СОДЕРЖАНИЕ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

[1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА 3](#_Toc154702860)

[1.1 Мощность на валах 3](#_Toc154702861)

[1.2 Подбор электродвигателя 3](#_Toc154702862)

[1.3 Разбивка передаточного числа 4](#_Toc154702863)

[1.4 Угловые скорости и частоты вращения валов 4](#_Toc154702864)

[1.5 Крутящие моменты на валах 5](#_Toc154702865)

[1.6 Проектный расчет валов 5](#_Toc154702866)

[2 РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ 5](#_Toc154702867)

[3 РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ 6](#_Toc154702868)

[3.1 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений 6](#_Toc154702869)

[3.2 Проектный расчет передачи по контактным напряжениям 7](#_Toc154702870)

[3.3 Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям 9](#_Toc154702871)

[3.4 Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба 10](#_Toc154702872)

[4 РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ 12](#_Toc154702873)

[4.1 Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений 12](#_Toc154702874)

[4.2 Проектный расчет передачи по контактным напряжениям 13](#_Toc154702875)

[4.3 Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям 14](#_Toc154702876)

[4.4 Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба 15](#_Toc154702877)

[5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА 17](#_Toc154702878)

[5.1 Определение диаметров участков вала: 17](#_Toc154702879)

[5.2 Расстояние между деталями передач 17](#_Toc154702880)

[5.3 Выбор подшипников 17](#_Toc154702881)

[5.4 Длины участков валов 18](#_Toc154702882)

[6 РАСЧЕТ ВАЛОВ 18](#_Toc154702883)

[6.1 Определение опорных реакций тихоходного вала 18](#_Toc154702884)

[6.2 Проверочный расчет валов 19](#_Toc154702885)

[6.3 Определение опорных реакций на быстроходном валу 20](#_Toc154702886)

[7 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ 21](#_Toc154702887)

[7.1 Расчет подшипника тихоходного вала 21](#_Toc154702888)

[7.2 Расчет подшипника быстроходного вала 22](#_Toc154702889)

[8 РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ 23](#_Toc154702890)

[8.1 Расчет шпоночных соединений 23](#_Toc154702891)

[8.2 Выбор муфты 24](#_Toc154702892)

[9 ВЫБОР СМАЗКИ 26](#_Toc154702893)

[9.1 Выбор сорта смазки 26](#_Toc154702894)

[9.2 Предельно допустимые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну 26](#_Toc154702895)

[9.3 Способ контроля уровня смазки зубчатых колес 26](#_Toc154702896)

[10 ПОРЯДОК СБОРКИ И РАЗБОРКИ РЕДУКТОРА 27](#_Toc154702897)

[БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК 28](#_Toc154702898)

РЕФЕРАТ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

Разраб.

Муллахметов

Провер.

Ибрагимов Р.Р.

Т. Контр.

Н. Контр.

Утверд.

Лит.

Листов

БГАУ М-304/1

Масса

Масштаб

Курсовая работа по деталям машин посвящена расчету и разработке конструкции привода от электродвигателя к ленточному транспортеру. Расчетно-пояснительная записка содержит 31 лист формата А4, включает 3 рисунка, 3 наименований источников использованной литературы.

Графическая часть включает сборочный чертеж редуктора 1 лист формата А1, рабочий чертеж выходного вала редуктора А2, рабочий чертеж колеса выходного вала редуктора А3.

В ходе выполнения курсовой работы использовались материалы многих технических дисциплин: инженерная графика, теоретическая механика, сопротивление материалов, допуски-посадки и технические измерения, детали машин, материалы многих справочников и стандартов. Выполнение курсовой работы являлось важным этапом в получении практических навыков самостоятельного решения сложных инженерно – технических задач.

# ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

## Мощность на валах







где -три пары подшипников;

-КПД ременной передачи;

-КПД зубчатой передачи;

-КПД муфты;



,









## Подбор электродвигателя



где 



,



,

где DБ =0.6 - диаметр барабана (мм)

V=1.2 м/с.

