## Оглавление

редуктор вал косозубный цилиндрический

Введение

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода

2. Расчет ременной передачи

3. Расчет косозубой цилиндрической передачи

3.1 Выбор материала и определение допускаемого напряжения

3.2 Проектный расчет передачи по контактным напряжениям

3.3 Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям

3.4 Проверочный расчет прочности зубьев на изгиб

4. Эскизная компоновка редуктора

4.1 Определение диаметров участков вала

4.2 Расстояние между деталями передач

4.3 Длины участков валов

5. Расчет валов редуктора

5.1 Определение реакций в опорах валов

5.2 Проверочный расчет вала

6. Подбор и расчет подшипников

6.1 Выбор подшипника для тихоходного вала

6.2 Выбор подшипника для быстроходного вала

7. Расчет соединений

7.1 Расчет шпоночных соединений

7.2 Выбор муфты

8. Расчет элементов корпуса

8.1 Смазка редуктора

9. Сборка узла ведомого вала

Библиография

Введение

Редуктор - механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента. Редуктор законченный механизм, соединяемый с двигателем и рабочей машиной муфтой или другими разъемными устройствами. Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или стального сварного). В корпусе редуктора размещены зубчатые или червячные передачи, неподвижно закрепленные на валах. Валы опираются на подшипники, размещенные в гнездах корпуса; в основном используют подшипники качения. Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей зубчатых коле в пространстве.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес. Достоинством зубчатых передач является: высокий КПД, постоянство передаточного отношения и широкий диапазон мощностей.

В настоящем проекте произведен расчет механического привода, состоящего из закрытой косозубой цилиндрической и цепной передач.

# 1. Выбор электродвигателя и кинематический

1.1 Потребляемая мощность электродвигателя

где

- КПД ременная передача;

- КПД косозубая цилиндрическая;

-КПД подшипника качения;

- КПД муфты.

По таблице 1.1/1/

=0,95 =0,97 =0,99 =0,98

Частота вращения электродвигателя:

где - передаточное число ременной передачи;.

- передаточное число косозубой цилиндрической передачи;

По таблице 1.2/1/

=3,5

=4

Выбираем электродвигатель:

серия 132М8/750

асинхронная частота вращения об/мин.

мощность кВт


## 1.2 Определяем общее передаточное отношения привода


## Разбиваем передаточное число привода по ступеням:

Принимаем


## 1.3 Угловые скорости и частоты вращения валов

 об/мин;

об/мин;

 об/мин;

 рад/с;

 рад/с;

 рад/с;


## 1.4 Определяем мощности на валах

 кВт,

 кВт,

 кВт,


## 1.5 Крутящие моменты на валах

 Н/м,

 Н/м,

 Н/м,



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер вала |  рад/с |  об/мин | КПД | Н/м |
| 1 | 78,5 | 750 |  | 55,244 |
| 2 | 22,428 | 314,285 | 0,95 | 181,87 |
| 3 | 4,035 | 38,21 | 0,97 | 970,755 |

2. Расчет клиноременной передачи

2.1 Проектный расчет валов. Определим диаметры валов из условия прочности на кручение

-допустимое касательное напряжение(12…15 МПа)

принимаем

Полученный результаты будут использованы при разработке конструкции валов

2.2 Выбираем сечение ремня

В зависимости от частоты вращения и передаваемой мощности рис.12.23 стр.289 (1)

h=11 мм; во=17мм; вр=14мм; dрmin=125мм;

2.3 Вычисляем диаметр ведомого шкива

По стандартному ряду принимаем

2.4 Уточняем передаточное число

2.5 Назначаем межосевое расстояние стр.289(1)

2.6 Определяем длину ремня

Из стандартного ряда выбираем стр.288 (1)

Принимаем стандартную длину 2500 мм

2.7 Уточняем межосевое расстояние

2.8 Угол обхвата ремнем малого шкива определяем по формуле 12.5/2/

Определяем мощность передаваемую одним ремнем по формуле 12.28/2/

где (по графику 12.26/2/)



Число ремней находим по формуле 12.30/2/

Принимаем z=3.

Условие 12.31/2/ выполняется: .

Находим предварительное натяжение одного ремня по формуле 12.32/2/ по формуле 12.30/2/

где - натяжение за счет центробежных сил.

кг/м3 - плотность ремня;

A=138 10-6 м3 - площадь ремня.

