Федеральное агентство по образованию

 Казанский государственный технологический университет

 Пояснительная записка

 К курсовому проекту по основам проектирования машин

 «Проектирование привода цепного конвейера»

 (одноступенчатый цилиндрический вертикальный редуктор)

 Выполнила студент

 Гр.

 Проверил:

 Казань, 2011 г.

Содержание

 I Постановка задачи……………………………………………………………..3

II Кинематический расчет……………………………………………………….4

Расчет цилиндрической прямозубой передачи

III Расчет плоскоременной передачи…………………………………………...9

IV Ориентировочный расчет валов ……………………………………………12

V Конструктивные размеры элементов корпуса и крышки редуктора……...14

VI Конструктивные размеры валов, подшипниковых узлов…………………16

VII Проверка прочности валов…………………………………………………18

VIII Подбор шпонок и проверочный расчет шпоночных соединений……...22

IX Подбор подшипников………………………………………………………..23

X Посадки деталей и сборочных единиц редуктора………………………….24

XI Смазка зубчатых колес………………………………………………………24

XII Вычерчивание общего вида редуктора……………………… ……………24

Список использованной литературы…………………………………………...25

I Постановка задачи

 Спроектировать привод цепного конвейера, состоящий из электродвигателя 1, плоскоременной передачи 2, вертикального цилиндрического прямозубого редуктора 3, которые смонтированы на сварной раме 4.

Мощность на ведомом валу привода Pt=5,5 кВт, угол наклона передачи α=25°, частота вращения nt = 400, синхронная частота вращения электродвигателя nсинх = 3000 об/мин.

Материал колеса – сталь 45.

Материал шестерни – сталь 45.

Термообработка: нормализация, улучшение.

Нагрузка - постоянная, с небольшими толчками.

Электродвигатель асинхронный типа 4А на лапах. Срок службы 25000 час.

II Кинематический расчет на выбор электродвигателя:

 1. Определяем общий η привода

 

 - КПД ременной передачи

  - КПД зубчатой цилиндрической передачи

 - КПД подшипников

 2. Требуемая мощность двигателя

 ηобщ = , Pэд = 

 Принимаю по табл. 24.9. электродвигатель 4A112М2/2895

 Pэд = 7,5 кВт , nэд =2895 об/мин .

 3. Определение передаточных чисел

 Общее передаточное число

= 

 Передаточное число ременной передачи 

 Передаточное число зубчатой передачи:

 Uз.п.=

 4 Крутящий момент



 5. Определение мощности на валах



II. Расчет цилиндрической прямозубой передачи



 1. Выбор марки материала и назначение химико-технической обработки.

Используя П.21 и П.28, назначаем для изготовления зубчатых колес сталь 45 с термической обработкой: нормализация – для колеса, улучшение – для шестерни.

 2. Определение допускаемых напряжений на контактную и изгибную выносливость зубьев

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Термообработка | Твердость |  |  |  |  |
| Колесо | Нормализация | HB180…200 | 420 | 1 | 155 | 4 |
| Шестерня | Улучшение | HB240…280 | 600 | 1,5 | 195 | 4 |

Ресурс передач 

Число циклов перемены напряжений:

 

Т.к.  и  то значения коэффициентов долговечности  и 

Допускаемые напряжения для колеса:



Допускаемые напряжения для шестерни:



3. Определение параметров передачи.

По табл. П.22 для прямозубых колес для материала

сталь-сталь.

Коэффициент ширины зубчатых колес  при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор.

Принимая , определяем 



По табл. П.25, интерполируя, находим (при > HB350)

 и 

 Определение межосевого расстояния



Принимаю 

 Определение модуля передачи



По СТ СЭВ 310-76 принимаем 

 Определение чисел зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни



Число зубьев колеса



Принимаю 

 Определение делительных диаметров, диаметров вершин зубьев и диаметров впадин шестерни и колеса

  

3.5. Уточнение передаточного числа, межосевого расстояния, определение ширины зубьев







Принимаю , 

2.4. Вычисление скорости и сил, действующих в зацеплении.



