**Кинематический и силовой анализ привода**

**Выбор электродвигателя**

1. Требуемая мощность электродвигателя:

Где:

2. Частота вращения Приводного вала:

Выбираем значения передаточных отношений для редуктора и цепной передачи

Требуемая частота вращения двигателя:

В соответствии с ГОСТ 19523-81 выбираем электродвигатель **АИР160S8/727**, мощностью и частотой вращения .

3. Передаточные числа звеньев:

Полученное передаточное число распределяют между типами передач.

Сохраняя выбранные значения передач , получим:

Передаточные числа согласуются со стандартными значениями согласно ГОСТ 2185-66

Отклонение от стандартного значения не должно превышать

4. Частоты вращения и крутящие моменты на валах:

- Частота вращения на быстроходном валу редуктора

- Частота вращения на тихоходном валу редуктора

* Момент на приводном валу

- Момент на тихоходном валу редуктора

- Момент на быстроходном валу редуктора

- Момент на валу электродвигателя

С другой стороны

**Выбор материалов и допускаемых напряжений**

Расчет допускаемых напряжений для зубчатых колес

Вследствие того, что производство мелкосерийное выбираем Сталь марки Ст40Х, вид термообработки – улучшение, .

Примем:

для шестерни НB1 = 350

для колеса на 20…30 HB меньше – HB2 = 330.

1. Допускаемые контактные напряжения

1. Для шестерни:

,

где - коэффициент запаса (безопасности), - коэффициент долговечности.

. Коэффициент долговечности изменяется в пределах .

Базовое число циклов

Эквивалентное число циклов нагружения

,

где - частота вращения колеса , - расчетный ресурс редуктора , - относительно значение крутящего момента на i – той ступени графика нагрузки, - относительная продолжительность действия крутящего момента на i – той ступени графика нагрузки, L – срок службы,

, , - годовой и суточный коэффициенты, t – расчетный ресурс редуктора.

Так как > , то ,

 часов.

Тогда

2. Определяем допускаемы контактные напряжения на колесе:

Так как > , то , , тогда

Расчетные допускаемые контактные напряжения:

Что не превышает предельного значения :

 - для прямозубой передачи.

Допускаемые контактные напряжения при перегрузке:

2. Расчет допускаемых изгибных напряжений

Допускаемые напряжения изгиба определяются:

Для шестерни

,

где предел выносливости и коэффициент запаса определяют из таблицы:

 - при нереверсируемой передаче.

 при H < 350 HB.

 при H < 350 HB, где ,

Выбираем:



Так как , то , следовательно:

Для колеса

так как нереверсивная нагрузка.

Так как , то , следовательно:

Допускаемые изгибные напряжения при перегрузке:

**Геометрические характеристики зацепления**

Исходные данные:

Крутящий момент на колесе

Частота вращения колеса

Передаточное отношение

Расчетные допускаемые контактные напряжения

**Проектный расчет конической прямозубой передачи**

1. Диаметр внешней делительной окружности колеса:

,

где - коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки по длине зуба; при консольном расположении шестерниориентировочно принимают

 - эмпирический коэффициент для прямозубых колес.

Принимаем .

Приипо ГОСТ 12289-76 имеем ширину колеса

2. Число зубьев шестерни

Где .

Угол вершине делительного конуса шестерни:

Принимаем зубьев.

3. Число зубьев колеса



4. Фактическое передаточное число

Относительная погрешность

Относительная погрешность должна составлять не более 4%.

5. Определяем максимальный (производственный) окружной и нормальный модули прямозубых колес:

Модуль конических передач можно не согласовывать со стандартным значением

Диаметр внешней делительной окружности:

6. Внешнее конусное расстояние:

7. Уточняем коэффициент ширины зубчатого венца:

Коэффициент ширины зубчатого венца находится в рекомендуемых стандартом пределах:

8. Среднее конусное расстояние

9. Средний окружной и нормальный модули:

10. Средние делительные диаметры:

Шестерни

Колеса

**Проверочный расчет прямозубой конической передачи**

**Проверочный расчет по контактным напряжениям**

1. Условие прочности по контактным напряжениям для стальных колес:

Условие прочности:

Где - коэффициент концентрации нагрузки находится из таблицы в зависимости от расположения шестерни и твердости колес. При для роликоподшипниковых колес

 - коэффициент динамичности. Определяется в зависимости от степени точности и окружной скорости на среднем делительном диаметре.

