**1. Кинематический расчет привода**

**1.1 Выбор электродвигателя**

**1.1.1 Потребляемая мощность привода (мощность на выходе)**



**1.1.2 Общий КПД привода**

*ηобщ = η2зуб. ⋅ ηоп. ⋅ η2муфты,*

где *ηзуб.* – КПД зубчатой передачи;

*ηоп.* – КПД опор приводного вала;

*ηмуфты* – КПД муфты.

*ηмуфты = 0,98; ηзуб.* *= 0,97; ηоп. = 0,99;*

*ηобщ = 0,972 ⋅ 0,99 ⋅ 0,982 = 0,895.*

**1.1.3 Требуемая мощность электродвигателя**



**1.1.4 Частота вращения приводного вала**

, где шаг цепи транспортера, *z* – число зубьев звездочки,



**1.1.5 Частота вращения вала электродвигателя**

*nэ.тр = nв ⋅ u,*

где *u = uбыстр ⋅ uтих;*

Из табл.1.2[Глава 1](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) выбраны передаточные отношения тихоходной и быстроходной передачи:

*uтих = (2,5..5,6); uбыстр =3,15..5*

*nэ.тр = nв ⋅ uбыстр ⋅ uтих = 36,544 ⋅ (2,5..5,6)⋅ (3,15..5)= 287,8..1023,2 об/мин.*

##### Исходя из мощности, ориентировочных значений частот вращения, используя табл.24.9 (уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) выбран тип электродвигателя:

***АИР 112МВ6/950 ( )***



**1.2 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах**

**1.2.1 Уточнение передаточных чисел привода**

- общее передаточное число привода.



T.к. в схеме привода отсутствует ременная и цепная передачи, то передаточное число редуктора:



Передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней по соотношениям из табл.1.3 [Глава 1](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) равны:



**1.2.2 Определение частот вращения на валах привода**

*Частота вращения* вала колеса тихоходной ступени



*Частота вращения* вала шестерни тихоходной ступени (вала колеса быстроходной

ступени)



*Частота вращения* вала шестерни быстроходной ступени



**1.2.3 Определение вращающих моментов на валах привода**

*Вращающий момент* на приводном валу



*Вращающий момент* на валу колеса тихоходной ступени редуктора



*Вращающий момент* на валу шестерни тихоходной ступени (на валу колеса быстроходной ступени) редуктора



*Вращающий момент* на валу шестерни быстроходной ступени редуктора



**2. Расчет зубчатых передач**

**2.1 Проектный расчет**

**2.1.1 Межосевое расстояние**

Предварительное значение межосевого расстояния:



где - вращающий момент на шестерне(наибольший из длительно действующих),



*u* – передаточное число,

*K* – коэффициент, зависящий от поверхности твердости и зубьев шестерни и колеса соответственно:



Твердость *Н*……….



Коэффициент *K*……. 10 8 6

Окружная скорость:

.



Уточнение предварительно найденного значения межосевого расстояния:



где - для косозубых колес,



- коэффициент ширины.



Коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность:

,



где - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения,



- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.



Коэффициент ,



где - коэффициент, учитывающий приработку зубьев.



- коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период приработки, он зависит от коэффициента .



Значение коэффициента .



Коэффициент ,



где - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.



Значение коэффициента для косозубых передач ,



где - степень точности,



*А=0,15* для зубчатых колес с твердостью и ,



*А=0,25* при и или и .



**2.1.2 Предварительные основные размеры колеса**

Делительный диаметр: .



Ширина: .



**2.1.3 Модуль передачи**

Максимально допустимый модуль определяется из условия неподрезания зубьев у основания:



Минимальное значение модуля определяют из условия прочности:



где - для косозубых передач.



Коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба:

,



где - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения,



- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца:



,



- коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями, .



**2.1.4 Суммарное число зубьев и угол наклона**

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес: .



Суммарное число зубьев: .



Действительное значение угла наклона зуба: ,



для косозубых колес .



**2.1.5 Число зубьев шестерни и колеса**

Число зубьев шестерни: ,



для косозубых колес



Коэффициент смещения: , .



Число зубьев колеса: .



**2.1.6 Фактическое передаточное число**

.



**2.1.7 Диаметры колес**

Делительные диаметры:

шестерни………………………………….



колеса……………………………………...



Диаметры окружностей вершин и впадин зубьев колес:



где и - коэффициенты смещения у шестерни и колеса,



- коэффициент воспринимаемого смещения,



- делительное межосевое расстояние.



**2.2 Проверочный расчет**

**2.2.1 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям**

Расчетное значение контактного напряжения



где - для косозубых передач.



**2.2.2 Силы в зацеплении**

Окружная сила:



радиальная сила:



осевая сила:



**2.2.3 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба**

Расчетное напряжение изгиба:

в зубьях колеса



в зубьях шестерни



где - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, в зависимости от приведенного числа ,



- коэффициент, учитывающий угол наклона зуба в косозубой передаче:



,



- коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для косозубых передач .



