Содержание

Изм.

Лист

№ докум.

Подп.

Дата

Разраб.

Пров

Н.контр.Н.контр.

Утв.

Лит.

Лист

Листов











36

3

|  |  |
| --- | --- |
| Введение | 4 |
| 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет | 5 |
| 1. Расчет зубчатых колес редуктора | 7 |
| 1. Расчет валов редуктора | 13 |
| 1. Конструктивные размеры шестерни и колеса | 14 |
| 1. Конструктивные размеры корпуса редуктора | 15 |
| 1. Расчет открытой передачи | 16 |
| 1. Первый этап компоновки редуктора | 22 |
| 1. Проверка долговечности подшипников | 23 |
| 1. Второй этап компоновки редуктора | 27 |
| 1. Проверка прочности шпоночных соединений | 28 |
| 1. Уточненный расчет валов | 29 |
| 1. Анализ посадок | 33 |
| 1. Выбор сорта масла | 34 |
| 1. Сборка редуктора | 35 |
| Заключение | 36 |
| Список используемой литературы | 37 |

## Введение

Создание машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие тактико-технические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность. Технологичность, ремонтопригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

Проектирование – это разработка общей конструкции изделия.

Конструирование – это дальнейшая детальная разработка всех вопросов, связанных с воплощением принципиальной схемы в реальную конструкцию.

Проект – это техническая документация, полученная в результате проектирования и конструирования.

Данный курсовой проект включает в себя анализ назначения и условий работы проектируемых деталей, наиболее рациональные конструктивные решения с учетом технологических, монтажных, эксплуатационных и экономических требований, кинематические расчеты, определение сил, действующих на детали и узлы, расчеты конструкций на прочность, выбор материалов, процесс сборки и разборки конструкций и многое другое.

Основные цели проекта:

1. Овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования.
2. Приобрести навыки самостоятельного решения инженерно-технических задач.
3. Научиться работать со стандартами, различной инженерной, учебной, и справочной литературой (каталогами, атласами, Классификатором ЕСКД).
4. Уметь обосновано защитить проект.

## Выбор электродвигателя и кинематический расчет

По таблице 3[1, с.13] примем:

КПД открытой конической передачи η1=0,94

КПД пары цилиндрических зубчатых колес: η2=0,97

КПД пары подшипников качения η3=0,99

КПД, учитывающий потери на муфте η4=0.98

Общий КПД привода:

0,867024, (1)

Требуемая мощность электродвигателя рассчитывается по формуле [1, c.4]:

(2)

3321,706 (3)

По данным [1, c.390], выбираем трехфазный электродвигатель короткозамкнутой серии АИР, закрытый обдуваемый:

Частные передаточные числа (они равны передаточным отношениям) можно принять: для редуктора по ГОСТ 2185-80 [1, с.14]:

Принимаем передаточное отношение редуктора

Для открытой передачи

Используем двигателя с номинальной частотой вращения 1000 об/мин то выбираем двигатель АИР100L6

Частоты оборотов:

/мин

об/мин

об/мин

Угловые скорости:

99,48377

24,8704

6,21

Рассчитаем мощности на муфте, на редукторе, на конической передаче:

3322,72

3321,723094,778

2822,4

Вращающие моменты:

1. **Расчет зубчатых колес редуктора**

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками по таблице 3.3 [2, с.29].

**Для шестерни:**

сталь 45,термическая обработка – улучшение, твердость HB230.

**Для колеса:**

сталь 45,термическая обработка – улучшение, твердость HB210.

Допускаемые контактные напряжения находятся по формуле:

, (4)

где  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

KHL – коэффициент долговечности

[SH] = 1,10 – коэффициент безопасности, [1, с.29]

По табл. 3.2 [1, с.29] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев HB 200 – 230 и термической обработкой (закалка):

 (5)

 – коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора, принимаем ; коэффициент безопасности 

Для косозубых колес допускаемое контактное напряжение рассчитывается по формуле, (3.10) [1, с.30]:

(6)

 – допускаемые контактные напряжения для шестерни;

 – допускаемые контактные напряжения для колеса ;

; (7)

. (8)

Тогда расчётное допускаемое контактное напряжение:

МПа, (9)

Коэффициент , несмотря на симметричное расположение колес относительно опор (см. схему), причем выше рекомендуемого для этого случая, так как со стороны конической передачи действуют силы, вызывающие дополнительную деформацию ведомого вала и ухудшающие контакт зубьев. Принимаем предварительно по табл. 3.1, как в случае несимметричного расположения колес, значение 

Принимаем для косозубых колес коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию 0,4 , (10)

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев вычисляется по формуле, [1, с.23]:

, (11)

где = 43 – для косозубых передач, [1, с.27]

95,0222 (12)

Ближайшее значение межосевого расстояния .