 Н

Н

Равнодействующая нагрузка:


## 3. Расчет косозубой цилиндрической передачи

## 3.1 Выбор материала и определение допускаемого напряжения

## В связи с нагрузкой привода выбираем для изготовления зубчатых колес Сталь 40ХН2МА. Она обладает достаточной технологичностью и является распространенной.

## Для шестерни НВ=302 (термообработка, азотирование).

## ; ; ;


## ; ;


## ;


## Для колеса НВ=260…280 (термообработка, улучшение).

## ; ; ;


## ;


## ;


## ;


## ;


## ;


## ;


## Допускаемые напряжения изгиба при расчете на усталость

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 KFC=1.

SF=1,75 коэффициент безопасности (таблица 8.9)


##

## 3.2 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=970,755 Нм

## u=5 передаточное число Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния (табл. 8.4 [2]); = 0,4


##  - коэффициент ширины к диаметру


## =1,06- коэффициент концентрации нагрузки;

## По рисунку 8.15 /2/ находим:

## =1,06


## мм


## Принимаем стандартное значение межосевого расстояния (стр. 136/2/) а=250мм.

## Ширина:

Модуль передачи:


## Принимаем m=3,5. Определим делительный диаметр:

## мм


## Число зубьев шестерни:


## Число зубьев колеса:


## Принимаем

## z1=22, z2=121

## Уточняем


## .


## Уточняемпо межосевому расстоянию

коэффициент осевого перекрытия


## Делительные диаметры.

## Шестерни:


## Колеса:


## Проверка межосевого расстояния


##

## 3.3 Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям

## По формуле 8.29/2/


## Нмм.


## Назначаем 9 степень прочности (по таблице 8.2)


##  по таблице 8,7


##

## 3.4 Проверочный расчет прочности зубьев на изгиб

## σF = ≤ [σF],


## где ZFβ - коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба.

## ZFβ = KFα Yβ /140 ,

## где KFα = 1,35 - дополнительный коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями в многопарном зацеплении косозубой передачи (табл. 8.7, /1/);

## Yβ = 1 - βо/140= 1 – 17,9◦/140 = 0,872.


##  - окружное усилие


## Приведенное число зубьев

## Zv1 = Z1/ cos2 β = 22/cos2 17,9◦ = 24

## Zv2 = Z2/ cos2 β = 121/cos2 17,9◦ = 134

## YF1=3,9; YF2=3,75; (Рисунок 8.20, /1/.)


## Вычисляем отношения :


## .

Соотношение у колеса оказалось меньше. Расчет ведем по колесу:


## Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

4. Эскизная компоновка редуктора

4.1 Определение диаметров участков вала

а) для быстроходного вала:

# .

Принимаем (таблица 19.1/1/)

Под подшипник (конический хвостовик – формула 3.2/1/).

(таблица 3.1/2/).

.

Диаметр буртика подшипника:

r = 3 мм.

б) для тихоходного вала:

Принимаем .

Под подшипник

(таблица 3.1/2/).

.

Диаметр буртика подшипника:

r = 3 мм.

4.2 Расстояние между деталями передач

Зазор между вращающимися деталями и внутренней стенкой корпуса.

По формуле 3.5/1/

L = 2∙a = 2∙250 =500 мм.

Принимаем а = 10 мм.

Расстояние между колесом и днищем редуктором.

.

4.3 Длины участков валов

а) для тихоходного вала:

–длина ступицы: ;

–длина посадочного конца вала: .

–длина промежуточного участка: .

–длина цилиндрического участка: .

Наружная резьба конического конца вала (формула 3.9/1/)

.

По таблице 19.6/1/ выбираем [М42Х1,5].

Длина резьбы: (/1/,стр.41).

б) для быстроходного вала:

–длина посадочного конца вала: .

–длина промежуточного участка: .

–длина цилиндрического участка: .

Наружная резьба конического конца вала (формула 3.9/1/)

.

По таблице 18.12/1/ выбираем [М33Х2,0].

Длина резьбы: (/1/,стр.41).