**2.2.4 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки**

Коэффициент перегрузки:

,



где - пиковый момент,



- максимальный из длительно действующих (номинальный) момент.



Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение не должно превышать допускаемое напряжение :



,



где - контактное напряжение при действии номинального момента Т.



Допускаемое напряжение принимают при:



улучшении или сквозной закалке….…. ;



цементации или контурной ТВЧ……... ;



азотировании…………………………... .



Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение изгиба при действии пикового момента не должно превышать допускаемое :



,



где - напряжение изгиба, вычисленное при расчетах на сопротивление усталости.



Допускаемое напряжение вычисляется в зависимости от вида термической обработки и возможной частоты приложения пиковой нагрузки:

,



где - предел выносливости при изгибе,



- максимально возможное значение коэффициента долговечности ( для сталей с объемной термообработкой: нормализация, улучшение, объемная закалка; для сталей с поверхностной обработкой: закалка ТВЧ, цементация, азотирование),



- коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки (в случае единичных перегрузок - большие значения для объемной термообработки; при многократном действие перегрузок ),



- коэффициент запаса прочности (обычно ).



**2.3 Анализ результатов расчета на ЭВМ**

Расчет зубчатых передач на ЭВМ проводился в 2 этапа.

По результатам первого этапа расчета зубчатых передач на ЭВМ были построены графики (см. приложение), отражающие распределение общего передаточного числа между быстроходной и тихоходной ступенями редуктора , а также способа термообработки зубчатых колес на основные качественные показатели: массу зубчатых колес, массу редуктора, суммарное межосевое расстояние , диаметр впадин зубьев быстроходной шестерни, диаметры и вершин зубьев колес быстроходной и тихоходной ступеней.



Поиск варианта с наименьшей массой привода предусматривал выполнение следующих конструктивных ограничений:

* диаметр шестерни быстроходной ступени удовлетворял условию



,



где , - вращающий момент на валу.



,



* при смазывании зацеплений погружением в масляную ванну зубчатых колес обеих ступеней разность наименьшая при выполнении условия



Был выбран вариант № 5, на основании чего был проведен второй этап расчета зубчатых передач на ЭВМ и получены все расчетные параметры, требуемые для выпуска чертежей, а также силы в зацеплении, необходимые для расчета и выбора подшипников.

**3. Эскизное проектирование**

**3.1 Проектные расчеты валов**

# Крутящий момент в поперечных сечениях валов

Быстроходного TБ= 43,1 H⋅м

Промежуточного Tпр= 222,5 H⋅м

Тихоходного TT= 1077,3 H⋅м

Предварительные значения диаметров различных участков стальных валов редуктора:

Для быстроходного:



Для промежуточного:



Для тихоходного:



.



Зазор ,



где



Расстояние между дном корпуса и поверхностью колес , т.е.



Расстояние между торцевыми поверхностями колес принимаем



**3.2 Выбор типа и схемы установки подшипников**

Выбираем роликовые конические радиально-упорные однорядные подшипники повышенной грузоподъемности легкой серии:

для быстроходного вала: *Подшипник* 206 ГОСТ 8338-75;

для промежуточного: *Подшипник* 206 ГОСТ 8338-75;

для тихоходного: *Подшипник* 212 ГОСТ 8338-75;

Схема установки подшипников «враспор».

**4. Конструирование зубчатых колес**

* 1. **Параметры зубчатого колеса быстроходной ступени**

Материал колеса Сталь 40Х (твердость поверхности зубьев 285НВ).

Из проектного расчета: ширина зубчатого венца ;



модуль зацепления (нормальный) ;



Диаметр посадочного отверстия .



Длина ступицы колеса .



Диаметр ступицы .



Ширина торцов зубчатого венца

.



Фаски на торцах зубчатого венца

,



выполняют фаски под углом



Толщина диска , где



принимаем .



Для свободной выемки из штампа принимаем значение штамповочных уклонов и радиусов закруглений .



* 1. **Параметры зубчатого колеса тихоходной ступени**

Материал колеса Сталь 40Х (твердость поверхности зубьев 285НВ).

Из проектного расчета: ширина зубчатого венца ;



модуль зацепления (нормальный) ;



Диаметр посадочного отверстия .



Длина ступицы колеса .



Диаметр ступицы .



Ширина торцов зубчатого венца

.



Фаски на торцах зубчатого венца

,



выполняют фаски под углом



Толщина диска , где



принимаем .



Для свободной выемки из штампа принимаем значение штамповочных уклонов и радиусов закруглений .



