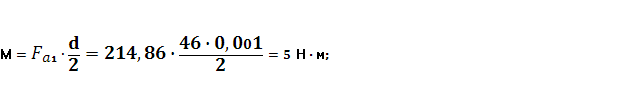
Силы, действующие на шестерню:

Ft1 = 1257,7 Н;

Fr1 = 464,4 Н;

Fa1 = 214,86 Н;

Сила, действующая на вал от ременной передачи: Fрем = 446,9 Н;



Реакции в опорах, эпюры крутящего и изгибающих моментов:

Плоскость YOZ:

ΣMa = 0 Н;



Нм.



Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости YOZ.

Далее рассмотрим плоскость XOZ:

;



;



;

Проверка:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

БНТУ.303115.025 ПЗ



.



Н;



Н;



Н.



Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости XOZ.

Суммарные изгибающие моменты в характерных точках:

Н;



= 24,76 Н;

Строим эпюру суммарных изгибающих моментов.

Строим эпюру крутящего момента (Т=29,348 Нм).



Рассчитаем эквивалентные моменты в характерных точках:

Нм;



Нм;



Т=29,348 Нм



Строим эпюры эквивалентных моментов.

Тихоходный вал.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

25

БНТУ.303115.025 ПЗ

T= 140,917 Hм – крутящий момент на валу;

d1=237,33 мм – средний делительный диаметр колеса;

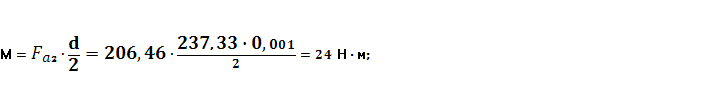
Силы, действующие на колесо:

Ft2 = 1207,87 Н;

Fr2 = 466 Н;

Fa2 = 206,46 Н;

Сила, действующая на вал от муфты: Fм = 1030,9 Н;



Реакции в опорах, эпюры крутящего и изгибающих моментов:

Плоскость YOZ:

;



;



;



Проверка:



Н;



Н;



Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости YOZ.

Далее рассмотрим плоскость XOZ:

;



;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

26

БНТУ.303115.025 ПЗ



;



Проверка:



.



Н;



Н; или



Н.



Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости XOZ.

Суммарные изгибающие моменты в характерных точках:

Н;



= 64,27 Н;

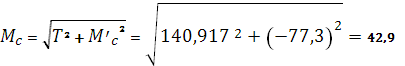
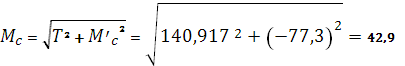
Строим эпюру суммарных изгибающих моментов.

Строим эпюру крутящего момента (Т=140,917 Нм).



Рассчитаем эквивалентные моменты в характерных точках:

Нм;



Нм.



Т=140,917 Нм



Строим эпюры эквивалентных моментов.

**10. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

28

БНТУ.303115.025 ПЗ

Быстроходный вал установлен в шариковых радиально-упорных подшипниках. Подшипник 36206 ГОСТ 831-75 (табл.7.10.3, стр.106, [3]):

d=30 мм; D=62 мм; B=16 мм; C=22кН; С0=12кН.

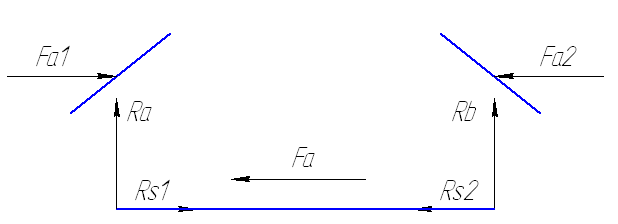
Вал вращается с частотой n =850,534 мин-1. Вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника (V = 1).

Fa = 214,86 H—осевая сила в зацеплении;

Ra = 637,45 H—радиальная нагрузка на левый подшипник;

Rb = 1196,015 Н—радиальная нагрузка на правый подшипник.

Схема нагружения подшипника:



По таблице 7.5.2 (стр. 85, [3]) с учётом отношений:



Осевые составляющие от радиальных нагрузок:

Rs1 = e∙Ra = 0,38∙637,45 = 242,23 H;

Rs2 = e∙Rb = 0,38∙1196,015 = 454,486 H.

Определяем осевые нагрузки подшипников:

Fa1= Rs1 = 242,23 H;

Fa2= Fa1+Fa = 242,23 +214,86 =457,09 H.

Сравним отношение расчётной осевой нагрузки к радиальной:



X = 1, Y = 0 (табл. 7.5.2 стр. 85, [3]).