Выбираем электродвигатель серии 4А закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81 ) типоразмер :4А100L4



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

## Разбивка передаточного числа





где  - передаточное число ременной передачи,

 - передаточное число редуктора (коробки передач).

;

;

=2,5;









## Угловые скорости и частоты вращения валов

;



















Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

## Крутящие моменты на валах











## Проектный расчет валов















# РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

По передаваемой мощности и частоте вращения малого шкива по рис. принимаем сечение ремня

Сечение – Б

Ориентировочный размер малого шкива:



Принимаем по ГОСТ 17383 dpI=180 (стр 272/2/)

мм

Принимаем dpII=450 мм

Фактическое передаточное отношение

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6



Межосевое расстояние







Определяем длину ремня



Частота пробегов ремня



Что меньше 5 с-1 для плоских ремней.

Полезная окружная сила:



Толщина ремня для резинотканевых ремней



# РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

## Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Желая получить сравнительно небольшие и недорогостоящие редуктора, назначаем для изготовления зубчатых колес сталь 40Х.

По таблице 8.8/2/ выписываем механические свойства:

**Шестерня**

твердость поверхности 50-59HRC;

твердость сердцевины 26-30HRC;

бв=1000 МПа;

бт=800 МПа.

Термообработка азотирование, закалка(830…850С), отпуск (500 С).

**Колесо**

твердость 260-280HB;

бв=950 МПа;

бт=700 МПа.

Улучшение, закалка(830…850С), отпуск (500 С).

 Определяем допускаемые контактные напряжения на усталость по формуле 8.55/2/



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

 - коэффициент долговечности.

 - коэффициент безопасности.

**Для шестерни** (таблица 8.9/2/)

Твердость зубьев на поверхности 50-59HRC;

в сердцевине 24…40HRC.

Группа сталей: 38ХМЮА, 40Х, 40ХФА, 40ХНМА.

бН01=1050 МПа; SH1=1,2.

бF0=12HRCсерд+300; SF=1,75.

**Для колеса**

Твердость зубьев на поверхности 180-350HB;

в сердцевине 180-350HB.

Группа сталей: 40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ.

бН02=2НВ+70=540+70=610 МПа; SH2=1,1.

бF0=1,8HB; SF=1,75; KHL=1

 МПа

МПа

В косозубой цилиндрической передаче за расчетное допусти­мое контактное напряжение принимаем минимальное из значений:

В данном случае:  МПа

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость:



бF0 – предел выносливости зубьев;

SF – коэффициент безопасности;

KFC – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки KFC=1;

KFL –коэффициент долговечности KFL=1.





## Проектный расчет передачи по контактным напряжениям

Определяем межосевое расстояние по формуле 8.13/2/



где Епр приведенный модуль упругости;

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

Епр = 2,1\*105 МПа.

Т2 – крутящий момент на валу колеса;

Т2=TIII=274,082

Нм

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  (табл. 8.4 [2]); =0,3.

 - коэффициент концентрации нагрузки;

- коэффициент ширины к межосевому расстоянию;

-коэффициент ширины к диаметру;



По рисунку 8.15 /2/ находим: 



Оставляем, чтобы коэффициент смещения равнялся 0.

Ширина колеса:



Принимаем:





Диаметр шестерни:





По таблице 8.1/2/ принимаем по первому ряду в меньшую сторону m=2.5 .

Угол наклона зубьев :



где  - коэффициент осевого перемещения (постоянная);



Принимаем :



Принимаем :



Передаточное число:



Фактический наклон зубьев:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

Делительные диаметры***.***

Шестерни: 

Колеса: 

Диаметр вершин:

Шестерни: 

Колеса: 

Диаметр впадин:

Шестерни: 

Колеса: 

Проверка межосевого расстояния:



## Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям

По формуле 8.29/2/



где - коэффициент повышения нагрузки.

