Министерство образования и науки Российской Федерации.

Федеральное агентство по образованию.

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования.

Самарский государственный технический университет.

Кафедра: «Прикладная механика»

## **Курсовой проект по механике**

Студент 2 – ХТ – 2

Руководитель: к. т. н., доцент

Cамара,

2004 г.

**Техническое задание №65.**

Коническая передача.

Частота вращения вала электродвигателя:.

Вращающий момент на выходном валу редуктора:.

Частота вращения выходного вала: .

Cрок службы редуктора в годах: .

Коэффициент загрузки редуктора в течение года: .

Коэффициент загрузки редуктора в течение суток:.

**Содержание**

1. Введение\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_4

2. Кинематический и силовой расчёт привода\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_4

2.1 Определение частот вращения валов редуктора\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_4

2.2. Расчёт чисел зубьев колёс\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_4

2.3. Определение фактического передаточного отношения\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_5

2.4. Определение КПД редуктора\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_5

2.5. Определение номинальных нагрузочных моментов на каждом валу, схема механизма\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_5

2.6. Расчёт потребной мощности и выбор электродвигателя, его размеры\_\_\_5

3. Выбор материалов и расчёт допускаемых напряжений\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_7

3.1. Определение твёрдости материалов, выбор материала для зубчатого колеса\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_7

3.2. Расчет допускаемых напряжений \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_7

3.3. Допускаемые напряжения на контактную выносливость\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_7

3.4. Допускаемые напряжения на изгибную выносливость\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_8

4. Проектный и проверочный расчёт передачи\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_8

4.1. Вычисление предварительного делительного диаметра шестерни\_\_\_\_\_\_8

4.2. Вычисление предварительного модуля передачи и уточнение его по ГОСТу\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_8

4.3. Расчёт геометрических параметров передачи\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_8

4.4. Проверочный расчёт передачи\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_9

4.5. Усилия в зацеплении\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_9

5. Проектный расчёт вала и выбор подшипников \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_12

6. Эскизная компоновка и расчёт элементов конструкции\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_12

6.1. Расчёт зубчатого колеса\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_12

6.2. Расчёт элементов корпуса\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_13

6.3. Расчёт мазеудерживающих колец\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_13

6.4. Расчёт крышки подшипников\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_13

6.5. Выполнение компоновочного чертежа\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_13

7. Подбор и проверочный расчёт шпоночных соединений \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_14

8. Проверочный расчёт вала на усталостную выносливость\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_15

9. Проверочный расчёт подшипников выходного вала на долговечность\_\_\_18

10. Подбор и расчет соединительной муфты\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_19

11. Смазывание редуктора\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_19

12. Сборка и регулировка основных узлов редуктора\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_20

13. Список используемой литературы\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_22

14. Приложения\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_23

**Введение.**

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

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацеплений и подшипников или устройства для охлаждения.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.); относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.).

Конические редукторы применяют для передачи движения между валами, оси которых пересекаются обычно под углом 90. Передачи с углами, отличными от 90 , встречаются редко.

Наиболее распространённый тип конического редуктора - редуктор с вертикально расположенным тихоходным валом. Возможно исполнение редуктора с вертикально расположенным быстроходным валом; в этом случае привод осуществляется от фланцевого электродвигателя

Передаточное число u одноступенчатых конических редукторов с прямозубыми колёсами, как правило, не выше 3; в редких случаях u = 4.При косых или криволинейных зубьях u = 5 (в виде исключения u = 6.3).

У редукторов с коническими прямозубыми колёсами допускаемая окружная скорость (по делительной окружности среднего диаметра) v ≤ 5 м/с. При более высоких скоростях рекомендуют применять конические колёса с круговыми зубьями, обеспечивающими более плавное зацепление и большую несущую способность.

1. **Кинематический и силовой расчет привода.**
	1. **Определение частот вращения валов редуктора:**

.

Частота вращения первого (входного) вала: .

Частота вращения второго (выходного) вала:.

* 1. **Расчёт чисел зубьев передач.**

Расчётное число зубьев шестерни определяют в зависимости от величины передаточного отношения передачи:

Значение округляют до целого числа по правилам математики: .

Расчётное число зубьев колеса , необходимое для реализации передаточного числа , определяют по зависимости: .