X= 0,44; Y = 1,47 (табл. 7.5.2 стр. 85, [3]).

Эквивалентная динамическая нагрузка для первого и второго подшипников:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

29

БНТУ.303115.025 ПЗ

Re1=V∙RA∙ Кд ∙Кt=1∙637,45 ∙1,2∙1=674,94 Н;

Re2=(X∙V∙RB+Y∙Fa2)∙ Кд∙ Кt=(0,44∙1∙11962,015+1,47∙) ∙1,2∙1=1452,15 Н,



где:

Кд = 1,2—коэффициент безопасности (табл. 7.5.3 стр. 85, [3]);

Кt = 1—температурный коэффициент (табл. 7.5.4 стр. 85, [3]) при t ≤ 150°C.

Определяем динамическую грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке:



Определяем долговечность более нагруженного подшипника:



Тихоходный вал установлен в шариковых радиально-упорных подшипниках. Подшипник 36208К ГОСТ 831-75 (табл.7.10.3, стр.106, [3]):

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

30

БНТУ.303115.025 ПЗ

d=30 мм; D=80 мм; B=18 мм; C=27 кН; С0=20,4 кН.

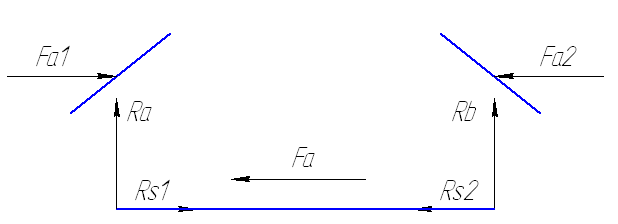
Вал вращается с частотой n =170,1 мин-1. Вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника (V = 1).

Fa = 206,46 H—осевая сила в зацеплении;

Ra = 1475,2 H—радиальная нагрузка на левый подшипник;

Rb = 1737,24 Н—радиальная нагрузка на правый подшипник.

Схема нагружения подшипника:



По таблице 7.5.2 (стр. 85, [3]) с учётом отношений:



Осевые составляющие от радиальных нагрузок:

Rs1 = e∙Ra = 0,38∙1475,2= 560,57 H;

Rs2 = e∙Rb = 0,38∙1737,24 = 660,15 H.

Определяем осевые нагрузки подшипников:

Fa1= Rs1 = 560,57 H;

Fa2= Fa1+Fa = 560,57 += 767,03 H.



Сравним отношение расчётной осевой нагрузки к радиальной:



X = 1, Y = 0 (табл. 7.5.2 стр. 85, [4]).



X= 0,44; Y = 1,47 (табл. 7.5.2 стр. 85, [3]).

Эквивалентная динамическая нагрузка для первого и второго подшипников:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

31

БНТУ.303115.025 ПЗ

Re1=V∙RA∙ Кд ∙Кt=1∙∙1,2∙1=1770,24 Н;



Re2=(X∙V∙RB+Y∙Fa2)∙ Кд∙ Кt=(0,44∙1∙+1,47∙) ∙1,2∙1=2270,3 Н,



где:

Кд = 1,2—коэффициент безопасности (табл. 7.5.3 стр. 85, [3]);

Кt = 1—температурный коэффициент (табл. 7.5.4 стр. 85, [3]) при t ≤ 150°C.

Определяем динамическую грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке:



Определяем долговечность более нагруженного подшипника:



**11. Подбор и проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

32

БНТУ.303115.025 ПЗ

Для всех шпоночных соединений принимаем призматические шпонки со скруглёнными концами. Материал шпонки—сталь 45.

Расчёт производим из условия прочности на смятие боковых граней шпонки, выступающих из вала:



Т—крутящий момент на валу, Нм;

d—диаметр вала, мм;

lр = l - b—рабочая длина шпонки, мм;

l—полная длина шпонки, мм;

b—ширина шпонки, мм;

h—высота шпонки, мм;

t1—глубокая паза вала;

[σсм] = 200…400 МПа—допускаемое напряжение при смятии.

Расчёт шпонки под муфту на валу:

Т = 140,917 Н∙м; d = 36 мм; b = 10 мм; h = 8 мм; t1 = 5 мм.

Необходимая рабочая длина шпонки:

13 мм

Длина шпонки l = lр+b = 13+10 = 23 мм.

Из ряда стандартных длин (табл. 9.1.3, стр.122[3]) принимаем l = 25 мм.

lр = 25-10 = 15 мм.