По формуле 8.28/2/



- коэффициент неравномерной нагрузки.



- коэффициент динамической нагрузки;

 - угол зацепления;

;



По таблице 8.3/2/ принимаем 



По таблице 8.7/2/ 

 (/2/,стр.142)

По формуле 8.25/2/



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10







 прочность по контактному напряжению выполняется.

## Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба



Дальнейший расчет ведем по тому из пар колес у которого наименьшее отношение ,

где  - коэффициент формы зуба.

Коэффициент смещения у нас 0 – постоянный.

- коэффициент повышения прочности.

,

где - коэффициент торцевого перекрытия;

- коэффициент неравномерной нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев;

 - коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности.

Определяем эквивалентное число зубьев:





Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11



По рисунку 8.20/2/ для колес без смещения (х=0) принимаем коэффициент формы зуба YF





Принимаем 



 (по рис.8.15/2/)

(по таблице 8.3/2/)

Определяем окружное усилие:





- (таблица 8.7/2/)



Соотношение у колеса оказалось меньше. Расчет ведем по колесу:



Условие выполняется.

# РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

## Выбор материалов зубчатых колес и определение допускаемых напряжений

Желая получить сравнительно небольшие и недорого стоящие редуктора, назначаем для изготовления зубчатых колес сталь 40Х.

По таблице 8.8/2/ выписываем механические свойства:

**Шестерня**

твердость поверхности 50-59HRC;

твердость сердцевины 26-30HRC;

бв=1000 МПа;

бт=800 МПа.

Термообработка азотирование, закалка(830…850С), отпуск (500 С).

**Колесо**

твердость 260-280HB;

бв=950 МПа;

бт=700 МПа.

Улучшение, закалка(830…850С), отпуск (500 С).

 Определяем допускаемые контактные напряжения на усталость по формуле 8.55/2/



 - коэффициент долговечности.

 - коэффициент безопасности.

**Для шестерни** (таблица 8.9/2/)

Твердость зубьев на поверхности 50-59HRC;

в сердцевине 24…40HRC.

Группа сталей: 38ХМЮА, 40Х, 40ХФА, 40ХНМА.

бН01=1050 МПа; SH1=1,2.

бF0=12HRCсерд+300; SF=1,75.

**Для колеса**

Твердость зубьев на поверхности 180-350HB;

в сердцевине 180-350HB.

Группа сталей: 40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ.

бН02=2НВ+70=540+720=610 МПа; SH2=1,1.

бF0=1,8HB; SF=1,75; KHL=1

 МПа

МПа

В прямозубой цилиндрической передаче за расчетное допусти­мое контактное напряжение принимаем минимальное из значений:

В данном случае:  МПа

Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

бF0 – предел выносливости зубьев;

SF – коэффициент безопасности;

KFC – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки KFC=1;

KFL –коэффициент долговечности KFC=1.





## Проектный расчет передачи по контактным напряжениям

Определяем межосевое расстояние по формуле 8.13/2/



где Епр приведенный модуль упругости;

Епр = 2,1\*105 МПа.

Т2 – крутящий момент на валу колеса;

Т2=TIV=918.244 Нм

Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  (табл. 8.4 [2]); =0,3.

 - коэффициент концентрации нагрузки;

- коэффициент ширины к межосевому расстоянию;

-коэффициент ширины к диаметру;



По рисунку 8.15 /2/ находим: 



Оставляем, чтобы коэффициент смещения равнялся 0.

Ширина колеса:



Принимаем:





Диаметр шестерни:





Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

По таблице 8.1/2/ принимаем по первому ряду в меньшую сторону m=5 .

Фактическое число зубьев :



Принимаем :



Принимаем :



Передаточное число:



Находим межосевое расстояние фактическое:



Делительные диаметры***.***

Шестерни: 

Колеса: 

Диаметр вершин:

Шестерни: 

Колеса: 

Диаметр впадин:

Шестерни: 

Колеса: 

Проверка межосевого расстояния:



## oПроверочный расчет передачи по контактным напряжениям

По формуле 8.29/2/



- коэффициент неравномерной нагрузки.