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации [1,с.31]:

(13)

Принимаем m= 1,5 мм

Примем предварительно угол наклона зубьев β = 100 и определим числа зубьев шестерни и колеса [1, с.288]:



, (14)

Принимаем за , тогда

Рассчитаем уточненное значение угла наклона зубьев [1, с.32]:



(15)

Следовательно, угол ˚.

Определяем основные размеры шестерни и колеса:

Диаметры делительные [1, с.40]:

, 

, (16)

принимаем 40 мм.

, (17)

принимаем 160 мм.

проверку произведем по формуле [1, с.40]:

,

, (18)

Диаметры вершин зубьев [1, с.40]: , ,

, (19)

*,* (20)

Диаметры окружности впадин зубьев [1, с.40]:

,

, (21)

, (22)

Ширина колеса [1, с.289]:



, (23)

Ширина шестерни [1, с.289]:



, (24)

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру [1, с.294]:

. (25)

Для косозубых колес при такой скорости назначают 8-ю степень точности по ГОСТ 1643–81;

Рассчитаем коэффициент нагрузки по формуле [1, с.27]:

,

где – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Принимаем =1,06 (по таблице 3.4), [1, с.34].

– коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Принимаем =1,047 (по таблице 3.1), [1, с.27]

– динамический коэффициент. Принимаем =1,0

(по таблице 3.6), [1, с.35].

, (26)

Проверим контактные напряжения по формуле [1, с.26]:

,

, (27)

Рассчитаем силы, действующие в зацеплении: - угол зацепления

Окружная [1, с.289]:,

Радиальная [1, с.153]: ,

Осевая [1, с.153]: ,

где β – угол зацепления в нормальном сечении;

, (28)

, (29)

, (30)

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле [1, с.41]:

,

где – коэффициент нагрузки

, [1, с.37]

где – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Выбираем по таблице (3.7), [1, с.38] = 1,3

– коэффициент, учитывающий динамическое действие нагрузки. Выбираем по таблице (3.8), [1, с.38] = 1,1

, (31)

– коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев  [1, с.406]:

,

у шестерни [1,с.290]:

,

. (32)

у колеса [1, с.290]:,

. (33)

Выбираем значения коэффициента  по ГОСТ 21354–75 [1, с.37]:

;

Определяем допускаемое напряжение по формуле [1, с.38]:

,

где – коэффициент безопасности [1, с.38]: ,

где  – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес. По таблице (3.9) = 1,75 [1, с.39].

 – коэффициент, учитывающий способ получения заготовок зубчатого колеса. Для поковок и штамповок = 1 [1, с.39].

= 1,75

По таблице (3.9) [1, с.39] для стали HRC 45 закаленной при твердости HB350 = 1,8HB:

Допускаемые напряжения:

для шестерни:  МПа, (34)

для колеса: МПа, (35)

Находим отношения 

для шестерни , (36)

для колеса , (37)

Определяем коэффициент  по формуле [1, с.41]:

,

где – угол наклона делительной линии зуба

, (38)

Определяем коэффициент  по формуле [1, с.42]:

, (39)

где =1,5 – коэффициент торцевого перекрытия [1, с.42]

n = 8 – степень точности зубчатых колес [1, с.42]

Для среднего значений коэффициента торцевого покрытия =1,5 и 8 – й степени точности

, (40)

Проверяем прочность зубьев на выносливость по напряжениям изгиба:

, (41)

. (42)

Условие прочности выполнено.

1. **Расчет валов редуктора**

Диаметр выходного конца вала из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению без учета влияния изгиба рассчитывается по формуле [1,с.156]:

,

где Т – крутящий момент, Н·мм

– допускаемое напряжение на кручение, для ведущего вала =25 МПа, для ведомого вала  = 20 МПа, [1, с.291-292].