Расчёт шпонки под зубчатым колесом выходного вала редуктора:

Т = Н∙м; d = 45 мм; b = 14 мм; h = 9 мм; t1 = 5,5 мм.



Необходимая рабочая длина шпонки:

Требуемая длина шпонки:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

33

БНТУ.303115.025 ПЗ

l = lр+b = 9+14 = 23 мм.

Из ряда стандартных длин (табл. 9.1.3, стр.122[3]) принимаем l = 25 мм.

lр = 25-14 = 11 мм.

Расчёт шпонки под шкив:

Т = 29,348 Н∙м; d = 25 мм; b = 8 мм; h = 7 мм; t1 = 4 мм.

Необходимая рабочая длина шпонки:

Принимаем = 10 мм



Требуемая длина шпонки l = lр+b = 10+8 = 18 мм.

Из ряда стандартных длин (табл. 9.1.3, стр.122[3]) принимаем l = 18 мм

lр = 18 - 8 = 10 мм.

**12. Назначение посадок, шероховатости поверхностей, выбор степеней точности назначение допусков формы и расположения поверхностей**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

34

БНТУ.303115.025 ПЗ

Изготовленные изделия всегда имеют некоторые отклонения от своих номинальных размеров. Для того чтобы оно отвечало своему целевому назначению, его размеры должны выдерживаться между двумя допустимыми предельными значениями, разность которых образует допуск, а зона между наибольшими и наименьшими размерами – поле допуска.

К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Поэтому система допусков содержит 19 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, …, 17, расположенных в порядке убывания точности. Характер соединения деталей называют посадкой. Характеризует посадку разность размеров деталей до сборки.

С целью повышения контактной жесткости, оказывающей значительное влияние на качество посадок и сохранение их характера в процессе эксплуатации, на рабочих чертежах указывают шероховатости по ГОСТ 2789 - 73.

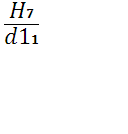
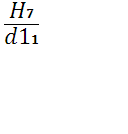
**Посадки**

Посадки назначаем в соответствии с ГОСТ 25347 - 82, а также рекомендациями, указанными в табл. 8.11, [2].

* посадка зубчатого колеса на вал ,
* посадка цепной муфты на вал ,



* посадка шкива плоскоременной передачи на вал ,
* отклонение валав месте установки подшипников ,
* отклонение отверстия в корпусе в месте установки подшипников .
* посадки шпонок ,
* посадки крышек



* посадка отклонение вала в месте установки манжеты 

**Шероховатости**

Для деталей проектируемого привода рекомендуется по ГОСТ 2789-73 (с изменениями, протокол №21 от 28.05.2002) шероховатости (мкм), а так же

использованы рекомендации (п.3 [5]):

Ra 0,32– посадочные поверхности валов из стали под подшипники качения;

Ra 2,5 – торцы заплечников валов для базирования зубчатого колеса;

Ra 5 – радиусы галтелей на валах;

Ra 3,2 – поверхности шпоночных пазов;

Ra 2,5 – рабочие поверхности зубьев колеса;

Ra 1 – рабочая поверхность шкива поликлиновой передачи, где

Ra **–** среднее арифметическое отклонение профиля;

Rz **–** высота неровностей профиля по 10 точкам;

Параметр Ra является основным для деталей в машиностроении.

**Допуски**

Допуски и посадки основных деталей редуктора принимаем по ЕСДП(единая система допусков и посадок) ГОСТ 25346-82 и 25347-82, также используем рекомендации по табл.6.41-6.43 [5] мкм:

* радиального биения вала в месте установки ступицы колеса 30; манжет 50; рабочая поверхность зубчатого колеса 42, боковая поверхность рабочего колеса 24; рабочая поверхность шкива 15, боковая – 60.
* круглости ступеней вала в местах установки подшипников 4, в месте установки ступицы колеса 8,
* допуск профиля продольного сечения вала в местах установки подшипников 4, в месте установки ступицы колеса 8,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

35

БНТУ.303115.025 ПЗ

* допуск перпендикулярности для крышки принимаем 25, для боковой поверхности ступицы 30,
* допуск параллельности и симметричности для шпонок принимаем соответственно 22 и 86,
* допуск цилиндричности для ступицы принимаем равным 8.

**13. Расчет валов на выносливость**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

36

БНТУ.303115.025 ПЗ

Быстроходный вал

Выбираем потенциально слабое сечение вала. Выбранное сечение имеет параметры:

d=30 мм;

Ми=42,9 Н·м;

Т=29,348 Н;

где d –диаметр вала мм; Ми – изгибающий момент, Н·м; Т – крутящий момент, Н·м.