Значение округляют до целого числа :.

* 1. **Определение фактического передаточного отношения:**

.

* 1. **Определение КПД редуктора.**

Для конического редуктора .

Вращающий (нагрузочный) момент на выходном валу редуктора:.

На входном валу: .

* 1. **Определение номинальных нагрузочных моментов на каждом валу, схема механизма.**

Мощность на выходном валу редуктора, кВт:

 кВт, где:

 - вращающий момент выходного вала,

 - частота вращения выходного вала.

Расчетная мощность электродвигателя:

,

Данному соответствует мощность=5,5 кВт, т.е. электродвигатель типа 112М4.



|  |  |
| --- | --- |
| Габаритные размеры, мм | Установочные и присоединительные размеры, мм |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 372 | 452 | 310 | 190 | 32 | 32 | 80 | 70 | 140 | 190 | 12 |

1. **Выбор материалов и расчет допускаемых напряжений для конических передач.**
	1. **Определение твёрдости материалов, выбор материала для зубчатого колеса.**

Марку стали можно выбрать в зависимости от твердости . Ориентировочно твердость стали можно определить по зависимости:

, где:

- вращающий момент на входном валу редуктора, Нм;

- диаметр вала электродвигателя, мм.

Величину HB округляем до целого числа (в большую сторону), кратного 10: HB=200. По таблице марка стали: сталь 45, вид термообработки – улучшение, предел прочности , предел текучести .

* 1. **Расчет допускаемых напряжений.**

Исходя из условий эксплуатации и видов повреждений зубчатых колес рассчитывают допускаемые напряжения на контактную и изгибную выносливость для наиболее слабого звена в передаче.

Таким звеном для конических передач является шестерня, испытывающая наибольшее количество циклов нагружения в течение заданного срока службы привода L.

Для определения фактического числа циклов нагружения ведущей шестерни за весь период эксплуатации необходимо знать суммарное время работы передачи в часах , определяемое по формуле:

, где:

 - срок службы редуктора в годах,

 - коэффициент загрузки редуктора в течение года,

 - коэффициент загрузки редуктора в течение суток.

 определяется из формулы:

, где:

- частота вращения вала шестерни.

* 1. **Допускаемые напряжения на контактную выносливость.**

Допускаемые напряжения на контактную выносливость определяют по формуле:

МПа, где:

- предел контактной выносливости, МПа; определяют по зависимости:

МПа;

 - коэффициент запаса контактной прочности;

 - коэффициент долговечности; рассчитывают по зависимости:

, здесь - базовое число циклов:

Диапазон значений находится в пределах: . Т.к. рассчитанный коэффициент , то принимаем .

* 1. **Допускаемые напряжения на изгибную выносливость.**

Допускаемые напряжения на изгибную выносливость определяют по формуле:

МПа, где:

- предел изгибной выносливости, МПа; определяют в зависимости от твердости материала HB:

МПа,

 - коэффициент запаса изгибной прочности;

 - коэффициент долговечности; рассчитывают по зависимости:

, здесь - базовое число циклов.

Диапазон значений находится в пределах: . Т.к. рассчитанный коэффициент , то принимаем .

1. **Проектный и проверочный расчёт передачи.**
	1. **Вычисление предварительного делительного диаметра шестерни.**

Рассчитываем основные геометрические параметры из условия контактно- усталостной прочности активных поверхностей зубьев (с точностью 0,01 мм – для линейных величин, 0,0001 град – для угловых величин):

Внешний делительный диаметр шестерни (предварительное значение) , мм:

мм, где:

 - коэффициент нагрузки, учитывающий неравномерность ее распределения; в курсовом проектировании с достаточной степенью точности можно принять .

* 1. **Вычисление предварительного модуля передачи и уточнение его по ГОСТу:**

.

По расчетной величине принимаем ближайшее большее стандартное значение модуля: ,

* 1. Расчёт геометрических параметров передачи
		1. Внешнее конусное расстояние , мм:

.

* + 1. Диаметр внешней делительной окружности шестерни и колеса , мм:

,

.

* + 1. Диаметр внешней окружности вершин зубьев шестерни и колеса , мм:

,

, где:

 и - углы делительных конусов, град., равные:

,

.