Назначаем степень точности: 8.

Для прямозубых колес выбираем коэффициент , условно принимая точность на одну степень ниже фактической (9-ю степень точности).

 для прямозубой передачи.

Эмпирический коэффициент

Значение контактных напряжений:



Недогрузка составляет:

**Проверочный расчет по напряжениям изгиба.**

1. Условие прочности по напряжениям изгиба для зубьев колеса:

Для шестерни:

Где - коэффициент концентрации нагрузки

,

где принимаем по таблице в зависимости от принятой схемы расположения колес.

Коэффициент динамичности

Коэффициент формы зуба и определяют по таблице при эквивалентном числе зубьев

4,07

Эмпирический коэффициент

Допускаемые напряжения:

Значения напряжений изгиба:

Колеса:

Шестерни:

2. Проверим зубья на прочность при пиковых перегрузках

Под пиковой перегрузкой понимается возникающий при пуске максимальный момент электродвигателя .

Проверяем на контактную прочность при пиковой перегрузке:

 <

Следовательно, местная пластическая деформация зубьев будет отсутствовать.

Проверка изгибной прочности при перегрузке:

 <

**Геометрические характеристики зацепления**

По ГОСТ 13754-81 исходный контур имеет параметры:

1. Высота головки зуба:

2. Высота ножки зуба в среднем сечении шестерни и колеса соответственно:

Внешняя высота ножки зуба:

3. Угол ножки зуба:

4. Угол головки зуба:

5. Угол конуса вершин:

6. Угол конуса впадин:

7. Внешний диаметр вершин зубьев:

8. Внешний диаметр впадин зубьев:

**Определение усилий в зацеплении.**

Окружная сила на среднем диаметре колеса:

Осевая сила на шестерне:

Радиальная сила на шестерне:

**Расчет цепной передачи.**

Мощность на малой звездочке:

Равномерная спокойная нагрузка.

1. Назначаем число зубьев меньшей звездочки в зависимости от передаточного числа. при . Выбираем при

2. Число зубьев большой звездочки:

, принимаем нечетное число .

3. Уточняем передаточное число:

4. Назначаем шаг цепи по условию , где - наибольший рекомендуемый шаг цепи. Назначаем в зависимости от

Принимаем .

5. Определяем среднюю скорость цепи.

6. Рассчитаем окружное усилие:

7. Найдем разрушающую нагрузку цепи:

, где - коэффициент динамической нагрузки, выбираемый в зависимости от характера нагрузки. При равномерной спокойной нагрузке .

Допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей:

 - натяжение цепи от действия центробежных сил на звездочках, где - масса 1м. длины цепи, принимаемая по ГОСТ 13586-75. - средняя скорость цепи.

 - натяжение цепи от провисания холостой ветви, где - коэффициент провисания, зависящий от угла наклона лини центров передач к горизонту и стрелы провисания цепи .

При горизонтальном расположении линии центров передач . - межосевое расстояние, .

 Так как силы и малы по сравнению с силой , то ими можно пренебречь. Тогда:



По ГОСТ 10947-64 выбираем цепь ПР-50,8-16000, [1. с.211] умеющую принятый шаг p = 50,8 и разрушающую нагрузку .

8. Проверяем давление в шарнирах цепи.

,

 где - окружное усилие. , А – проекция опорной поверхности шарнира цепи на диаметральную плоскость, мм2.

Для приводных роликовых цепей , где d – диаметр валика цепи. B – длина втулки шарнира цепи.

Для выбранной цепи ПР-50,8-16000:

,

Допускаемое давление , где - допускаемое давление в шарнирах цепи, полученное при испытании типовых передач в средних условиях эксплуатации, принимают в зависимости от частоты вращения и шага цепи.

 У нас .

 - коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и типовых условий испытаний цепей.