, (43)

, (44)

Выбираем ближайшее значение из стандартного ряда [1, с.157]:

= 20 мм, = 28 мм.

Dдв=32 мм

Принимаем диаметры валов под подшипниками:  = 17 мм,  = 25 мм. Диаметр вала под зубчатым колесом dк2=22 мм.

1. **Конструктивные размеры шестерни и колеса.**

Шестерню выполняем за одно целое с валом, ее размеры:

Колесо кованное, его размеры:

Диаметр ступицы колеса [1, c.228]:

, (45)

Длина ступицы:

, (46)

принимаем

Толщина обода

, (48)

Принимаем мм (по стандарту не менее 8 мм)

Толщина диска

. (49)

Принимаем С=15 мм .

1. **Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Толщина стенок корпуса редуктора определяем по формуле [1, с.236]:

,

, (50)

Принимаем 

Толщину стенок крышки редуктора определяем по формуле [1, с.236]:

,

, (51)

Принимаем .

Толщину верхнего пояса корпуса (фланца), формула [1,с.236]:

,

, (52)

Толщину нижнего пояса корпуса (фланца), формула [1,с.236]:

,

, (53)

Толщина нижнего пояса корпуса определяется по формуле [1, с.236]:

,

. (54)

Принимаем .

Диаметры фундаментальных болтов определяются по формуле [1, с.236]:

,

, (55)

Принимаем болты с резьбой М15.

Диаметры болтов у подшипников определяются по формуле [1, с.236]:

,

, (56)

Принимаем болты с резьбой М11.

Диаметры болтов соединяющих основание корпуса с крышкой определяются по формуле [1, с.236]:

,

, (57)

Принимаем болты с резьбой М8.

, (58)

Принимаем болты с резьбой М8.

1. **Расчет открытой передачи**

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками по таблице 3.3 [3, с. 29].

Для шестерни:

* сталь 45;
* термическая обработка – улучшение;
* твердость HB 280.

Для колеса:

* сталь 45;
* термическая обработка – улучшение;
* твердость HB 240.

Допускаемые контактные напряжения находятся по формуле:

[3, с. 282],

где– предел контактной выносливости при базовом числе циклов; KHL– коэффициент долговечности;[SH]=1,10 – коэффициент безопасности.

По табл. 3.2[3, с. 29] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее HB 350 и термической обработкой (улучшением):



При числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора KHL=1, [3, с. 287].

– допускаемые контактные напряжения для шестерни;

– допускаемые контактные напряжения для колеса

 МПа; (59)

 МПа. (60)

Расчет ведем по меньшему =497 МПа

Внешний делительный диаметр колеса вычисляется по формуле, [3, с. 44]:

,

где коэффициент нагрузки *k*НВ принимаем предварительно по табл. 3.1 [4, с. 21]; при консольном расположении колёс, значение *k*НВ=1,35. По ГОСТ 12289-76 принимаем коэффициент ширины венца по отношению к внешнему конусному расстоянию *ψ*Re=0,285; *k*d=99 (для прямозубых передач).

мм.

Ближайшее значение внешнего делительного диаметра по ГОСТ12289-76 [3. с. 44],

 250мм.

Примем число зубьев шестерни z1=30.

Число зубьев колеса:

z2=z1·u=30·5=150.

Принимаем z2=150.

внешний окружной модуль:

1,667мм.

Основные размеры шестерни и колеса:

Углы делительных конусов:

5; 11,30993;11,30993=78,69007

Внешнее конусное расстояние *R*e:

127,476 мм.

Длина зуба:

мм.

Принимаем 118 мм

Внешний делительный диаметр шестерни:

мм.

Средний делительный диаметр шестерни:

мм.

Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев):

мм;

мм.

Средний окружной модуль:

мм.

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:



Средняя окружная скорость колес:

м/с.

Контактное напряжение:

 , МПа

где  - коэффициент нагрузки.

В свою очередь:

* - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между прямыми зубьями;
*  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

В соответствии с рекомендациями [2.С. 53] назначим для конических колес 7-ю степень точности, но значения коэффициентов будем принимать для 8-й степени.