По табл. 2 назначаем 8-ю степень точности передачи

Вычисляем силы, действующие в зацеплении



2.5. Проверка на прочность

Проверяем контактную выносливость зубьев по формуле



Определяем значения коэффициентов, входящих в формулу.

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей  определяем по табл. 3 при , 

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колец определяем по табл. П.22 для материала сталь-сталь 

Коэффициент торцевого перекрытия



Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий 

Определяем значения коэффициентов нагрузок

По табл. П. 26 для 8-й степени точности, твердости <350, , интерполируя, получаем:  Следовательно,

 

=

 Выносливость зубьев по напряжениям изгиба проверим по формуле

 

По табл. 27. определяем значение 

При  



Передача для эксплуатации пригодна.

 III Расчет плоскоременной передачи

1. Определение КПД передачи:



Передаточное число ременной передачи 

2.Мощность на ведущем валу передачи:



3. Расчет частоты вращения ведущего вала



4. Определение диаметра шкивов

Диаметр ведущего шкива



По табл. П.10 принимаем 

Определение диаметра ведомого шкива при среднем значении коэффициента скольжения упругого скольжения 



Принимаю 

5. Уточнение передаточного числа

 

6. Определение скорости ремня и назначение типа ремня



Назначим прорезиненный ремень.

7. Определение межосевого расстояния:

(

Выбираем 

8. Угол обхвата определяем по формуле



 9. Определение длины ремня



Принимаем L=3200мм

10. Проверка частоты пробега

Для плоских ремней 



Определяем допускаемое полезное напряжение  по формуле

 

По табл. П.11 для резинотканевых ремней  получаем



Для плоских ремней по табл. П. 12, интерполируя, находим коэффициент угла обхвата =0,964

Скоростной коэффициент



Коэффициент режима длительности работы по табл. П. 13. 

Коэффициент, зависящий от типа передачи и ее расположения, определяем по табл. П.14 



11. Определение окружной силы



12. Находим площадь поперечного сечения и определяем толщину и ширину ремня



По табл. П6 для прорезиненного ремня принимаем число прокладок 

 и толщину ремня (с резиновой прослойкой) . Ширина ремня

 

По табл. 6 принимаю 

13. Силу предварительного натяжения ремня определяем по формуле



Напряжение растяжения от предварительного натяжения для плоского ремня . Принимаем 



14. Вычисляем силы натяжения ветвей ремня

Для ведущей ветви



Для ведомой ветви



16. Силы, действующие на валы и подшипники, определяются по формуле



IV Ориентировочный расчет валов

Конструктивные размеры зубчатой пары.

Диаметр выходного конца вала определяем ориентировочно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям



1. Для ведущего (быстроходного) вала



В соответствии с рядом  (СТ СЭВ 514-77) принимаю 

Назначаем посадочные размеры под уплотнение и под подшипники

Диаметр вала под манжетное уплотнение 

Диаметр вала под подшипник 

Диаметр вала для обеспечения высоты упорного бортика для посадки подшипников 

2. Для ведомого (тихоходного вала).



Принимаем 

Диаметр вала под манжетное уплотнение 

Диаметр вала под подшипник 

Диаметр вала под посадку ступицы зубчатого колеса 

3. Конструктивные размеры зубчатой пары.

Диаметр ступицы



Принимаем 

Длина ступицы



Принимаем 

Толщина обода



Принимаем 

Колесо изготовляется из поковки, конструкция дисковая. Толщина диска 

Принимаем 

Диаметры отверстий в диске назначаем конструктивно, но не менее 

V Конструктивные размеры корпуса и крышки

Корпус и крышку редуктора изготовим литьем из серого чугуна.

