Содержание

[Введение](#_Toc235176453)

[1. Кинематический расчет привода](#_Toc235176454)

[1.1 Выбор электродвигателя](#_Toc235176455)

[1.1.1 Мощность на выходе](#_Toc235176456)

[1.1.2 Частота вращения приводного вала](#_Toc235176457)

[1.2 Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням](#_Toc235176458)

[1.2.1 Общее передаточное число привода](#_Toc235176459)

[1.2.2 Передаточное число редуктора](#_Toc235176460)

[1.2.3 Передаточное число тихоходной ступени редуктора](#_Toc235176461)

[1.2.4 Передаточное число быстроходной ступени редуктора](#_Toc235176462)

[1.3 Определение чисел оборотов валов и вращающих моментов](#_Toc235176463)

[2. Проектирование цепной передачи](#_Toc235176464)

[2.1 Расчет цепной передачи](#_Toc235176465)

[2.1.1 Шаг цепи p, мм](#_Toc235176466)

[2.1.2 Число зубьев ведомой звездочки](#_Toc235176467)

[2.1.3 Фактическое передаточное число Uф и его отклонение ∆U от заданного](#_Toc235176468)

[2.1.4 Оптимальное межосевое расстояние a, мм](#_Toc235176469)

[2.1.5 Число звеньев цепи ](#_Toc235176470)

[2.1.6 Уточнить межосевое расстояние  в шагах](#_Toc235176471)

[2.1.7 Фактическое межосевое расстояние ](#_Toc235176472)

[2.1.8 Длина цепи ](#_Toc235176473)

[2.1.9. Диаметры звездочек](#_Toc235176474)

[2.1.10 Проверка частоты меньшей звездочки ](#_Toc235176475)

[2.1.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек ](#_Toc235176476)

[2.1.12 Фактическая скорость цепи ](#_Toc235176477)

[2.1.13 Окружная сила, передаваемая цепью ](#_Toc235176478)

[2.1.14 Давление в шарнирах цепи ](#_Toc235176479)

[2.1.15 Проверить прочность цепи](#_Toc235176480)

[2.1.16 Определим сиу давления цепи на вал Fоп](#_Toc235176481)

[3. Проектирование редуктора](#_Toc235176482)

[3.1 Выбор твердости, термообработки и материала колес](#_Toc235176483)

[3.2 Допускаемые контактные напряжения](#_Toc235176484)

[3.3 Допускаемые напряжения изгиба](#_Toc235176485)

[3.4 Расчет цилиндрической зубчатой передачи](#_Toc235176486)

[3.4 1 Межосевое расстояние:](#_Toc235176487)

[3.4.2 Окружная скорость](#_Toc235176488)

[3.4 3 Уточненное межосевое расстояние](#_Toc235176489)

[3.4.4 Предварительные основные размеры колеса](#_Toc235176490)

[3.4.5 Модуль передачи](#_Toc235176491)

[3.4.6 Суммарное число зубьев и угол наклона](#_Toc235176492)

[3.4.7 Число зубьев шестерни и колеса](#_Toc235176493)

[3.4.8 Фактическое передаточное число](#_Toc235176494)

[3.4.9 Диаметры колес](#_Toc235176495)

[3.4.10 Размеры заготовок](#_Toc235176496)

[3.4.11 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям](#_Toc235176497)

[3.4.12 Силы в зацеплении](#_Toc235176498)

[3.4.13 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба](#_Toc235176499)

[3.4.14 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки](#_Toc235176500)

[3.4.15 Межосевое расстояние](#_Toc235176501)

[3.4.16 Предварительные основные размеры колеса](#_Toc235176502)

[3.4.17 Модуль передачи](#_Toc235176503)

[3.4.18 Суммарное число зубьев и угол наклона](#_Toc235176504)

[3.4.19 Число зубьев шестерни и колеса](#_Toc235176505)

[3.4.20 Фактическое передаточное число](#_Toc235176506)