Где - Коэффициент динамической нагрузки, при равномерной спокойной нагрузке .

 - коэффициент межосевого расстояния.

 при .

- коэффициент наклона передачи к горизонту.

При

 - коэффициент регулировки передачи. Предполагая, что регулировка передачи производиться не будет

 - коэффициент смазки.

При периодической смазки цепи

Тогда , находится в рекомендуемых пределах.

Давление в шарнирах цепи:

Так как , оставляем цепь ПР-50,8-16000.

9. Определяем межосевое расстояние передачи.

Межосевое расстояние выбираем в пределах .

Принимаем

10. Длина цепи, выраженная в числах звеньев цепи.

Принимаем звена.

11. Для обеспечения долговечности цепи должно соблюдаться условие:

Где - число ударов цепи в секунду, - допускаемое число ударов в секунду, выбирается [2. c.255] в зависимости от шага цепи. У нас:

 - условие долговечности соблюдается.

12. Уточняем межосевое расстояние

12. Оценим возможность резонансных колебаний цепи:

Где - частота вращения тихоходного вала редуктора, - масса 1м. длины цепи.

Тогда ,

Следовательно, резонансные колебания будут отсутствовать.

14. Определяем нагрузку на валы передачи.

С достаточной степенью точности можно полагать, что нагрузка на вал направлена по линии центров передач и составляет , при .

Имеем,

15. Диаметры делительных окружностей звездочек

Отсюда:

Звездочку на приводном валу () конического редуктора крепим шпонкой со скругленными концами: . Глубина паза на валу

**Подбор муфт.**

Исходные данные:

Муфта упругая, передаваемый момент , режим работы нереверсивный, равномерный, спокойный. Поломка муфты приводит к аварии машины без человеческих жертв.

1. Расчетный момент муфты.

Где - номинальный момент на муфте.

 - коэффициент режима работы.

, где - коэффициент безопасности. - учитывает характер нагрузки.

При условии того, что поломка муфты приводит к аварии машины без человеческих жертв .

При спокойной равномерной нагрузке .

Тогда

По ГОСТ 20884-93 примем упругую муфту с торообразной неразрезной оболочкой со следующими параметрами:

, , наружный диаметр муфты .

2. Определим силу, действующую со стороны муфты на вал.

Окружная сила на муфте:

Примем

3. Проверяем возможность посадки муфты на вал редуктора.

Расчетный диаметр в месте посадки

, где ,

где с достаточной точностью можно пренебречь величиной , и тогда

Допускаемые напряжения

С учетом ослабления вала шпоночной канавкой:

, что меньше посадочного диаметра муфты , следовательно, данная муфта проходит по посадочному диаметру вала и в дальнейшем диаметр вала под муфту принимается

Муфта на быстроходном валу редуктора крепится шпонкой со скругленными концами:. Глубина паза на валу

**Расчет валов. [4. с. 259]**

Исходные данные:

**Проектный расчет быстроходного вала.**

1. Ориентировочно назначаем длины участков вала:

Согласно расчетной схеме определяем реакции опор в горизонтальной плоскости из условия равновесия:

Тогда:

Где



Знак минус означает, что реакция в опоре «В» направлена в противоположную сторону.

Аналогично:



Условие равновесия проекций на ось «X»:



Следовательно:

2. Реакции опор в вертикальной плоскости:

Знак «минус» говорит о том, что реакция направлена в противоположную сторону.

Условие равновесия проекций на ось «Y»:

Следовательно:

3. Радиальная нагрузка на опору «А»:

Радиальная нагрузка на опору «B»:

4. Изгибающие моменты в характерных сечениях вала:

- в горизонтальной плоскости для среднего сечения шестерни:

- под подшипником «В»:

- на муфте

- под подшипником «А»:



Проверка:

Следовательно, моменты найдены правильно.

5. Определяем диаметры вала по зависимости:

, где ;

 - эквивалентный момент; - суммарный изгибающий момент; - крутящий момент.

,

где - изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно.

Для обеспечения достаточной жесткости вала рекомендуется принимать в зависимости от материала и диаметра. Принимаем

6. Определяем расчетный диаметр вала под шестерней.