**5. Расчет соединений**

**5.1 Соединения с натягом**

**5.1.1 Соединение зубчатое колесо быстроходной ступени - вал.**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью соединения с натягом*.*

**Подбор посадки с натягом.**

Исходные данные:

* вращающий момент на колесе - ;



* диаметр соединения - , т.к. вал сплошной, то ;



* условный наружный диаметр ступицы колеса - ;



* длина сопряжения - ;



1. *Среднее контактное давление*

,



где *K* – коэффициент запаса сцепления, в нашем случае на конце выходного вала установлена муфта ;



*f* – коэффициент сцепления (трения), при сборке запрессовкой и для материалов пары сталь-сталь ;



;



1. *Деформация деталей*

*,*



где коэффициенты жесткости:



;



;



– модули упругости, для стали ;



коэффициенты Пуассона, для стали



;



;



.



1. *Поправка на обмятие микронеровностей*

,



где средние арифметические отклонения профиля поверхностей, из



табл.22.2(уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов): ;



.



1. *Поправка на температурную деформацию*

,



где средняя объемная температура соответственно обода центра и венца колеса, в



нашем случае ;



температурный коэффициент, для стали ;



.



1. *Минимальный натяг*

.



1. *Максимальный натяг*

.



Здесь максимальная деформация, где максимальное давление,



допускаемое прочностью колеса или вала, меньшее из двух:

или



(для сплошного вала ()),



Здесь предел текучести колеса и вала, в нашем случае ,



;



,



,



, ,



.



1. *Выбор посадки.*

По значениям и выбираем из табл.6.3[Глава 6](уч. П.Ф. Дунаев, О.П.



Леликов) посадку, удовлетворяющую условиям

– .



1. *Сила запрессовки*

,



где – давление от натяга



выбранной посадки;

коэффициент сцепления (терния) при запрессовке, в нашем случае для материалов пары сталь-сталь ;



.



1. *Температура нагрева охватывающей детали*

*,*



где зазор, в зависимости от диаметра ,



.



Чтобы не происходило структурных изменений в материале необходимо чтобы , для стали .



В нашем случает натяг для соединения зубчатого колеса быстроходной ступени и вала не подходит, поэтому используем для передачи вращающего момента призматическую шпонку.



**5.1.2 Соединение зубчатое колесо тихоходной ступени - вал**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью соединения с натягом*.*

**Подбор посадки с натягом.**

Исходные данные:

* вращающий момент на колесе - ;



* диаметр соединения - , т.к. вал сплошной, то ;



* условный наружный диаметр ступицы колеса - ;



* длина сопряжения - ;



1. *Среднее контактное давление*

,



где *K* – коэффициент запаса сцепления, в нашем случае на конце выходного вала установлена муфта ;



*f* – коэффициент сцепления (трения), при сборке запрессовкой и для материалов пары сталь-сталь ;



;



1. *Деформация деталей*

*,*



где коэффициенты жесткости:



;



;



– модули упругости, для стали ;



коэффициенты Пуассона, для стали



;



;



.



1. *Поправка на обмятие микронеровностей*

,



где средние арифметические отклонения профиля поверхностей, из



табл.22.2(уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов): ;



.



1. *Поправка на температурную деформацию*

,



где средняя объемная температура соответственно обода центра и венца колеса, в



нашем случае ;



температурный коэффициент, для стали ;



.



1. *Минимальный натяг*

.



1. *Максимальный натяг*

.



Здесь максимальная деформация, где максимальное давление, допускаемое прочностью колеса или вала, меньшее из двух:



или (для сплошного вала ()),



Здесь предел текучести колеса и вала, в нашем случае



,



;



,



,



, ,



.



1. *Выбор посадки.*

По значениям и выбираем из табл.6.3[Глава 6](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) посадку, удовлетворяющую условиям



– .



1. *Сила запрессовки*

,



где – давление от натяга выбранной посадки;



коэффициент сцепления (терния) при запрессовке, в нашем случае для материалов пары сталь-сталь ;



.



1. *Температура нагрева охватывающей детали*

*,*



где зазор, в зависимости от диаметра ,



.



Чтобы не происходило структурных изменений в материале необходимо чтобы , для



стали .



**5.2 Шпоночный соединения**

**5.2.1 Соединение зубчатое колесо быстроходной ступени - вал**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью призматической *шпонки* ГОСТ23360-78, колесо и вал соединяются посадкой с натягом *Н7/r6.*



Линейные размеры шпонки:



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу:

,



где - глубина врезания шпонки в ступицу;



- вращающий момент на промежуточном валу.



.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



*–* посадочный диаметр;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



условие прочности выполняется.



**5.2.2 Соединение вал-шестерня быстроходной ступени – полумуфта**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью призматической *шпонки* ГОСТ23360-78, вал и полумуфта соединяются посадкой с натягом *Н7/k6.*



Линейные размеры шпонки:



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу:

,



где - глубина врезания шпонки в ступицу;



- вращающий момент на быстроходном валу.



.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



*–* посадочный диаметр;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



.



условие прочности выполняется.