- коэффициент динамической нагрузки;

 - угол зацепления;

;



По таблице 8.3/2/ принимаем 

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15



 (/2/,стр.142)



 прочность по контактному напряжению выполняется.

## Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба



Дальнейший расчет ведем по тому из пар колес у которого наименьшее отношение ,

где  - коэффициент формы зуба.

Коэффициент смещения у нас 0 – постоянный.

- коэффициент неравномерной нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев;

По рисунку 8.20/2/ для колес без смещения (х=0) принимаем коэффициент формы зуба YF





Принимаем 



 (по рис.8.15/2/);(по таблице 8.3/2/)

Определяем окружное усилие:



Соотношение у колеса оказалось меньше. Расчет ведем по колесу:



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

Условие выполняется.

# ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

17

## Определение диаметров участков вала:

а) для быстроходного вала:

(формула 3.1/1/)

Принимаем . (табл. 19.1/1/)

Под подшипник .

Диаметр буртика подшипника:

(формула 3.2/1/)

*r* = 2,0*мм.* (табл. 3.1/1/)

а) для промежуточного вала:

Под подшипник .

Диаметр буртика подшипника:



Диаметр под колесо:



*r* = 2,0*мм.* (табл. 3.1/1/)

в) для тихоходного вала:



Принимаем .

Под подшипник .

Диаметр буртика подшипника:



Диаметр под колесо:



*r* = 2,5 *мм.*

## Расстояние между деталями передач

Зазор между вращающимися деталями и внутренней стенкой корпуса.

По формуле 3.5/1/



*L= 508,61* *мм.*



Принимаем *а* = 11 *мм.*

Расстояние между колесом и днищем редуктором.

Диаметр под колесо:

.

## Выбор подшипников

Для косозубой цилиндрической передачи назначаем радиальный шариковый однородный подшипник.

Назначаем по ГОСТ 8338-75 (таблица 19.18/1/)

для быстроходного вала № 306 B=19 мм;

для промежуточного вала № 209 B=19 мм.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

для тихоходного вала № 214 B=24 мм.

Схема установки – враспор.

## Длины участков валов

а) для тихоходного вала: Диаметр под колесо:



–длина ступицы:  ;

–длина посадочного конца вала: .

–длина промежуточного участка: .

Принимаем 63,8 мм.

–длина цилиндрического участка: .

б) для быстроходного вала:

–длина посадочного конца вала: .

–длина промежуточного участка: .

Принимаем 60,8 мм.

–длина цилиндрического участка: .

# РАСЧЕТ ВАЛОВ

## Определение опорных реакций тихоходного вала





 



 



 



 







1)

x1=0 Mx1=0;

x1=137,5мм Mx1=0;

Mx2=YA∙x2

x2=0 Mx2=0;

x2=48мм Mx2=405,22∙48∙10-3 =19,45Нм;

Mx3=YA∙(x3+48)-Fr∙x3

x3=0 Mx3=405,22∙48∙10-3-810,44∙0∙10-3=19,45Нм ;

x3=63мм Mx3=405,22(48+48)∙10-3-810,44∙48∙10-3=0 ;

2) Mx1= FМ ∙x1;

x1=0 Mx1=0;

x1=137,5мм Mx1=1677,05∙137,5∙10-3=230,59Hм;

Mx2= FМ ∙(x2+137,5)+ ZA ∙x2

x2=0 Mx2= =1677,05∙137,5∙10-3=230,59Hм;

x2=36мм Mx2=1677,05(137,5+48)∙10-3-3157,54∙48∙10-3 =159,61Hм;

Mx3= FМ ∙(x3+137,5+48)+ ZA ∙( x3+48)-FМ ∙x3

x3=0 Mx3=1677,05(137,5+48)∙10-3-3157,54∙48∙10-3 =159,61Hм;

x3=63мм Mx3=1677,05(137,5+48+48)∙10-3-3157,54∙(48+48)∙10-3-1884.82∙48=0.