1. Толщина стенки корпуса



Принимаем 

2. Толщина стенки крышки корпуса редуктора 

Принимаем 

3.Толщина верхнего пояса корпуса редуктора



4.Толщина пояса крышки редуктора



5. Толщина нижнего пояса крышки редуктора



Принимаем 

6. Толщина ребер жесткости корпуса редуктора



Принимаем 

7. Диаметры фундаментных болтов



Принимаем 

8. Ширина нижнего пояса редуктора (ширина фланца для крепления редуктора к фундаменту)



Принимаем

9. Диаметр болтов, соединяющих корпус с крышкой редуктора



Принимаем 

10. Ширина пояса (ширина фланца) соединения корпуса и крышки редуктора около подшипников , принимаем 

Ширину пояса  назначают на  меньше .

Принимаем 

11. Диаметр болтов, соединяющих крышку и корпус редуктора около подшипников



Принимаем 

12. Диаметр болтов для крепления крышек подшипников к редуктору

принимаем 

для быстроходного и тихоходного валов.

13. Диаметр отжимных болтов принимаем ориентировочно из диапазона 

14. Диаметр болтов для крепления крышки смотрового отверстия

, принимаем 

15. Диаметр резьбы пробки (для слива масла из корпуса редуктора)

 

 Принимаем 

VI Конструктивные размеры валов, подшипниковых узлов

1. Зазор между внутренней боковой стенкой и торцом шестерни или колеса



Принимаем 

Так как , берем от торца ступицы

2. Расстояние между внутренней стенкой корпуса (крышки) редуктора и окружностью вершин зубьев колеса и шестерни



Принимаем 

 Для обеспечения достаточной вместимости масляной ванны картера редуктора расстояние от окружности вершин зубьев до внутренней стенки назначают из соотношения



Принимаем 

3. Длины выходных концов быстроходного и тихоходного валов



Принимаем 

4. Назначаем тип подшипников качения для быстроходного и тихоходного валов, и определяем конструктивные размеры подшипниковых узлов.

Для быстроходного и тихоходного валов выбираем роликовые конические однорядные подшипники легкой серии

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Для ведущего вала |  Обозначение |  | *D* | *T* | *B* | *C* | r |  | Грузоподъемность, кН |
|  |  |
| 7206 | 30 | 62 | 17,25 | 16 | 14 | 1,5 | 0,5 | 29,2 | 21,9 |
| Для ведомого вала | 7208 | 40 | 80 | 19,75 | 18 | 16 | 2 | 0,8 | 41,6 | 32,1 |

Размер для быстроходного и тихоходного валов.

Размер ориентировочно принимаем из соотношения



Принимаем 



Принимаем

Расстояние от торца подшипника быстроходного вала до торца шестерни

 

Принимаем 

Размер , принимаем 

Осевой размер глухой крышки 

Принимаем 

5. Определяем расстояние  и  по длине оси вала от точки приложения сил, возникающих в зубчатом зацеплении, дл точек приложения опорных реакций, которые ориентировочно примем на уровне внутренних торцов подшипников

a)Тихоходный вал



б) Быстроходный вал

 

Определяем габаритные размеры редуктора

Ширина редуктора



Принимаем 

Длина редуктора



Принимаем 

Высота редуктора



VII Проверка прочности валов

Прочность валов проверим по гипотезе наибольших касательных напряжений (III теории прочности)

Быстроходный вал

1. Так как быстроходный вал изготавливают вместе с шестерней, то его материал известен – сталь 45, для которой предел выносливости



2. Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений вычисляем по формуле



3. Вычерчиваем схему нагружения вала и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.