Материал быстроходного вала Сталь 45 ГОСТ 1050-88, 260-285 HB.

Выбираем тип концентратора напряжений и для него выбираются значения коэффициентов концентрации напряжения по изгибу и по кручению (табл. 6.7.3 с.76 [3]). В нашем случае концентратор напряжений - выточка:

где - коэффициент концентрации напряжения по изгибу; kσ=1,90;



– коэффициент концентрации напряжений по кручению; kτ=1,40.



Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям:

где - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле нагружения, МПа; σ-1=280МПа (табл.16.2.1 с. 268 [3]);



- амплитуда цикла изменения напряжений изгиба, МПа;



где Ми – изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·м;

Ми=42,9 Н·м;

W – момент сопротивления изгибу с учетом ослабления вала (табл. 6.7.3, с. 76 [3]), мм3;



d –диаметр вала, мм; d=30мм.



- коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе:

- коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

37

БНТУ.303115.025 ПЗ



= 0,85;



- коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности;



- коэффициент влияния поверхностного упрочнения; ;



- коэффициент концентрации напряжения по изгибу; kσ=1,90;



(Коэффициенты выбраны по рис. 6.7.3, 6.7.4 и табл. 6.7.2 с. 76 [3]).

Коэффициент запаса по касательным напряжениям для реверсивной передачи:

где - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле кручения, МПа;



- амплитуда цикла напряжений кручения, МПа;



- постоянная составляющая напряжений кручения, МПа;



где Т5 – крутящий момент на валу, Н·м; Т=29,348 Н·м;

- момент сопротивления кручению с учетом ослабления вала (табл. 6.7.3 с.76 [3]), мм3;



d –диаметр вала, мм; d=30 мм;

мм3.



– коэффициент , характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений (табл. 6.7.1 с.76 [3]);



- коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе;

где - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

38

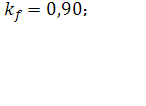
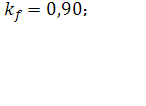
БНТУ.303115.025 ПЗ



= 0,85;



- коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности при кручении;



- коэффициент влияния поверхностного упрочнения;



Общий запас сопротивления усталости:



где – минимальное значение запаса сопротивления усталости; = 1,5;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

39

БНТУ.303115.025 ПЗ



- коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям;



- коэффициент запаса по касательным напряжениям для реверсивной передачи;



Общий запас сопротивления усталости больше минимального значения запаса усталости, что говорит о том, что вал не разрушится.

Тихоходный вал.

Выбираем потенциально слабое сечение вала. Выбранные сечения имеют параметры:

d=40 мм;

Мис=160,73 Н·м;

Т=140,917 Н;

где d –диаметр вала под пошипник, мм;

Ми, – изгибающий момент под подшипником, Н·м;

Т – крутящий момент, Н·м.

Материал тихоходного вала Сталь 45 ГОСТ 1050-88, 260-285 HB.

Выбираем тип концентратора напряжений и для него выбираются значения коэффициентов концентрации напряжения по изгибу и по кручению (табл. 6.7.3 с.76 [3]):

где - коэффициент концентрации напряжения по изгибу; kσ=1,90,



– коэффициент концентрации напряжений по кручению; kτ=1,40,.



Коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям:

где - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле нагружения, МПа; σ-1=280МПа (табл.16.2.1 с. 268 [3]);

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

40

БНТУ.303115.025 ПЗ



- амплитуда цикла изменения напряжений изгиба, МПа;



где Ми – изгибающий момент в рассматриваемом сечении вала, Н·м;

Мис=160,73 Н·м;

W – момент сопротивления изгибу с учетом ослабления вала (табл. 6.7.3, с. 76 [3]), мм3;



d –диаметр вала, мм; d=40мм,



- коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе:

- коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения,



= 0,84,



- коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности;



- коэффициент влияния поверхностного упрочнения; ;



- коэффициент концентрации напряжения по изгибу; kσ=1,90,



(Коэффициенты выбраны по рис. 6.7.3, 6.7.4 и табл. 6.7.2 с. 76 [3]).