### 

### Определение суммарных изгибающих моментов:



## Проверочный расчет валов

Определяем запас сопротивлению усталости по формуле 15.3/2/



где (формула 15.4/2/)

 - запас сопротивлению усталости только изгибу

- запас сопротивлению усталости только кручению

   - формула 15.5/2/

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20





Сталь 45 бв=600 МПа

бт=340 МПа

  (**рекомендация 15.6/2/)**





** - формулы 15.7/2/**

**** 

****

  ( таблица 15.1/2/)

 (рисунок 15.5/2/)

 (рисунок 15.6/2/).







Проверка статической прочности:

 (формула 15.8/2/)



** (формула 15.9/2/)**

  


 - условие выполняется.

## Определение опорных реакций на быстроходном валу



а)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

 



 



 



 







б)

 



 







# РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

## Расчет подшипника тихоходного вала

Расчет подшипников ведем по наиболее нагруженной опоре А.

По каталогу (табл. 19.18/1/) выписываем:

динамическая грузоподъемность: Cr = 43,6 кН

статическая грузоподъемность: Со =25 кН

При коэффициенте вращения V = 1 (вращение внутреннего кольца подшипника)

По таблице 16.5 /2/:

Коэффициент радиальной силы Х = 1

Коэффициент осевой силы Y = 0

Находим эквивалентную динамическую нагрузку

Рr = (Х**.**V**.**Fr + Y**.**Fa)**.** К**.** Кб (формула 16.29/2/)

По рекомендации к формуле 16.29 /2/:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

К = 1 – температурный коэффициент;

Кб = 1 – коэффициент безопасности;

Рr = (1**.**1**.**810,44 + 0)**.**1**.**1 = 810,44Н

Находим динамическая грузоподъемность (формула 16.27/2/):



где L – ресурс, млн.об.

a1 – коэффициент надежности

a2–коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации

p=3 (для шариковых)

 (формула 16.28/2/)

Lh= 12000 ч (табл. 16.4/2/)

 млн.об.

а1 = 1 ( рекомендация стр.333/2/)

а2 = 0,75  (табл. 16.3 /2/);



Проверяем подшипник на статическую грузоподъемность***:***

Эквивалентная статическая нагрузка

Ро=Хо**.** Fr0 + Yo**.** Fa0 (формула16.33 [2])

где

Fr0 =к Fr Fа0=к Fа

к=3 – коэффициент динамичности

Коэффициент радиальной статической силы Хо = 0,6

Коэффициент осевой статической силы Yо = 0,5

Ро = 0,6**.**3**.**810,44 + 0= 1458,8 Н < 17800 Н

Условия выполняются.

## Расчет подшипника быстроходного вала

Расчет подшипников ведем по наиболее нагруженной опоре А.

По каталогу (табл. 19.18/1/) выписываем:

динамическая грузоподъемность: Cr = 25,5 кН

статическая грузоподъемность: Со =13,7 кН

При коэффициенте вращения V = 1 (вращение внутреннего кольца подшипника)

Находим отношение:



По таблице 16.5 /2/:

Коэффициент радиальной силы Х = 1

Коэффициент осевой силы Y = 0

Находим эквивалентную динамическую нагрузку

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

Рr = (Х**.**V**.**Fr + Y**.**Fa)**.** К**.** Кб (формула 16.29/2/)

По рекомендации к формуле 16.29 /2/:

К = 1 – температурный коэффициент;

Кб = 1 – коэффициент безопасности;

Рr = (1**.**1**.**3434 + 0**.**596)**.**1**.**1 = 3434Н

Находим динамическая грузоподъемность (формула 16.27/2/):



где L – ресурс, млн.об.

a1 – коэффициент надежности

a2–коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации

p=3 (для шариковых)

 (формула 16.28/2/)

Lh= 12000 ч (табл. 16.4/2/)

LhE=Lh**.**kHE (формула 16.31/2/)

kHE=0,5 (табл. 8.10/2/)

 млн.об.