Уточняем значение , согласно [2.С. 32], при 0,668 и твердости поверхности зубьев HB<350, 1,05

При окружной скорости колес 1,179 м/с, в соответствии с [2.С. 32]:

* 
* 

В этом случае 1 ,05•1,15•1,10=1,328.

МПа.

Условие контактной прочности:



выполнено.

Силы в зацеплении:

* Окружная:

Н;

* Радиальная для шестерни, равная осевой для колеса:

Н;

* Радиальная для колеса, равная осевой для шестерни:

Н.

## Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба:

,

где  - коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;

 - коэффициент формы зубьев;

 - опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической;

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки;

По табл. 3.7. [2.С. 43] при , консольном расположении колес, валах на роликовых подшипниках и твердости НВ<350 

 - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

По табл. 3.8. [2.С. 43] при твердости НВ<350, скорости и 8-й степени точности .



Коэффициент формы зуба выбираем в зависимости от эквивалентных чисел зубьев:

* для шестерни 
* для колеса 

Согласно [2.С. 42], 3,7;3,60.

Допускаемое напряжение при проверке зубьев на выносливость по напряжениям изгиба:

, МПа

где  - предел выносливости, соответствующий базовому числу циклов нагружения.

По табл. 3.9 [2.С. 44] для стали 45 улучшенной при твердости НВ<350

* Для шестерни МПа;
* Для колеса МПа.

 - коэффициент запаса прочности.

- коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала колес;

- коэффициент, учитывающий способ получения заготовки.

По табл. 3.9 [2.С. 44]; для поковок и штамповок .



Допускаемые напряжения при расчете зубьев на выносливость:

* для шестерни  МПа;
* для колеса МПа.

Находим отношения :

* для шестерни  МПа;
* для колеса МПа.

Дальнейший расчёт следует вести для зубьев колеса, для которого найденное отношение меньше.

Напряжение изгиба:

<245,0 МПа.

Условие прочности выполнено.

1. **Первый этап компановки редуктора**

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

Учитывая расстояние *аw=*100 мм вычерчиваем упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников; шестерня выполнена за одно целое с валом; длина ступицы равна ширине венца и не выступает за пределы прямоугольника. Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса.

Выбираем способ смазывания: зацепление зубчатой пары – окунанием (погружением зубчатого колеса в масло). Намечаем радиальные однорядные шарикоподшипники легкой серии для шестерни и для колеса:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение | D | D | B | r | Грузоподъемность, кН | | |
| динамическая  С | статическая  С0 | |
| Размеры, мм | | | | | | |
| 203 | 17 | 40 | 12 | 1 | 9,56 | | 4,5 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 14 | | 6,95 |

1. **Проверка долговечности подшипников**

Ведущий вал.

Из предыдущих расчетов имеем *Ft*=1088,892 Н, *Fr*=406,49 Н, *Fа*=92,64 Н,. Из первого этапа компоновки редуктора *l*1=36,5мм, *l*2=38мм.

Реакции опор:

В плоскости xz:

В плоскости yz:

Проверка:

Суммарные реакции:

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре B. Намечаем радиальные однорядные шарикоподшипники 203: d = 17 мм; D = 40 мм; B = 12 мм; C =9,56 кН; C0 = 4,5 кН. [2,табл.П3]

Эквивалентная нагрузка по формуле:,

в которой радиальная нагрузка ; осевая нагрузка; V = 1(вращается внутренне кольцо); коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров ;.[2,табл.9.19 и табл. 9.20]

Отношение этой величине соответствует .[2,табл.9.18]

Отношение

; ;

Расчетная долговечность, об.:

Расчетная долговечность, ч:

*Построение эпюр изгибающих моментов.*

Эпюра

Ведомый вал.

Вал имеет такие же нагрузки, как и ведущий вал имеем *Ft*=1938 Н, *Fr*=730 Н, *Fа*=518 Н,. Из первого этапа компоновки редуктора *l*1=47,5мм, *l*2=48мм, *l*3=74 мм, *.*

Нагрузка на вал от конической передачи:

Реакции опор:

В плоскости yz:

Проверка

Суммарные реакции:

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 4.Намечаем радиальные однорядные шарикоподшипники 207: d = 35 мм; D = 72 мм; B = 17 мм; C = 25,5 кН; C0 = 13,7кН.