* + 1. Расчетная ширина зацепления колес, мм:

.

Расчетное значение округляем до целого числа b в большую сторону. Ширина зубчатых колес принимается равной:

.

* + 1. Внешняя высота зуба , мм:

.

* + 1. Внешняя высота головки зуба , мм:

Для исключения возможных ошибок в вычислениях при проектном расчете проверяют выполнение условия контактной выносливости:

МПа.

Условие выполняется, значит, расчет верен.

* 1. **Проверочный расчет передачи.**

Определяем рабочие изгибные напряжения, которые должны быть не больше допускаемых, по зависимости:

,

МПа, где:

 - коэффициент нагрузки при изгибе, учитывающий неравномерность ее распределения и динамичный характер; в курсовом проектировании для колес 7-ой степени точности изготовления можно принять

 - коэффициент формы зубьев шестерни, определяется по зависимости:

Условие изгибной прочности выполняется, расчет верен.

* 1. **Усилия в зацеплении.**

Для последующих расчетов по оценке работоспособности валов и подшипников определяют силы, возникающие в зацеплении при передаче вращающего момента и действующие на шестерню (обозначены индексом 1) и колесо (обозначены индексом 2):

* окружная сила , Н:

Н,

* радиальная и осевая силы , Н:

Н,

Н, где:

 - угол зацепления.

1. **Проектный расчёт вала и выбор подшипников.**

При проектном расчёте валов используется основное уравнение прочности при кручении и определяют диаметры консольных участков входного и выходного вала по заниженным касательным напряжениям

, где:

 - крутящие моменты на входном и выходном валах редуктора, Нм,

 - допускаемое касательное напряжение в МПа. Им предварительно задаются в пределах 20÷40 МПа.

Диаметр вала под муфту принимают равным диаметру вала двигателя:

Переход с одного диаметра вала на другой выполняют по зависимости:

, где:

 - диаметр предыдущей ступени в мм,

 - диаметр следующей ступени.

Диаметр посадочной ступени под уплотнение на входном валу:

.

Диаметр посадочной ступени под подшипники качения:

.

Далее конструктивно назначают диаметры участков выходного вала

под уплотнение : , под подшипники : , под зубчатое колесо : .

Диаметр буртика определяется конструктивным обеспечением надёжного контакта торцов вала с внутренним кольцом подшипника или ступицей зубчатого колеса: .

Так как на валах установлены цилиндрические прямозубые колёса, подбирают подшипники роликовые конические однорядные лёгкой серии по ГОСТ 8338 – 75 №7208 и №7209.

1. **Эскизная компоновка и расчёт элементов конструкции.**
	1. **Расчёт зубчатого колеса.**

 - диаметр ступицы: , принимаем .

 - длина ступицы: , принимаем .

 - толщина диска: , принимаем .

 - толщина обода: .

 - диаметр диска;

 - диаметр отверстий;

* 1. **Расчёт элементов корпуса.**

Толщина корпуса: , принимаем .

Толщина крышки редуктора: , принимаем .

Толщина фланцев корпуса и крышки: .

Толщина нижнего пояса корпуса без бобышки: , принимаем .

Диаметр фундаментных болтов: , принимаем болты с резьбой М 18.

Диаметр болтов у подшипников: , принимаем болты с резьбой М 12.

Диаметр болтов соединяющих основание корпуса с крышкой: , принимаем болты с резьбой М 12.

Наименьший зазор между наружной поверхностью колеса и стенкой корпуса:

По диаметру:

По торцам:

* 1. **Расчёт мазеудерживающих колец.**

На входном валу: - диаметр кольца; .

 - ширина кольца: .

 - длина кольца; выбирают конструктивно: .

 - шаг зубьев: .

На выходном валу: , , , .

* 1. **Расчёт крышки подшипников.**

На входном валу: - высота крышки, ,

,

где - диаметр стакана.

На выходном валу: - высота крышки, ,

, где

 - внешний диаметр подшипника.

* 1. **Выполнение компоновочного чертежа.**

Примерно посередине листа параллельно его длинной стороне проводят горизонтальную осевую линию; выделяем точку О, через которую проводят вертикальную осевую линию.