[3.4.21 Диаметры колес](#_Toc235176507)

[3.4.22 Размеры заготовок](#_Toc235176508)

[3.4.23 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям](#_Toc235176509)

[3.4.24 Силы в зацеплении](#_Toc235176510)

[3.4.25 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба](#_Toc235176511)

[3.4.26 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки](#_Toc235176512)

[3.5 Разработка эскизного проекта](#_Toc235176513)

[3.5.1 Проектировочный расчет валов](#_Toc235176514)

[3.5.2 Расстояние между деталями передач](#_Toc235176515)

[3.5.3 Выбор типа подшипников и схема их установки.](#_Toc235176516)

[3.6 Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов](#_Toc235176517)

[3.6.1 Быстроходный вал](#_Toc235176518)

[3.6.2 Тихоходный вал](#_Toc235176519)

[3.6.3 Промежуточный вал](#_Toc235176520)

[3.7. Проверка подшипников качения на динамическую грузоподъемность](#_Toc235176521)

[3.7.1 Быстроходный вал](#_Toc235176522)

[3.7.2 Промежуточный вал](#_Toc235176523)

[3.7.3 Тихоходный вал](#_Toc235176524)

[3.8 Подбор и проверка шпонок](#_Toc235176525)

[3.8.1 Расчет шпонки быстроходного вала](#_Toc235176526)

[3.8.2 Расчет шпонки промежуточного вала](#_Toc235176527)

[3.8.3 Расчет шпонок тихоходного вала](#_Toc235176528)

[3.9. Проверочный расчет валов на усталостную и статическую прочность при перегрузках](#_Toc235176529)

[3.9.1 Быстроходный вал](#_Toc235176530)

[3.9.2 Промежуточный вал](#_Toc235176531)

[3.9.3 Тихоходный вал](#_Toc235176532)

[3.10 Смазка и смазочные устройства](#_Toc235176533)

[4. Подбор и проверка муфт](#_Toc235176534)

[Список использованных источников](#_Toc235176535)

## Введение

Цель курсового проекта спроектировать привод ленточного конвейера, включающего: электродвигатель; двухступенчатый цилиндрический редуктор - механизм, состоящий из зубчатых цилиндрических передач, служащий для передачи движения от двигателя к рабочему органу с уменьшением частоты вращения и увеличением вращающего момента и цепную передачу.

Узлы привода смонтированы на сварной раме.

Для смазывания трущихся поверхностей деталей редуктора применяют индустриальное масло И-Г-А-68, зубчатые колеса смазывают погружением в ванну с жидким смазочным материалом в нижней части корпуса редуктора - картерным способом. Остальные узлы и детали, в том числе подшипники качения, смазываются за счет разбрызгивания масла погруженными колесами и циркуляции внутри корпуса образовавшегося масляного тумана.

Для предотвращения вытекания смазочного материала из корпуса редуктора или выноса его в виде масляного тумана и брызг, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства.

Для предохранения привода используют предохранительную муфту.

## 1. Кинематический расчет привода

##

## 1.1 Выбор электродвигателя

## 1.1.1 Мощность на выходе





где *ηобщ* - общий КПД привода



где *ηц*- КПД цепной передачи, *ηц = 0,95*; *ηз1 -* КПД зубчатой цилиндрической передачи 1, *ηз1 = 0,96*; *ηм* - КПД муфты, *ηм = 0,95*; *ηпот* - КПД опор приводного вала, *ηпот = 0,99*.