5. Расчет валов редуктора

## 5.1 Определение реакций в опорах валов

## Тихоходный вал


## а)В горизонтальной плоскости:


## Проверка:


## -5001,358+4589,858-3894,617+4306,117=0

## Сечение "А"


## Сечение"В"


## в)В вертикальной плоскости:


## Проверка:

## ;


## -1779,761-1754,802+3534,563=0;

## Сечение "А"


## Сечение "В" Нм


## в)Определение суммарных изгибающих моментов

## Сечение "B"


## Сечение "A"


## Быстроходный вал


## В горизонтальной плоскости


## Рисунок41.Построение эпюр моментов для тихоходного вала


## Проверка:


## -3393,737+4723,896-1685,74+355,581=0

## В вертикальной плоскости:


## Проверка:

## ;


## 396,624-1806,048+1409,424=0;

## 5.2 Проверочный расчет вала

## Запас усталостной прочности в опасных сечениях

## ≥ [s] = 1,5,


## где -


## запас сопротивления усталости только по изгибу;


## запас сопротивления усталости только по кручению.

## В этих формулах:

## σ-1 и τ-1 – пределы выносливости материала вала, МПа;

## σа и τа – амплитуды переменных составляющих циклов напряжений, МПа;

## σm и τm – постоянные составляющие циклов напряжений, МПа;

## ψσ и ψτ - коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости;

## Кσ и Кτ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении;

## Кd – масштабный фактор;

## КF – фактор шероховатости.

## Назначаем материал вала:

## Сталь 40, σВ = 700 МПа.

## σ-1 = (0,4… 0,5) σВ = 280…350 МПа. Принимаем σ-1 = 300 МПа.

## τ-1 = (0,2… 0,3) σВ = 140…210 МПа. Принимаем τ-1 = 150 МПа.

## Принимаем ψσ = 0,1 и ψτ = 0,05 (с. 264, /1/), Кd = 0,72 (рис. 15.5, /1/) и КF = 1 (рис. 15.6, /1/).

## Сечение В:

## d = 60 мм,

## М = 361,332\*103 Н\*мм,

## Т = 970755 Н\*мм.

##


## Принимаем

## Кσ = 1,7 и Кτ = 1,4 (табл. 15.1, /1/).


## Запас усталостной прочности в сечении В обеспечен.

## Сечение С:

## d = 70 мм,

## М = 336,178 Н\*мм,

## Т = 970,755 Н\*мм.

##


## Принимаем Кσ = 1,7 и Кτ = 1,4 (табл. 15.1, /1/).


## Запас усталостной прочности в сечении С обеспечен.

##

## 6. Подбор и расчет подшипников

Для косозубой цилиндрической передачи назначаем радиальный шариковый однородный подшипник.

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

– для быстроходного вала № 209 b=19 мм;

– для тихоходного вала № 212 b=22 мм.

Схема установки – враспор.

## 6.1 Выбор подшипника. для тихоходного вала

## Учитывая сравнительно небольшую осевую силу назначаем по [10] для тихоходного вала шариковые радиальные однорядные подшипники легкой серии, условное обозначение 212со следующими характеристиками:

## Внутренний диаметр подшипника, d =60 мм;

## Наружный диаметр подшипника, D =110 мм;

## Ширина подшипника, B = 22 мм;

## Фаска подшипника, r = 2,5 мм;

## Динамическая грузоподъемность: Cr = 52 кН

## Статическая грузоподъемность: Со =31 кН

## Расчет подшипника по статической грузоподъемности

## Определяем ресурс подшипника


## n=38,217об/мин

## p=3

## a1=1 – коэффициент надежности

## a2=0.75 – коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации

## Находим отношение


## По таблице16.5 /2/ находим параметр осевой нагрузки: е = 0,42

## 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:

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


## По рекомендации к формуле 16.29 /2/:

## К = 1 – температурный коэффициент;


## Кб = 1,4 – коэффициент безопасности;


## Рr = 1\*6124,272\*1.\*1,4 = 8573,982Н

# 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)

а1 = 1 ( рекомендация стр.333/2/)

а2 = 0,75 (табл. 16.3 /2/);

 (формула 16.28/2/)

Lh= 10000 ч (табл. 16.4/2/)

млн.об.


##

## 6.2 Выбор подшипника. для быстроходного вала

## Учитывая сравнительно небольшую осевую силу назначаем по [10] для тихоходного вала шариковые радиальные однорядные подшипники тяжелой серии, условное обозначение 209 со следующими характеристиками:

## Внутренний диаметр подшипника, d = 45 мм;

## Наружный диаметр подшипника, D =85 мм;

## Ширина подшипника, B = 19 мм;

## Фаска подшипника, r = 2 мм;

## Динамическая грузоподъемность: Cr = 33,2 кН

## Статическая грузоподъемность: Со =18,6 кН

## Расчет подшипника по статической грузоподъемности

## Определяем ресурс подшипника


## n=214,286 об/мин

## Pr = XVFrx Кб x Кт (16.29 [2])

## Для чего находим суммарную радиальную реакцию в опоре А:


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

## При этом по табл. 16.5 [2]:

## Коэффициент радиальной силы Х = 1

## По рекомендации к формуле 16.29 [2]:

## К = 1 - температурный коэффициент;


## Кб = 1,4 - коэффициент безопасности;

## Рr = 1 х 1 х 3674,769 х 1,4 х 1 =5144,677Н

где L – ресурс, млн.об.

a1 – коэффициент надежности

a2–коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации

p=3 (для шариковых)

а1 = 1 ( рекомендация стр.333/2/)

а2 = 0,75 (табл. 16.3 /2/);

 (формула 16.28/2/)

Lh= 10000 ч (табл. 16.4/2/)

млн.об.