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

41

БНТУ.303115.025 ПЗ

Коэффициент запаса по касательным напряжениям для реверсивной передачи:

где - предел выносливости гладких стандартных цилиндрических образцов при симметричном цикле кручения, МПа;



- амплитуда цикла напряжений кручения, МПа;



- постоянная составляющая напряжений кручения, МПа;



где Т5 – крутящий момент на валу, Н·м; Т=140,917 Н·м;

- момент сопротивления кручению с учетом ослабления вала (табл. 6.7.3 с.76 [3]), мм3;



d –диаметр вала, мм; d=40мм;



– коэффициент , характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменения напряжений (табл. 6.7.1 с.76 [3]);



- коэффициент снижения предела выносливости детали в рассматриваемом сечении при изгибе;

- коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения,



= 0,84,



- коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

42

БНТУ.303115.025 ПЗ



- коэффициент влияния поверхностного упрочнения; ;



- коэффициент концентрации напряжения по изгибу; kσ=1,90,



Общий запас сопротивления усталости:



где – минимальное значение запаса сопротивления усталости; = 1,5;



- коэффициент запаса прочности вала по нормальным напряжениям;



- коэффициент запаса по касательным напряжениям для реверсивной передачи;



Общий запас сопротивления усталости в сечении под подшипником больше минимального значения запаса усталости, что говорит о том, что вал не разрушится.

**14. Описание сборки редуктора**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

43

БНТУ.303115.025 ПЗ

Детали выполняются по требованиям чертежей и технологических карт, перед сборкой детали должны быть проверены и приняты ОТК. Все детали, поступающие на сборку, не должны иметь заусенцев и пройти промывку от загрязнений.

Сборка редуктора производится в два этапа. Сначала формируются сборные единицы отдельных валов, а затем сборные детали с валами и подшипниками устанавливаем в соответствующие гнёзда расточек под подшипники в корпусе редуктора и закрываем крышкой редуктора, соединяем корпусные детали двумя штифтами, которые были установлены ещё до расточки гнёзд под подшипники. Установка этих штифтов гарантирует правильность сборки. Поверхности стыка корпуса и крышки редуктора перед сборкой покрывают пастой «Герметик». Корпусные детали должны быть очищены, промыты, высушены, и покрыты изнутри маслостойкой краской.

Предварительная сборка деталей в сборочную единицу «вал» производится в последовательности расположения на нём деталей. Например, быстроходный вал редуктора выполнен заодно с шестернёй. Сборка производится с двух сторон последовательно. Слева и справа устанавливаем два шариковых радиально-упорных подшипника, нагретых предварительно в масле для облегчения посадки внутренних колец подшипников на вал. Закладываем в шпоночный паз шпонку, насаживаем шкив. Сборочная единица подготовлена для размещения в корпусе. В случае с тихоходным валом устанавливается шпонка и колесо, втулка, подшипники, шпонка и муфта. В картер редуктора заливаем масло И-Г-А 46 ГОСТ 20799-88 (с. 501 [4]). Уровень масла контролируем через контрольное отверстие или через маслоуказатель. Смазывание подшипников качения осуществляется той же смазкой, что и редуктор.

**15. Регулировка подшипников и зацеплений**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

44

БНТУ.303115.025 ПЗ

В виду относительно коротких быстроходного и тихоходного валов применяется схема установки подшипников «враспор»: наружные кольца подшипников упираются в торцы крышек, а торцы внутренних колец – в буртики вала (втулку). Во избежание защемления тел качения от температурных деформаций предусматривают зазор (а), превышающий тепловое удлинение. Для шариковых радиально-упорных подшипников при обычном перепаде температур вала и окружающей среды принимают а =0,2…0,5 мм. Регулируют осевой зазор комплектом прокладок толщиной 0,05-0,5 мм, установленных между корпусом и крышкой.

Для компенсации неточности положения колес, одно из них делаем шире другого. Чтобы избежать неравномерной по ширине выработки более твердое колесо – шестерню – выполнили большей ширины, и она перекрывает с обеих сторон более мягкое колесо. При этом на увеличение ширины шестерни расходуется меньше металла.

**16. Расчет передач на ЭВМ и сравнительный анализ**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

45

БНТУ.303115.025 ПЗ

Данный расчет показал, что число циклов нагружения и геометрические параметры передачи были высчитаны правильно. Подтвердились все высчитанные ранее параметры передачи: угол наклона зуба; число зубьев, диаметр и ширина венца колеса (шестерни). Также расчет подтвердил расчет напряжений в передаче и подтвердил ее работоспособность: недогрузка составляет 4,6%, что допустимо.

Результат расчета смотреть в приложении.

**17. Спецификация**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

46

БНТУ.303115.025 ПЗ

Спецификации составляются в соответствии с ГОСТ, на листах формата А4, соответственно сборочного чертежа редуктора. Спецификации находятся в приложении