## 1.1.2 Частота вращения приводного вала



Выбираем электродвигатель 4A100S2: P=4,071 кВт; n=2880 мин-1

## 1.2 Определение общего передаточного числа и разбивка его по ступеням

## 1.2.1 Общее передаточное число привода



## 1.2.2 Передаточное число редуктора



где *uцеп* - передаточное число цепной передачи, *uцеп=2,4.*

## 1.2.3 Передаточное число тихоходной ступени редуктора



## 1.2.4 Передаточное число быстроходной ступени редуктора



##

## 1.3 Определение чисел оборотов валов и вращающих моментов

  2 вал: 



## 2. Проектирование цепной передачи

##

## 2.1 Расчет цепной передачи

*Проектный расчет.*

## 2.1.1 Шаг цепи p, мм

,

где  - вращающий момент на ведущей звездочке; ;  - коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи:

,

где  - динамичность нагрузки (с умеренными толчками), =1; ([2], табл.5.7);  - способ смазывания (периодический), =1,5; ([2], табл.5.7);  - положение передачи, =1; ([2], табл.5.7);  - регулировка межосевого расстояния (передвигающимися опорами), = 1; ([2], табл.5.7);  - режим работы (двухсменный), = 1,25; ([2], табл.5.7).

;

 - число зубьев ведущей звездочки; , где U - передаточное число цепной передачи; ; , округляем до ближайшего нечетного числа ;  - допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм²; Скорость υ=0,4 м/с, полагая, что она будет того же порядка, что и скорость тягового органа рабочей машины , ([2], с.94);  - коэффициент рядности цепи, для однорядных цепей типа ПР . Вычисляем шаг:

, **p=31,75 ПР - 31,75-8900**, ([2], табл. К32).

## 2.1.2 Число зубьев ведомой звездочки



## 2.1.3 Фактическое передаточное число Uф и его отклонение ∆U от заданного



## 2.1.4 Оптимальное межосевое расстояние a, мм

Из условия долговечности цепи , где p - стандартный шаг цепи 

## 2.1.5 Число звеньев цепи



## 2.1.6 Уточнить межосевое расстояние  в шагах



## 2.1.7 Фактическое межосевое расстояние



## 2.1.8 Длина цепи



## 2.1.9. Диаметры звездочек

диаметр делительной окружности

|  |  |
| --- | --- |
| Ведущая звездочка | Ведомая звездочка |

диаметр окружности выступов

|  |  |
| --- | --- |
| Ведущая звездочка | Ведомая звездочка |
| где K - коэффициент высоты зуба, K=0,7;Kz - коэффициент числа зубьев; - геометрическая характеристика зацепления, где  - диаметр ролика шарнира цепи, ([2], табл. К32);  |
|  |  |

диаметр делительной окружности

|  |  |
| --- | --- |
| Ведущая звездочка | Ведомая звездочка |

*Проверочный расчет*

## 2.1.10 Проверка частоты меньшей звездочки

,

где  - частота вращения тихоходного вала редуктора, ;

 - допускаемая частота вращения, , 85,995≤472,44

## 2.1.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек

,

где  - расчетное число ударов цепи,   - допускаемое число ударов, , 

## 2.1.12 Фактическая скорость цепи



## 2.1.13 Окружная сила, передаваемая цепью

,

где  - мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу)

## 2.1.14 Давление в шарнирах цепи

,

где А - площадь опорной поверхности шарнира, , где  - соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи ([2], табл. К32);  - допускаемое давление в шарнирах цепи уточняют в соответствии с фактической скоростью,  ([2], с.94).

 удовлетворяет условию

## 2.1.15 Проверить прочность цепи

, где  - допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых цепей,  ([2], табл.5.9);  - расчетный коэффициент запаса прочности,



Где а)  - разрушающая нагрузка цепи, зависит от шага цепи.  ([2], табл. К32); б)  - окружная сила, передаваемая цепью,  (см. п.2.1 13); в)  - коэффициент, учитывающий характер нагрузки,  (см. п.2.1 1); г)  - предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви,

,

где  - коэффициент провисания, ;  - масса 1м цепи, ;  - межосевое расстояние,  (см. п.2.1 7);  - ускорение свободного падения, .

.

д)  - натяжение цепи от центробежных сил, , где  (см. п.2.1 12), .