**5.2.3 Соединение вал тихоходной ступени – полумуфта**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью призматической *шпонки* ГОСТ23360-78, вал и полумуфта соединяются посадкой с натягом *Н7/k6.*



Линейные размеры шпонки:



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу:

,



где - глубина врезания шпонки в ступицу;



- вращающий момент на тихоходном валу.



.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



*–* посадочный диаметр;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



.



Условие прочности не выполняется призматическая шпонка для соединения вала тихоходной ступени и полумуфты не подходит, поэтому используем для передачи вращающего момента соединение прямобочными шлицами.



**5.2.4 Соединение тяговая звездочка – приводной вал**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью призматической *шпонки* ГОСТ23360-78, вал и полумуфта соединяются посадкой с натягом *Н7/k6.*



Линейные размеры шпонки:



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шпонки или паза в ступице и на валу:

,



где - глубина врезания шпонки в ступицу;



-



максимальный вращающий момент на приводном валу.

.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



*–* посадочный диаметр;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



.



условие прочности выполняется.



**5.3 Шлицевые соединения**

**5.3.1 Соединение Вал тихоходной ступени – полумуфта**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью соединения прямобочными шлицами ГОСТ1139-80 с центрированием по внутреннему диаметру *d.*



Линейные размеры шлицев:

Средняя серия;



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шлицев в ступице и на валу:

,



где - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами шлицев из-за ошибок изготовления по шагу, принимаем ;



- вращающий момент на валу;



- средний диаметр соединения;



- рабочая высота шлицев;



- длина соединения.



.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



.



условие прочности выполняется.



* + 1. **Соединение приводной вал - полумуфта**

Материал вала - Сталь 45.

Вращающий момент с колеса на вал будет передаваться с помощью соединения прямобочными шлицами ГОСТ1139-80 с центрированием по внутреннему диаметру *d.*



Линейные размеры шлицев:

Средняя серия;



Напряжение смятия на боковых рабочих гранях шлицев в ступице и на валу:

,



где - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами шлицев из-за ошибок изготовления по шагу, принимаем ;



-



максимальный момент на приводном валу;

- средний диаметр соединения;



- рабочая высота шлицев;



- длина соединения.



.



Условие прочности:

,



где - допускаемое напряжение смятия;



- предел текучести;



- коэффициент запаса при частых пусках и остановках;



.



условие прочности выполняется.



**6. Расчет подшипников**

При расчете подшипников силы, действующие в зацеплении, взяты из результатов второго этапа проектного расчета зубчатых передач на ЭВМ.

**6.1 Расчет подшипников на быстроходном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на шестерню - ;



* радиальная сила, действующая на шестерню - ;



* окружная сила, действующая на шестерню - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *206 ГОСТ 8338-75*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



**6.1.1 Радиальные реакции опор**

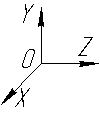


Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:

,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для шариковых радиальных однорядных подшипников:



,



.



**6.1.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:

; ;



.



; ;



Проверка:

-



реакции найдены правильно.

* в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка:

-



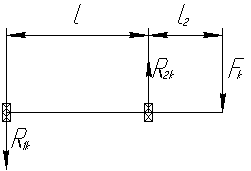
реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор:

;



**6.1.1.2 От действия муфты**



Согласно ГОСТ Р 50891-96 значение радиальной консольной силы для входного вала редуктора:



,



где - момент на входном валу.



, принимаем максимальное значение консольной силы .



Реакции от силы :



; ;



.



; ;



Проверка:

- реакции найдены правильно.



**6.1.1.3 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.1.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.1.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Для радиальных шарикоподшипников из условия равновесия вала следует: , . Дальнейшие расчеты выполняем для более нагруженного подшипника опоры **2**.



Отношение

,



где .



В соответствии с табл.7.3 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) имеем: .



Коэффициент осевого нагружения согласно табл.7.2 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):

.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем согласно табл.7.2 [Глава 7] (уч. .Ф. Дунаев, О.П. Леликов): , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

.



**6.1.4 Расчетный ресурс подшипника**

Расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (шариковый подшипник):



**6.2 Расчет подшипников на промежуточном валу**

Исходные даные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни тихоходной ступени - ;



* делительный диаметр колеса быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на шестерню - ;



* радиальная сила, действующая на шестерню - ;



* окружная сила, действующая на шестерню - ;



* осевая сила, действующая на колесо - ;



* радиальная сила, действующая на колесо - ;



* окружная сила, действующая на колесо - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *206 ГОСТ 8338-75*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



**6.2.1 Радиальные реакции опор**

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:

,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для шариковых радиальных однорядных подшипников:



,

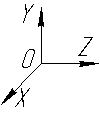


.



**6.2.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:



; ;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



* в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



Суммарные реакции опор:

;



.