а1 = 1 ( рекомендация стр.333/2/)

а2 = 0,75  (табл. 16.3 /2/);



Проверяем подшипник на статическую грузоподъемность***:***

Эквивалентная статическая нагрузка

Ро=Хо**.** Fr0 + Yo**.** Fa0 (формула16.33 [2])

где Fr0 =к Fr Fа0=к Fа

к=3 – коэффициент динамичности

Коэффициент радиальной статической силы Хо = 0,6

Коэффициент осевой статической силы Yо = 0,5

Ро = 0,6**.**3**.**3434 + 0,5**.**3**.**596 = 7075,2 Н < 13700 Н

Условия выполняются.

# РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ

## Расчет шпоночных соединений

Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной *l*=48 мм на тихоходном валу.



Шпонка призматическая (таблица 19.11/1/):



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

24

Длину шпонки принимаем 45 мм, рабочая длина *l*р*=l-b=*37 мм.



Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной *l*=45мм на быстроходном валу.



Шпонка призматическая (таблица 19.11/1/):



Длину шпонки принимаем 40 мм, рабочая длина *l*р*=l-b=*32 мм.



## Выбор муфты

Для данного редуктора выберем упруго-втулочную пальцевую муфту. Ее размеры определяем по таблице 15.2/1/

 

Нагрузка между пальцами:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

25





Расчет на изгиб:





# ВЫБОР СМАЗКИ

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

26

В настоящее время в машиностроении широко применяют картерную систему смазки при окружной скорости колес от 0,3 до 12,5 м/с. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которые покрывают поверхность расположенных внутри деталей.

## Выбор сорта смазки

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло, чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла.

Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружности скорости колес.

Окружная скорость колес ведомого вала: V2=0,53м/сек. Контактное напряжение [н]= 694 МПа.

Теперь по окружной скорости и контактному напряжению из таблицы 8.1/1/ выбираем масло И-Г-С-100.

## Предельно допустимые уровни погружения колес цилиндрического редуктора в масляную ванну

2m ≤ hM ≤ 0,25d2

3 ≤ hM ≤ 0,25**.**160 = 40 мм

Наименьшую глубину принято считать равной 2 модулям зацепления.

Наибольшая допустимая глубина погружения зависит от окружной скорости колеса. Чем медленнее вращается колесо, тем на большую глубину оно может быть погружено.

**Уровень масла от дна корпуса редуктора:**

h = в0 + hм =27 + 40 = 67 мм

в0 = 27 мм – расстояние от наружного диаметра колеса до дна корпуса

## Способ контроля уровня смазки зубчатых колес

Для контроля уровня масла в корпусе необходимо установить круглый маслоуказатель.

Также в нижней части корпуса редуктора предусмотрено отверстие с пробкой для слива отработанного масла, а на крышке редуктора – отдушина для снятия давления в корпусе, появляющегося от нагрева масла и воздуха при длительной работе.

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. Другое масло применяют лишь в ответственных изделиях.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла.

# ПОРЯДОК СБОРКИ И РАЗБОРКИ РЕДУКТОРА

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

27

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

Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80…100ºС;

в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым. лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов, затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

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

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из привулканизированной резины, отдушиной и фильтром; закрепляют крышку болтами.

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

Разборка редуктора проводиться в обратном порядке.

# БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

28

1. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Детали машин. Курсовое проектиро­ва­ние:Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов.– М.: Высшая школа, 1990 г. – 399с.
2. М.Н. Иванов  Детали машин:Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – М.: Высшая школа, 1991 г. – 383с.
3. С.А. Чернавский, К.Н. Боков. Курсовое проектиро­ва­ние деталей машин:Учеб. пособие. – М.: Альянс, 2005г. – 416с.