Тогда:

Учитывая ослабление вала шпоночной канавкой, следует увеличить его диаметр на 10%:

Округляем полученный диаметр вала согласно ГОСТ 6636-69.

Диаметр вала

Проверяем возможность применения насадной шестерни:

Шестерня делается насадной при условии . У нас , , следовательно, . Условие соблюдается, значит, шестерню можно сделать насадной.

7. Расчетный диаметр вала под подшипником «В»:

Тогда:

Тогда:

 с учетом ослабления вала шпоночной канавкой

8. Расчетный диаметр вала под подшипником «А»:

Тогда:

9. Диаметр вала под муфту:

Диаметр вала под муфту

Тогда имеем следующие диаметры вала:

Посадочный диаметр под муфту

Диаметр под подшипником, «А»:

Диаметр под подшипником, «В»:

Диаметр вала под шестерней

**Проектный расчет тихоходного вала редуктора**

Назначаем длины участков тихоходного вала:

Длина ступичной части вала при ширине вала Принимаем .

Тогда .

Реакции опор в горизонтальной плоскости

Проверка:

, следовательно, реакции опор определены верно.

2. Реакции опор в вертикальной плоскости.

Проверка:

Следовательно, реакции опор в вертикальной плоскости определены верно.

3. Определим изгибающие моменты характерных сечений вала колеса:

- Под подшипником «С» в горизонтальной и вертикальной плоскости:

- под колесом в вертикальной и горизонтальной плоскости

- момент на шкиве цепной передачи:

Проверка в вертикальной плоскости:

Проверка в горизонтальной плоскости:

Следовательно, изгибающие моменты определены правильно.

4. Определим диаметры в характерных сечений вала:

Расчетный диаметр под подшипником «С»

Принимаем

Такой же диаметр принимаем и под подшипником «D»

Определим расчетный диаметр вала под колесом:

Принимаем

Диаметр вала под шкивом цепной передачи:

Принимаем

Следовательно, имеем:

Диаметр вала под шкивом цепной передачи:

Диаметр вала под колесом

Диаметр вала вод подшипниками «С» и «D» ,

**Расчет валов на выносливость [4 c.274].**

Быстроходный вал.

[5. с.283]

Где:

- суммарный изгибающий момент

 - крутящий момент

 - осевая сила

 - площадь сечения вала с пазом для призматической шпонки

 - моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение. Сечение с пазом для призматической шпонки.

Тогда:

Для опасных сечений вала определяем коэффициент запаса сопротивления усталости при совместном действии кручения и изгиба:

,

где - коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям.

> 2 –

следовательно, пластическая деформация будет отсутствовать.

Тихоходный вал.

Где:

- суммарный изгибающий момент

 - крутящий момент

 - осевая сила

 - площадь сечения вала с пазом для призматической шпонки

 - моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение. Сечение с пазом для призматической шпонки.

Тогда:

Для опасных сечений вала определяем коэффициент запаса сопротивления усталости при совместном действии кручения и изгиба:

,

где - коэффициент запаса сопротивления усталости по нормальным напряжениям.

> 2 – следовательно, пластическая деформация будет отсутствовать.

**Расчет подшипников**

Исходные данные:

Сила от муфты

Быстроходный вал.

Радиальные нагрузки на подшипники

Внешняя осевая нагрузка

Частота вращения быстроходного вала

Посадочный диаметр на муфту

Диаметр под подшипником, «А»:

Диаметр под подшипником, «В»:

Диаметр вала под шестерней

Расстояние между подшипниками

Требуемый ресурс подшипников

Режим работы – спокойная равномерная нагрузка

Температура подшипникового узла

График нагрузки:

**Быстроходный вал**

В горизонтальной плоскости:

В вертикальной плоскости:

Значение реакции от силы прибавляется к результирующей реакции в опоре «А»:

В опоре «В» от муфты:

Радиальная нагрузка от муфты в опоре «А»:

Радиальная нагрузка от муфты в опоре «В»:

1. 1. Назначаем роликовые радиально-упорные подшипники с коническими роликами (наиболее распространенный вид подшипников для конических передач), ГОСТ 333-79, так как на них действуют радиальные и осевые нагрузки.