**6.2.1.2 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.2.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.2.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Для радиальных шарикоподшипников из условия равновесия вала следует: , . Дальнейшие расчеты выполняем для более нагруженного подшипника опоры **2**.



Отношение ,



где .



В соответствии с табл.7.3 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) имеем: .



Коэффициент осевого нагружения согласно табл.7.2 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):

.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем согласно табл.7.2 [Глава 7] (уч. .Ф. Дунаев, О.П. Леликов): , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

.



**6.2.4 Расчетный ресурс подшипника**

Расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (шариковый подшипник):



**6.3 Расчет подшипников на тихоходном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на колесо - ;



* радиальная сила, действующая на колесо - ;



* окружная сила, действующая на колесо - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

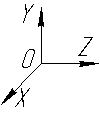
*Подшипник* *212 ГОСТ 8338-75*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



**6.3.1 Радиальные реакции опор**

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:



,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для шариковых радиальных однорядных подшипников:



,



.



**6.3.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:

;



;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



* в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



Суммарные реакции опор:

;



.



**6.3.1.2 От действия муфты**

Согласно ГОСТ Р 50891-96 значение радиальной консольной силы для выходного вала редуктора:



,



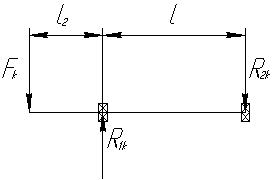
где - момент на входном валу.



.



Реакции от силы :



; ;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



**6.3.1.3 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.3.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.3.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Для радиальных шарикоподшипников из условия равновесия вала следует: , . Дальнейшие расчеты выполняем для более нагруженного подшипника опоры **1**.



Отношение ,



где .



В соответствии с табл.7.3 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) имеем: .



Коэффициент осевого нагружения согласно табл.7.2 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):

.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Окончательно принимаем согласно табл.7.2 [Глава 7] (уч. .Ф. Дунаев, О.П. Леликов): , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

.



**6.3.4 Расчетный ресурс подшипника**

Расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (шариковый подшипник):



*Расчетный ресурс выбранного нами подшипника для промежуточного вала значительно меньше требуемого ресурса!*

*С целью уменьшения номенклатуры, установим и рассчитаем ресурс роликовых конических радиально-упорных подшипников для всех валов.*

**6.4 Расчет подшипников на быстроходном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на шестерню - ;



* радиальная сила, действующая на шестерню - ;



* окружная сила, действующая на шестерню - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *7206А ГОСТ 27365-87*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



*Расчетные параметры:*



**6.4.1 Радиальные реакции опор**



Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:

,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для роликовых конических радиально-упорных однорядных подшипников:



,



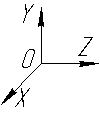
;



;



;



**6.4.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



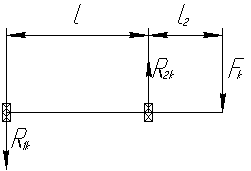
Суммарные реакции опор:

;



**6.4.1.2 От действия муфты:**

Согласно ГОСТ Р 50891-96 значение радиальной консольной силы для входного вала редуктора:



,



где - момент на входном валу.



, принимаем максимальное значение консольной силы .



Реакции от силы :



; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



**6.4.1.3 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.4.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.4.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы:

;



.



Находим осевые силы нагружающие подшипники. Так как и , то по табл.7.4 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):



;



.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **1**: , .



Отношение , что больше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **2**: , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка в опорах **1** и **2**:

;



**6.4.4 Расчетный ресурс подшипника**

Для подшипника более нагруженной опоры **2** вычисляем расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (роликовый подшипник):



**6.5 Расчет подшипников на промежуточном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни тихоходной ступени - ;



* делительный диаметр колеса быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на шестерню - ;



* радиальная сила, действующая на шестерню - ;



* окружная сила, действующая на шестерню - ;



* осевая сила, действующая на колесо - ;



* радиальная сила, действующая на колесо - ;



* окружная сила, действующая на колесо - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *7206А ГОСТ 27365-87*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



*Расчетные параметры:*



**6.5.1 Радиальные реакции опор**



Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:

,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для роликовых конических радиально-упорных однорядных подшипников:



,



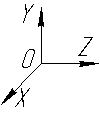
;



;



;



**6.5.1.1 От сил в зацеплении:**

* в плоскости YOZ:

; ;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



* в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



Суммарные реакции опор:

;



.



**6.5.1.3 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.5.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.5.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы:

;



.



Находим осевые силы нагружающие подшипники. Так как и , то по табл.7.4 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):



;



.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **1**: , .



