**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.