##

7. Расчет соединений

7.1 Расчет шпоночных соединений

Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной l=83 мм на тихоходном валу.

Шпонка призматическая (таблица 19.11/1/):

Длину шпонки принимаем 70 мм, рабочая длина lр=l-b=54 мм.

Найдем диаметр в среднем сечении конического участка длиной l=68мм на быстроходном валу.

Шпонка призматическая (таблица 19.11/1/):

Длину шпонки принимаем 59 мм, рабочая длина lр=l-b=47 мм.

7.2 Выбор муфты

Для данного редуктора выберем упруговтулочную пальцевую муфту. Ее размеры определяем по таблице 15.2/1/

Нагрузка между пальцами:

Расчет на изгиб:


## 8. Расчет элементов корпуса

## Для удобства сборки корпус выполнен разъемным. Плоскости разъемов проходят через оси валов и располагаются параллельно плоскости основания.

## Для соединения нижней, верхней частей корпуса и крышки редуктора по всему контуру разъема выполнены специальные фланцы, которые объединены с приливами и бобышками для подшипников. Размеры корпуса редуктора определяются числом и размерами размещенных в нем деталей и их расположением в пространстве.

## К корпусным деталям относятся прежде всего корпус и крышка редуктора, т.е. детали, обеспечивающие правильное взаимное расположение опор валов и воспринимающие основные силы, действующие в зацеплениях.

## Корпус и крышка редуктора обычно имеют довольно сложную форму, поэтому их получают методом литья или методом сварки (при единичном или мелкосерийном производстве).

## 8.1 Смазка редуктора

## 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 у нас определена ранее: V2 = 0,7 м/сек. Контактное напряжение определена [н] = 694 МПа.


## Теперь по окружности и контактному напряжению из табл.8.1 /4/ выбираем масло И-Г-А-46.

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

## Наименьшую глубину принято считать равной 6 модулям зацепления от дна корпуса редуктора.

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

## 6m ≤ hM ≤ 2/3d2


## Определяем уровень масла от дна корпуса редуктора:

## h = в0 + hм =10 + 35 = 45 мм

## в0 – расстояние от наружного диаметра колеса до дна корпуса

## в0 ≥ 6 х m ≥ 6 х 2 ≥ 12 мм

## Объем масляной ванны

##  мм3


## Объем масляной ванны составил ≈ 1,3 л.

## Способ контроля уровня смазки зубчатых колес

## Для контроля уровня масла в корпусе необходимо установить жезловый 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. Отдушину можно также использовать в качестве пробки, закрывающей отверстие для заливки масла.

## 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. При окружности вращения колес V > 1 м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и стенок корпуса масло попадает в подшипники.

## Так как смазка жидкая, для предохранения от ее вытекания из подшипниковых узлов, а так же для их защиты от попадания извне пыли, грязи и влаги торцовые крышки установим с жировыми канавками, которые заполним густой консистентной смазкой.

## 9. Сборка узла ведомого вала

## Операции по сборке узла ведомого вала осуществляют в следующем порядке:

## установить шпонку в паз на диаметр вала для цилиндрического колеса;

## установка цилиндрического колеса;

## установка подшипников до упора в заплечики, осевой зазор регулируется при установке крышек с помощью набора тонких металлических прокладок;

## укладка вала в бобышки нижнего корпуса;

## установка и крепление верхнего корпуса;

## установка и крепление крышек, фиксирующих подшипники (жировые канавки сквозной крышки перед установкой забить консистентной смазкой);

## установка шпонки в паз на выходной конец вала.

## Библиография

## Иванов М.Н. Детали машин. Высшая школа, М.:Высш. шк.,2000.-383 с.

## Дунаев П.Ф. , Леликов. О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. Высшая школа, 1984.-465 с..

## Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М., 1989.-263 с..

## Марочник сталей и сплавов. Справочник / Под редакцией В.Г. Сорокина, М., Машиностроение, 1989.-412с.