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **2**: , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка в опорах **1** и **2**:

;



**6.5.4 Расчетный ресурс подшипника**

Для подшипника более нагруженной опоры **2** вычисляем расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (роликовый подшипник):



**6.6 Расчет подшипников на тихоходном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* делительный диаметр шестерни быстроходной ступени - ;



* осевая сила, действующая на колесо - ;



* радиальная сила, действующая на колесо - ;



* окружная сила, действующая на колесо - ;



* расстояние между торцами для наружных колец подшипников - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *7212А ГОСТ 27365-87*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



*Расчетные параметры:*



**6.6.1 Радиальные реакции опор**

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор»:

,



где - смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника, для роликовых конических радиально-упорных однорядных подшипников:



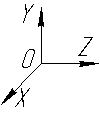
,



;



;



;



**6.6.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:

;



;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



* в плоскости XOZ:

; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



Суммарные реакции опор:

;



.



**6.6.1.2 От действия муфты**

Согласно ГОСТ Р 50891-96 значение радиальной консольной силы для выходного вала редуктора:



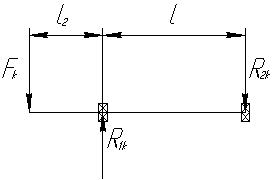
,



где - момент на входном валу.



.



Реакции от силы :



; ;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



**6.6.1.3 Для расчета подшипников**

;



.



Внешняя осевая сила, действующая на вал: .



**6.6.2 Эквивалентные нагрузки**

Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



;



;



.



**6.6.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

Минимально необходимые для нормальной работы радиально-упорных подшипников осевые силы:

;



.



Находим осевые силы нагружающие подшипники. Так как и , то по табл.7.4 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов):



;



.



Отношение , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **1**: , .



Отношение , что больше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда для опоры **2**: , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка в опорах **1** и **2**:

;



**6.6.4 Расчетный ресурс подшипника**

Для подшипника более нагруженной опоры **1** вычисляем расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (роликовый подшипник):



**6.7 Расчет подшипников на приводном валу**

Исходные данные:

* частота вращения вала - ;



* окружная сила, действующая на 2 звездочки - ;



* линейные размеры - , ;



* параметры выбранного подшипника:

*Подшипник* *1212 ГОСТ 28428-90*

*Размеры:*  *Грузоподъемность:*



*Расчетные параметры:*



:



:



**6.7.1 Радиальные реакции опор**

Расстояние между точками приложения радиальных реакций .



На каждую звездочку будет действовать максимальная окружная сила

.



Радиальная сила действующая на звездочки:

.



**6.7.1.1 От сил в зацеплении**

* в плоскости YOZ:

;



;



.



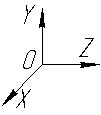
; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



* в плоскости XOZ:



; ;



.



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



Суммарные реакции опор:

;



.



**6.7.1.2 От действия муфты**

Радиальная сила на валу от упругой муфты:

,



где - радиальное смещение валов.



- радиальная жесткость упругой муфты при радиальном смещении валов, здесь - номинальный вращающий момент муфты по каталогу.



.



Реакции от силы :



; ;



; ;



Проверка: - реакции найдены правильно.



**6.7.1.3 Для расчета подшипников**

более нагружена опора **1**.



**6.7.3 Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка**

При отсутствии осевых сил , что меньше ( при вращении внутреннего кольца). Тогда , .



Принимаем согласно табл.7.6 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) ; .



Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка в опорах **1** и **2**:

;



Для типового режима нагружения II коэффициент эквивалентности .



.



**6.7.4 Расчетный ресурс подшипника**

Для подшипника более нагруженной опоры **1** вычисляем расчетный скорректированный ресурс подшипника при (вероятность безотказной работы 90%), (обычные условия применения), (роликовый подшипник):



**7. Конструирование корпусных деталей и крышек подшипников**

**7.1 Конструирование крышек подшипников**

Материал крышек – СЧ15.

Были выбраны привертные крышки.

Т.к. подшипники на быстроходном и промежуточном валу одинаковые, крышки будут также одинаковыми, что способствует уменьшению номенклатуры.

**7.1.1 Крышки подшипников быстроходного и промежуточного валов**

Определяющим при конструировании крышки является диаметр отверстия в корпусе под подшипник.



Согласно рекомендациям по выбору толщины стенки, диаметра и числа винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от :



.



Размеры других конструктивных элементов крышки:



Принимаем



Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делается канавка шириной , согласно табл.7.10 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов). Крышку базируют по торцу фланца, поэтому поясок с центрирующей цилиндрической поверхностью делается небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса: .



**7.1.1 Крышки подшипников тихоходного вала**

Определяющим при конструировании крышки является диаметр отверстия в корпусе под подшипник.



Согласно рекомендациям по выбору толщины стенки, диаметра и числа винтов крепления крышки к корпусу в зависимости от :



.



Размеры других конструктивных элементов крышки:



Принимаем



Чтобы поверхности фланца крышки и торца корпуса сопрягались по плоскости, на цилиндрической центрирующей поверхности перед торцом фланца делается канавка шириной , согласно табл.7.10 [Глава 7](уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов). Крышку базируют по торцу фланца, поэтому поясок с центрирующей цилиндрической поверхностью делается небольшим, чтобы он не мешал установке крышки по торцу корпуса: .