 















4. Вычисляем наибольшие напряжения изгиба и кручения для опасного сечения

Суммарный изгибающий момент



Следовательно,





Определяем эквивалентное напряжение по гипотезе наименьших касательных напряжений и сравниваем его с допускаемым:



Что значительно меньше 

Тихоходный вал

1. Материал для изготовления тихоходного – сталь 35, для которой по табл. П3 при  и, следовательно, предел выносливости



2. Дополнительное напряжение изгиба

, , 



3. Вычерчиваем схему нагружения вала и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов







4. Вычисляем наибольшие напряжения изгиба и кручения для опасного сечения

Суммарный изгибающий момент



Диаметр вала в опасном сеченииослаблен шпоночной канавкой. Поэтому в расчет следует ввести значениена 

Принимая - расчетный диаметр вала в опасном сечении, получаем





Определяем эквивалентное напряжение по гипотезе наименьших касательных напряжений и сравниваем его с допускаемым:



Что значительно меньше 

VIII Подбор шпонок и проверочный расчет шпоночных соединений

Быстроходный вал

Для консольной части вала при  по табл. П.49 подбираем призматическую шпонку . Длину шпонки принимаем из ряда стандартных длин так, чтобы она была меньше длины посадочного места вала  на  и находилась в границах предельных размеров длин шпонок. Принимаем длина шпонки со скругленными торцами.

Расчетная длина шпонки



Допускаемое напряжение смятия 

Расчетное напряжение смятия:



Принимаем шпонку  (СТ СЭВ 189-75).

Тихоходный вал.

1. Для выходного конца вала при  по табл. П 49 принимаем призматическую шпонку . При  из ряда стандартных длин для шпонки со скругленными торцами . Расчетная длина шпонки

 

Расчетное напряжение смятия



Принимаем шпонку  (СТ СЭВ 189-75).

2. Для вала под ступицу зубчатого колеса при  принимаем призматическую шпонку . Так как , то следует принять длину шпонки со скругленными торцами . Расчетная длина шпонки

 

Расчетное напряжение смятия



Принимаем шпонку  (СТ СЭВ 189-75).

 IX Подбор подшипников

1) Принимаем для быстроходного вала по табл. 43 роликоподшипник легкой серии 7206

2) Принимаем для тихоходного вала по табл. П. 43 роликоподшипник легкой серии 7208

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  Обозначение |  | *D* | *T* | *B* | *C* | r |  | Грузоподъемность, кН |
|  |  |
| 7206 | 30 | 62 | 17,25 | 16 | 14 | 1,5 | 0,5 | 29,2 | 21,9 |
| 7208 | 40 | 80 | 19,75 | 18 | 16 | 2 | 0,8 | 41,6 | 32,1 |

 X Посадка деталей и сборочных единиц редуктора

 Внутренние кольца подшипников насаживаются на валы с натягом, значение которого соответствует полю k6, а наружные кольца в корпус – по переходной посадке, значение которого соответствует полю H7.

 Для ступицы детали, насаживаемой на выходной конец (шкив, звездочка, полумуфта и др.) и для ступицы зубчатого колеса принимаем посадки с натягом, значение которого соответствует полю k6 , H7/p6.

 XI Смазка зубчатых колес и подшипников.

 Для тихоходных и среднескоростных редукторов смазка зубчатого колеса осуществляется погружением зубчатого колеса в масленую ванну картера, объем которой  подшипники качения обычно смазываются из общей масляной ванны редуктора путем разбрызгивания масла вращающимся зубчатым колесом.

 По табл. 4 при  принимаем масло марки И-100А, которое заливается в картер редуктора с таким расчетом, чтобы зубчатое колесо погружалось в масло не менее, чем на высоту зуба.

 XII Вычерчивание общего вида редуктора

1. На листе чертежной бумаги вычерчивают рамку A1: 594x841 мм обрамляющей линии рамки.

2. В нижнем правом углу (по основанию 841 мм, или по основанию 594 мм) вычерчивают основную надпись.

3. В масштабе 1:1 вычерчивают общий вид редуктора по данным, полученным из расчета.

4. Спецификацию первого листа составляем по стандарту ГОСТ 2. 106-96 Ф1

 Спецификацию второго по стандарту ГОСТ 2.106-96 Ф1а.

 Список использованной литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование.: учебное пособие для техникумов – 2-е изд. М.: Высшая школа, 1990, 399 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.-416 с.

3. Устюгов И.И.. Детали машин: Учеб. пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. Школа, 1981. – 399 с.