От горизонтальной линии откладывают угол , проводят осевые линии делительного конуса ОА. На осевых ОА откладывают внешнее конусное расстояние . Из точек А перпендикулярно ОА откладывают отрезки А1, равные внешнему модулю зацепления :. Точки 1 соединяют с центром О. Из точек А откладывают отрезок АВ, равный ширине зацепления b: . Из точек В проводят перпендикуляры к ОА и убирают лишние линии. Затем вычерчивают конструкцию конического колеса, для которого рассчитаны , , , с, , .

После того, как вычерчена коническая пара колес, начинают компоновку общего вида редуктора. На расстоянии 5мм от торца ступицы колеса и диаметра проводят горизонтальную и вертикальную линии внутренней стенки корпуса. На расстоянии мм проводят верхнюю горизонтальную линию внутренней стенки. По периметры пунктирной линией показывают толщину стенки корпуса и основной линией ширину фланца . По размерам , , Т вычерчивают подшипники 2-го вала. По диаметрам , вычерчивают ступени 2-ого вала редуктора. Правый подшипник 1-ого вала углубляют в корпус на и вычерчивают его по размерам . От середины шестерни отмеряют расстояние и вдоль оси 1-ого вала откладывают отрезок длиной мм, вычерчивают левый подшипник с размерами . Вычерчивают стакан с толщиной стенки мм: мм. Затем крышки подшипников с диаметрами .

Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливают мазеудерживающие кольца.

Измерением находят расстояния на ведомом валу: и .

1. **Подбор и проверочный расчёт шпоночных соединений**

Под колесо:

Длину шпонки назначают из стандартного ряда так, чтобы она была несколько меньше длины ступицы. Принимаем .

Шпонка 2 - 14х9х63 ГОСТ 23360 – 78.

Соединение проверяют на смятие:

, где:

 - передаваемый вращающий момент, Нм,

 - диаметр вала в месте установки шпонки, мм,

 - высота шпонки, мм,

 - глубина шпоночного паза, мм,

 - рабочая длина шпонки, мм,

, где - ширина шпонки,

 - допускаемое напряжение на смятие: .

<. Условие выполняется.

Шпонку проверяют на срез:

<. Условие выполняется.

Под муфту на входном валу. Шпонка 2 - 10х8х48 ГОСТ 23360 - 78

;

;

Условия выполняются.

Под муфту на выходном валу. Шпонка 2 - 10х8х63 ГОСТ 23360 - 78

;

;

Условия выполняются.

1. **Проверочный расчёт на усталостную выносливость.**

1) По сборочному чертежу составляют расчётную схему вала, на которой представлены все внешние силы нагружения вала:

 - окружная составляющая,

 - радиальная,

 - осевая составляющая сил, действующих в зацеплении (из расчетов).

2) Определяют реакции в опорах в вертикальной и горизонтальной плоскостях и , и . Реакции в опорах вычисляют, составляя уравнение равновесия сил и моментов действующих в каждой плоскости.

В горизонтальной плоскости:

, , откуда

, , откуда

В вертикальной плоскости:

, , откуда

, , откуда

3) Рассчитывают и строят, пользуясь методом сечений, эпюры изгибающих моментов.

В горизонтальной плоскости. На участке : , ,

при , ,

при , .

На участке : , ,

при , ,

при , .

Принимают .

В вертикальной плоскости. На участке : , ,

при , ,

при , .

На участке : , ,

при , ,

при , .

Суммарные изгибающие моменты:

на участке : ,

на участке .

4) Определяют общий коэффициент запаса прочности который должен быть не менее допускаемого - . В общем машиностроении .

.

где и - коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

, где:

 - предел выносливости для материала вала при симметричном цикле изгиба, МПа. Назначают марку стали: сталь 45, вид термообработки – закалка, отпуск . Пусть . Пусть сталь легированная, тогда:

;

 - предел выносливости при симметричном цикле кручения, МПа

;

 и - эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении,

,

;

 и - коэффициенты, учитывающие масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений:

,

;

 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности;

 при . Назначают ;

 и - коэффициенты, учитывающие соотношения пределов выносливости при симметричном и пульсирующем циклах изгиба и кручения: , ;

, , , - амплитуда и среднее напряжение цикла соответственно для нормальных и касательных напряжений, МПа:

, где:

 - суммарный изгибающий момент в опасном сечении:

; ;

, где:

Т – крутящий момент на валу, ;

, - моменты сопротивления изгибу и кручению, поперечного сечения вала с учётом шпоночного паза, мм3

,

,

параметры и берут из таблицы.