**7.2 Конструирование корпуса и крышки редуктора**

**7.2.1 Общие рекомендации**

Материал корпуса – СЧ15.

Толщина стенок для чугунных отливок в зависимости от приведенного габарита *N* корпуса:



…………………………. 0,40 0,6 1,0 1,5 2,0



……………………….. 7 8 10 12 14



Здесь , где *L*, *B* и *H –* длина, ширина и высота корпуса, м.



Приблизительно: ; ; .



Толщина стенки, отвечающая требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса:

,



где – вращающий момент на выходном (тихоходном) валу.



.



Принимаем толщину стенки .



Радиусы дуг, сопрягающих плоские стенки: ; .



Толщина внутренних ребер



Обрабатываемые поверхности выполняются в виде платиков, высота которых .



**7.2.2 Конструктивное оформление внутреннего контура редуктора**

Из центра тихоходного вала проводится тонкой линией дуга окружности радиусом: , где - наружный диаметр зубчатого колеса, - зазор .



Из центра быстроходного вала проводится дуга радиусом , в качестве которого принимается большее из двух:



или ,



где - наружный диаметр шестерни,



- диаметр отверстия в корпусе для опоры быстроходного вала.



или



.



Толщина стенки крышки редуктора , принимаем .



Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса .



Для соединения корпуса и крышки по всему контуру плоскости разъема редуктора выполняются специальные фланцы. На коротких боковых сторонах фланцы располагаются внутрь от стенки корпуса. Размеры конструктивных элементов:

;



;



;



.



На продольных длинных сторонах редуктора фланцы корпуса располагают внутрь от стенки корпуса, а фланцы крышки – снаружи.

**7.2.3 Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнезд**

Диаметр прилива для привертной крышки принимается:

,



где - диметр фланца крышки подшипника.



Для быстроходного и промежуточного валов: ; .



Для тихоходного вала: ; .



**7.2.4 Крепление крышки редуктора к корпусу**

Для крепления крышки с корпусом используются винты с цилиндрической головкой с шестигранным углублением «под ключ».

Размеры конструктивных элементов:



Диаметр винтов крепления крышки принимается в зависимости от вращающего момента () на выходном валу редуктора:



Принимаем



**7.2.5 Фиксирование крышки относительно корпуса**

Необходимая точность фиксирования достигается штифтами, которые располагаются на наибольшем расстоянии друг от друга.

Диаметр штифтов: , где - диаметр крепежного винта



, принимаем .



Поверхности сопряжения корпуса и крышки для плотного их прилегания шабрят и шлифуют. При сборке узла эти поверхности для лучшего уплотнения покрывают тонким слоем герметика. Прокладки в полость разъема не ставят вследствие вызываемых ими искажения формы посадочных отверстий под подшипники и смещения осей отверстий с плоскости разъема.

**7.2.6 Конструктивное оформление опорной части корпуса**

Опорная поверхность корпуса выполняется в виде нескольких небольших платиков, расположенных в местах установки болтов.

Диаметр винта крепления редуктора к раме: , где - диаметр винта крепления крышки и корпуса редуктора , принимаем . Т.к. межосевое расстояние , то число винтов .



Место крепления корпуса к раме оформляется в виде ниш, расположенных по углам корпуса, высота ниши:

.



**7.2.7 Оформление сливных отверстий**

Прилив сливного отверстия в корпусе выступает над необрабатываемой поверхностью на высоту .



Отверстие для выпуска масла закрывается пробкой с конической резьбой .



Размеры пробки:



Для наблюдения за уровнем масла в корпусе установлена такая же пробка с конической резьбой .



**7.2.8 Оформление проушин**

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяются проушины.

Размеры проушин:

;



**7.2.9 Оформление крышки люка**

Для залива масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей сделан люк.

Крышка люка сделана из листа толщиной методом «штамповка».



Размеры люка:

,



принимаем ;



, , ;



высота прилива: ;



диаметр винтов крепления крышки люка: , принимаем .



Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку поставлена уплотняющая прокладка из технической резины марки МБС толщиной *2 мм*, привулканизированная к крышке.

**7.3 Конструирование корпусов и крышек опор приводного вала**

Два корпуса типа 1, исполнение 1, : *Корпус* *ШМ 110 ГОСТ 13218.1-80*.



Три низкие торцевые крышки с манжетным уплотнением и одна глухая диаметром , : *Крышка МН ГОСТ 13219.6-81.*



**8. Расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости**

Материал всех валов – Сталь 45, .



**8.1 Быстроходный вал**

**8.1.1 Расчет валов на статическую прочность**



Самым опасным сечением будет сечение ***I-I*** *.*

Моменты сопротивления при изгибе, при кручении и площадь

Для сплошного круглого сечения:



.