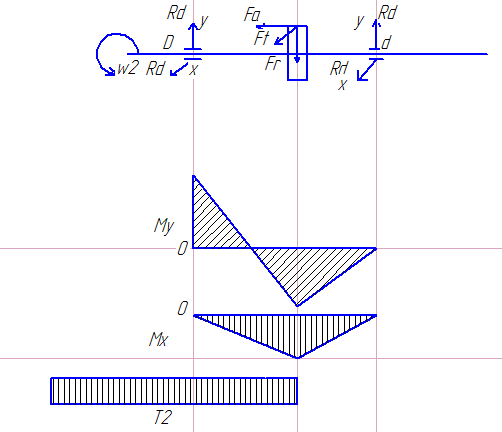
Отношение этой величине соответствует .

Отношение   
,*,*,

Расчетная долговечность, об.:

Расчетная долговечность, ч:

*Построение эпюр изгибающих моментов.*



Для зубчатых редукторов ресурс работы подшипников может превышать 36 000 ч (таков ресурс работы самого редуктора), но не должен быть менее 12 000 ч. (минимально допустимая долговечность подшипника).В нашем случае подшипники ведущего вала 206 имеют ресурс , а подшипники ведомого вала 207имеют ресурс

1. **Второй этап компановки редуктора**

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узлы ведущего и ведомого валов. На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78.

1. **Проверка прочности шпоночных соединений**

Шпонки призматические со скруглёнными краями. Размеры сечений шпонок и пазов и длины шпонок по ГОСТ 23360-78. [2, табл.8.9]

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах, проверяют на смятие. Условие прочности:. [1,с170]

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице [σсм]=100÷120 МПа, при чугунной [σсм]=50÷70 МПа.

*Ведущий вал.* Проверяем шпонку на быстроходном валу. d=20 мм; сечение шпонки bхh=6x6 мм, t1=3,5 мм, длина шпонки l=28 мм., момент на ведущем валу Т1=32,39443 Н∙мм

Полумуфту изготавливают из чугуна марки СЧ 20.

Условие прочности выполнено .

*Ведомый вал.* Проверяем шпонку под колесом тихоходного вала. d=28 мм; сечение шпонки bxh=8x7 мм, t1=4 мм; длина шпонки l=45 мм, момент на ведомом валу Т2=124,4335 Н∙мм:

Ступица изготовлена из стали 45. Следовательно, условие прочности σсм<[σсм] выполнено.

1. **Уточненный расчет валов**

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

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности *s* для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями [*s*]. Прочность соблюдена при s≥[s].

***Ведомый вал.***

Материал вала – сталь 45 нормализованная; *σВ=780* МПа . [1, табл.3.3]

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

.

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений: .

**Сечение А-А.** Диаметр вала в этом сечении *d=20* мм. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэф-т запаса прочности по кас. напряжениям[1, с.164]:,

Коэф-т запаса прочности по норм. напряжениям[с.162]:,

где амплитуда и среднее значение касательных напряжений от нулевого цикла: 

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

Мсеч – суммарный изгибающий момент рассматриваемого сечения:

МА-А=

При d=20 мм, b=6 мм, t1=3,5 мм, для валов со шпоночным пазом полярный момент сопротивления сечения:

осевой момент сопротивления сечения:

При отсутствии осевой нагрузки σm=0. [1, с.163]

Принимаем *kσ=*1,78 , *kτ=*1,68 [1табл.8.5]. εσ=1,4 ετ=1;

Коэффициент *ψτ*=0,1; *ψσ=*0,15 [1,с.162]

Коэффициенты запаса прочности

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А:

Расчетное значение коэффициента запаса прочности s должно быть не меньше допускаемого [s]=2,5. Условие прочности выполняется с большим запасом: s≥[s].

**Сечение К-К.**

Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом; принимаем 

;

Амплитуда нормальных напряжений:

Полярный момент сопротивления:

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечений К-К:

**Сечение Л-Л:**

Концентрация напряжений обусловлена переходом от ø32 мм к ø35мм

Принимаем *kσ=*1,92 , *kτ=*1,33 [1табл.8.5]. εσ=0,82ετ=0,7;

Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К.