Для подшипника «А» :

Следовательно, [2 c.266] назначаем подшипник «А» - роликоподшипник, с установкой в растяжку.

Аналогично для подшипника «В»:

Назначаем подшипник «В» - роликоподшипник, с установкой в растяжку.

2. Назначаем типоразмер подшипников.

Подшипник «А»:

Подшипник «В»

Исходя из этого, назначаем подшипники тяжелой серии диаметров: типоразмер 1027309A

[4. с.505], имеющий , , коэффициент осевой нагрузки , , динамическую грузоподъемность , статическую грузоподъемность ,

3. Определяем осевые составляющие нагрузок.

Для подшипника «В»

Для подшипника «А»

Следовательно [2. c267]:

4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

Где:

 - продолжительность работы подшипника при действии нагрузки от .

 - требуемый срок службы подшипника.

Так как в редукторах не производится смена подшипников, то срок службы подшипника равен сроку службы редуктора .

Тогда

При постоянной нагрузке , , где

Где: - кинематический коэффициент, учитывающий снижение долговечности при неподвижном внутреннем кольце подшипника.

У нас - при подвижном внутреннем кольце подшипника.

При равномерной нагрузке коэффициент безопасности .

Температурный коэффициент , при .

 - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник при номинальной нагрузке .

 - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, назначаемые для конических роликоподшипников по ГОСТ 18855-82 в зависимости от отношения .

Для подшипника «В»:

Следовательно,

Для подшипника «А»

Следовательно,

Так как подшипник «В» более нагружен, то все дальнейшие расчеты ведем для него.

5. Расчетная долговечность назначенного подшипника 1027309A в опоре «В»:

 при вероятности безотказной работы

Для роликовых подшипников

Для роликовых подшипников при обычных условиях эксплуатации

Тогда:

>, что удовлетворяет требованиям.

Следовательно для быстроходного вала оставим два подшипника 1027309А тяжелой серии.

**Тихоходный вал**

1. Назначаем роликовые радиально-упорные подшипники с коническими роликами (наиболее распространенный вид подшипников для конических передач), ГОСТ 333-79, так как на них действуют радиальные и осевые нагрузки.

Для подшипника «С» :

Следовательно, [2 c.266] назначаем подшипник «С» - роликоподшипник, с установкой враспор.

Аналогично для подшипника «D»:

Назначаем подшипник «В» - роликоподшипник, с установкой враспор.

2. Назначаем типоразмер подшипников.

Подшипник «C»:

Подшипник «D»

Исходя из этого, назначаем подшипники легкой серии диаметров: типоразмер 72310А

[4. с.504], имеющий , , коэффициент осевой нагрузки , , динамическую грузоподъемность , статическую грузоподъемность

3. Определяем осевые составляющие нагрузок.

Для подшипника «D»

Для подшипника «С»

Следовательно [2. c267]:

4. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

Где:

 - продолжительность работы подшипника при действии нагрузки от .

 - требуемый срок службы подшипника.

Так как в редукторах не производится смена подшипников, то срок службы подшипника равен сроку службы редуктора .

Тогда

При постоянной нагрузке , , где

Где: - кинематический коэффициент, учитывающий снижение долговечности при неподвижном внутреннем кольце подшипника.

У нас - при подвижном внутреннем кольце подшипника.

При наличии цепной передачи, нагрузка не будет равномерной, следовательно.

Температурный коэффициент , при .

 - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник при номинальной нагрузке .

 - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, назначаемые для конических роликоподшипников по ГОСТ 18855-82 в зависимости от отношения .

Для подшипника «D»:

Следовательно,

Для подшипника «А»

Следовательно,

Так как подшипник «D» более нагружен, то все дальнейшие расчеты ведем для него.

5. Расчетная долговечность назначенного подшипника 1027308А в опоре «В»:

 при вероятности безотказной работы

Для роликовых подшипников при обычных условиях эксплуатации

Тогда:

>, что удовлетворяет требованиям.

Следовательно, для тихоходного вала оставим два подшипника 7210А легкой серии.