Для сечения со шпоночным пазом:



Нормальные и касательные напряжения:

; ,



где - суммарный изгибающий момент, здесь - коэффициент перегрузки;



- крутящий момент, - осевая сила.



Напряжения сечении:

;



.



Частные коэффициенты прочности по нормальным и касательным напряжениям:

.



Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:



**8.2 Промежуточный вал**



Самым опасным сечением будет сечение ***II-II*** *.*

Моменты сопротивления при изгибе, при кручении и площадь

Для сплошного круглого сечения:



Нормальные и касательные напряжения:

; ,



где - суммарный изгибающий момент, здесь - коэффициент перегрузки;



- крутящий момент, - осевая сила.



тогда напряжения в этом сечении:

;



.



Частные коэффициенты прочности по нормальным и касательным напряжениям:

.



Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:



**8.3 Тихоходный вал**



Самым опасным сечением будет сечение ***I-I*** *.*

Моменты сопротивления при изгибе, при кручении и площадь

Для сплошного круглого сечения:



.



Нормальные и касательные напряжения:

; ,



где - суммарный изгибающий момент, здесь - коэффициент перегрузки;



- крутящий момент, - осевая сила.



тогда напряжения в этом сечении:

;



.



Частные коэффициенты прочности по нормальным и касательным напряжениям:

.



Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений:



**9. Выбор смазочных материалов и системы смазывания**

Для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса. Масло попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. В нашем случае необходимо, чтобы в масляную ванну были погружены зубчатые колеса обеих передач.

Допустимый уровень погружения колеса быстроходной ступени в масляную ванну:



Допустимый уровень погружения колеса тихоходной ступени в масляную ванну:



Погружаем колесо тихоходной ступени на 64 мм, тогда соответственно колесо быстроходной ступени погрузится в масло на 14,5 мм.

Требуемый объем масла будет равен примерно равен л. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла и чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес. Контактные напряжения быстроходной ступени σНБ = 552,9 МПа.



,



где *а=120мм* - межосевое расстояние быстроходной ступени ступени;

*u=5,211* – передаточное число ступени;

*n=950*  – число оборотов.



.



При *t=40oC*, определяем кинематическую вязкость *К=34мм2/с*. По кинематической вязкости назначаем масло И-Г-А-32.

Для смазывания упругой муфты используется ПСМ Литол-24, такой же материал используется для смазки подшипников приводного вала.

**10. Расчет муфт**

Для соединения входного вала редуктора с волом электродвигателя назначаем компенсирующую зубчатую муфту с неметаллической обоймой ГОСТ 5006-83.

Для соединения выходного вала редуктора с валом электродвигателя используем упруго-предохранительную муфту со стальными стержнями и с разрушающимся элементом.

**10.1 Подбор и проверочный расчет упругой муфты**

Вращающий момент нагружающий муфту в приводе:

,



где *К* - коэффициент режима работы.

При спокойной работе и небольших разгоняемых массах .



Принимаем , тогда .



Муфта будет с переменной жесткостью.

При проектировании муфты принимаем:

. Принимаем .



Диаметр самой муфты *.* Принимаем .



, S – расстояние от средней плоскости муфты до точки начала контакта стержня с полумуфтой при отсутствии нагрузки. Принимаем .



- длина стержня.



Диаметр стержней:

,



где *Е* – модуль упругости стали, *Е=2,15.105МПа*;

, где *а* - расстояние от средней плоскости муфты до точки начала контакта стержня с полумуфтой при передаче нагрузки. Т.к. муфта с переменной жесткостью, то ;



- угол относительного поворота полумуфт.



Выбираем материал стержней – *65С2ВА,* допускаемое напряжение которой .



.



Из ряда номинальных линейных размеров выбираем диаметр стержней .



Число стержней:

,



принимаем .



Радиус кривизны гнезда в осевом сечении:

.



**10.2 Расчет и конструирование предохранительной муфты**

При расчете предохранительной муфты во избежание случайных выключений за расчетный вращающий момент принимаем: .



Диаметр штифта(предохранительного элемента):

,



где *z* – количество штифтов, принимаем *z=2*;

k – коэффициент неравномерности распределения нагрузок на штифт, при *z=2* *k=1,2*;

- диаметр окружности расположения штифтов;



- предел прочности штифта на срез, здесь - предел прочности материала штифта на растяжение.



Выбираем материал штифта – Сталь 45, тогда а .



, принимаем .



В момент срабатывания (при перегрузке) штифт разрушается, и предохранительная муфта разъединяет кинематическую цепь.

**Список использованных источников**

* М.Н. Иванов. Детали машин. М.: «Машиностроение», 1991.
* П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов – Конструирование узлов и деталей машин. М.: «Высшая школа», 1985.
* Д.Н. Решетов – Детали машин. Атлас конструкций в двух частях. М.: «Машиностроение», 1992.
* Тибанов В.П., Варламова Л.П. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Cоединения». М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.