Общий коэффициент запаса прочности n больше допускаемого .

1. **Проверочный расчёт подшипников выходного вала на долговечность.**
2. Определяют полные реакции опор:

,

;

1. Параметр осевого нагружения:

;

1. Осевые составляющие реакций опор:

,

.

1. Результирующие осевые нагрузки на опоры:

,

;

1. Определение приведённой радиальной нагрузки: ,

где - коэффициент вращения; при вращении внутреннего кольца ;

 - большее значение и , Н;

 - коэффициент безопасности; для подшипников зубчатых передач 7-8 степени точности;

 - температурный коэффициент; при рабочей температуре ;

, следовательно, , ;

, следовательно, , ;

;

.

1. Вычисляют ресурс наиболее нагруженного подшипника:

, где:

 - динамическая грузоподъёмность, Н (справочные данные),

 - частота вращения выходного вала, об/мин.

1. Проверяют условие долговечности:

, т.е. условие долговечности выполняется.

1. Подбор и проверочный расчет соединительной муфты.

Муфты подбирают по таблицам из справочников в зависимости от диаметров валов, которые нужно соединить. Затем их проверяют по крутящему моменту: .

, где:

 - расчётный момент, Нм,

 - номинальный момент, Нм,

 - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации, ,

< 200 Нмм.

Подбираем муфту втулочно-пальцевую 250-32-2 ГОСТ 20761-80.

1. **Смазывание редуктора.**

Вязкость смазочного масла подбирают в зависимости от окружной скорости. Окружную скорость находят по зависимости:

, где:

 - частота вращения (об/мин) и делительный диаметр шестерни, мм.

Пользуясь параметрами контактного напряжения - , и окружной скорости , определяют кинематическую вязкость при температуре () по таблице. Принимаем .

Конкретную марку масла находят по таблице в зависимости от вязкости и температуры. Выбираем масло «Индустриальное - 20А».

Подшипники в редукторах могут смазываться как пластичными, так и минеральными жидкими маслами путём разбрызгивания в зависимости от условий их работы.

Эти условия выбираются по зависимости:

, где:

 - произведение среднего диаметра подшипника на частоту вращения его кольца, ,

 - частота вращения кольца подшипника, об/мин,

 - средний диаметр подшипника, мм: ,

 - внутренний и наружный диметр подшипника.

Так как , подшипник рекомендуется смазывать пластичным смазочным материалам: солидол С.

Для защиты подшипников от попадания в них жидкого масла устанавливают специальные мазеудерживающие кольца на валах рядом с подшипниками. Для предотвращения вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов и попадания в них пыли, влаги в крышках подшипников устанавливают манжетные уплотнения.

1. **Сборка и регулировка основных узлов редуктора**

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом, начиная с узлов валов.

1. На ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и роликоподшипники, предварительно нагретые в масле до , между подшипниками устанавливают распорную втулку. Подшипники ведущего вала монтируют в общем стакане;

1. В ведомый вал закладывают шпонку 14 х 9 х 63 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала, затем надевают мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле;
2. Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрыв предварительно поверхность стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затем болты, крепящие крышку к корпусу;
3. После этого в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку (солидол С), ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки;
4. Перед установкой сквозной крышки в проточки заключаем манжетные уплотнения. Проверяем, проворачиванием валов отсутствие заклиниваний подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляем крышки винтами;
5. Затем ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.
6. Заливают в корпус масло «Индустриальное 20А» в количестве 1,5 л. и закрывают смотровое отверстие крышки с прокладкой из технического картона; закручивают крышку болтами.

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

1. **Список используемой литературы:**
2. Чернавский С. А. Курсовое проектирование деталей машин. М. Машиностроение, 1979.
3. **Приложения:**
4. Спецификация сборочного чертежа редуктора;
5. Спецификация общего вида привода;
6. Компоновка редуктора;
7. Прототип сборочного чертежа;
8. Прототип общего вида привода.