Осевой момент сопротивления сечения:

*;*

Амплитуда нормальных напряжений:

Полярный момент сопротивления:

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечений К-К:

Расчетное значение коэффициента запаса прочности s должно быть не меньше допускаемого [s]=2,5. Условие прочности выполняется: s≥[s].

1. **Анализ посадок**

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными [2.С. 263].Посадка зубчатого колеса на вал  по ГОСТ 25347-82. Посадка стакана под подшипники качения в корпус . Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала *k6*. Отклонения в корпусе под наружные кольца по *Н7*. Распорная втулка на быстроходном валу *Н7/h6.* Остальные посадки назначаем в соответствии с указаниями [2.С. 263].

1. **Выбор сорта масла**

Смазывание элементов передач производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение цилиндрического колеса примерно на (0,5…5)m соответственно нижнему и верхнему уровням смазки, но не менее 10 мм. Расстояние от поверхности колеса до дна ванны не меньше двухкратной толщины стенки корпуса. [4,с.53]

Объем масляной ванны *V* определяем из расчета 0,25 дм3 на 1 кВт передаваемой мощности:*V=*0,25⋅11≈2,75дм3 [1,с.321]

Устанавливаем вязкость масла для ванн зубчатых редукторов.[4,табл.51]

При контактных напряжениях σ*Н=393*МПа и скорости *v=2,53* м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна⋅ν50=28 мм2/с. Принимаем масло индустриальное И-30А (ГОСТ 20799-75) [1,табл.10-10]

Смазка подшипниковых узлов на валу колеса производится этим же маслом при разбрызгивании его зубчатой передачей.

Смазка подшипниковых узлов на валу шестерни производится пластичным смазочным материалом – Литол-24 (ГОСТ 21150-87). [1,табл.9.14]

Свободное пространство внутри подшипникового узла заполняют на 1/3 объема пластичной мазью.

1. **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:

на ведущий валпоз. 4 насаживают шарикоподшипники поз. 26, предварительно нагретые в масле до 80 – 100 0С;в ведомый вал закладывают шпонку поз. 31 и напрессовывают зубчатое колесо поз. 6 до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают шарикоподшипники поз. 27, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора поз. 12 и надевают крышку корпуса поз. 11, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух цилиндрических штифтов поз. 33; затягивают винты, крепящие крышку к корпусу.

После этого в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников поз. 7,8,9,10 с комплектом металлических прокладок поз.17,18 для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в них закладывают манжетные уплотнения поз. 24,25. Проверяют проворачиванием валов, отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами.

Далее на конец ведомого вала поз. 3 в шпоночную канавку закладывают шпонку поз. 32, устанавливают звездочку и закрепляют ее.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия поз. 14 с прокладкой.Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой поз. 1с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

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

## Заключение

В ходе выполнения курсового проекта я научился основам конструкторского дела, приобрел навыки и знания правил, методов проектирования, на примере проектирования цилиндрического одноступенчатого редуктроа.

Подводя результаты нужно сказать, что расчеты передач по таким критериям, как металлоемкость, габаритные размеры, технологичность изготовления, экономические показатели и конечно компоновка привода дает возможность принять оптимальное решение при выборе типа редуктора.

В результате приобретенные навыки и опыт проектиравания механизмов обшего назначения станет базой для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проекту.

**Список используемой литературы:**

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1988.- 416 с.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград: Янтар. сказ, 1999г. – 454с.
3. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов / Л.В. Курмаз. –М.: Высш. Шк., 2007– 455 с.
4. Лустнеков М.Е. Детали машин: учебное пособие М.Е. Лустенков – Могилев: Белорус.-Рос. Ун-т, 2018. – 240 с.
5. Дунаев П.В. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для студ. Высш. Учеб. Заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. –496 с.
6. Курмаз Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно методическое пособие / Л.В. Курмаз. –М.: Высш. Шк., 2005– 309 с.
7. Марцулевич Н.А. Техническая механика, часть 2. Сопротивление материалов, детали машин. Учебное пособие / Н.А. Марцулевич, А.Н. Луцко, Д.А. Бартенев СПб. : Изд-во СПБГТИ(ТУ), 2010-493 с.