## 2.1.16 Определим сиу давления цепи на вал Fоп



Кв - коэффициент нагрева вала (табл.5,7)

## 3. Проектирование редуктора

## 3.1 Выбор твердости, термообработки и материала колес

Принимаем термообработку №1

Термообработка колеса и шестерни одинаковая - улучшение, твердость поверхности в зависимости от марки стали: 235…262 HВ, 269…302HВ. Марки стали одинаковы для колеса и для шестерни 40Х ([1], с.11)

## 3.2 Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения:

 ([1], с.13)

где а)  - предел контактной выносливости, который вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала и способа термической обработки зубчатого колеса и средней твердости на поверхности зубьев ([1], табл.2.2)





б)  - коэффициента запаса прочности,  ([1], с.13)

в)  - коэффициент долговечности,

 при условии  ([1], с.13),  для материалов с поверхностным упрочнением.

Число  циклов, соответствующее перелому кривой усталости, определяют по средней твердости поверхностей зубьев:





 - эквивалентное число циклов,

 где 

При постоянной частоте вращения на всех уровнях нагрузки .

.

Ресурс Nk передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения n и времени работы Lh



где  - число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот,  ([1], с.13),  - время работы передачи

 ([1], с.14)







 - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости сопряженных поверхностей между зубьями,  ([1], с.14)

 - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости,  ([1], с.14)





## 3.3 Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемые напряжения изгиба:



где  - предел выносливости,

 ([1], с.15)

 - коэффициент запаса прочности,  ([1], с.15),  - коэффициент долговечности

 при условии:  ([1], с.15)

где  и  - для улучшенных зубчатых колес. Число циклов, соответствующее перелому кривой усталости, ,  - эквивалентное число циклов

 где 

При постоянной частоте вращения на всех уровнях нагрузки .

.

Ресурс Nk передачи в числах циклов перемены напряжений при частоте вращения n и времени работы Lh



где  - число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот,  ([1], с.13),  - время работы передачи

 ([1], с.14)







 - Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями,  ([1], с.15)  - Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки,  ([1], с.16)

****

## 3.4 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Тихоходная ступень

## 3.4 1 Межосевое расстояние:

, *К=10* ([1], с.17)

## 3.4.2 Окружная скорость



Степень точности зубчатой передачи: 8. ([1], с.17)

## 3.4 3 Уточненное межосевое расстояние



где  - для косозубых колес; (при симметричном расположении колес);

,  ([1], табл.2.6)

 ([1], с. 19), где  ([1], с.21)

,  ([1], с. 20),

,  ([1], с. 19)

,, где ,

 ([1], с. 20)

 ([1], с. 20)



, ГОСТ *аω=120 мм*.

## 3.4.4 Предварительные основные размеры колеса

Делительный диаметр:



Ширина: , ГОСТ *b2 = 48 мм*.

## 3.4.5 Модуль передачи

Максимально допустимый модуль



Минимальное значение модуля

 где  - для косозубых передач;

, где  ([1], с. 20)

 ([1], с.21),  ([1], с.21),

, , ****

## 3.4.6 Суммарное число зубьев и угол наклона

Угол наклона зубьев



Суммарное число зубьев

, 

## 3.4.7 Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

, ГОСТ: 

Число зубьев колеса



## 3.4.8 Фактическое передаточное число



## 3.4.9 Диаметры колес

Делительные диаметры

Шестерни

, Колеса

Диаметры  и  окружностей вершин и впадин зубьев колес



## 3.4.10 Размеры заготовок









## 3.4.11 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Расчетное значение контактного напряжения



где  МПа для косозубых передач. ([1], с.24)

Ранее принятые параметры передачи принимаю за окончательные.

## 3.4.12 Силы в зацеплении

окружная



радиальная



осевая



## 3.4.13 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба:

в зубьях колеса

,  ([1], с.25)

,  ([1], с.25)



в зубьях шестерни



 ([1], с.25)



## 3.4.14 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

, где 

















Быстроходная ступень

## 3.4.15 Межосевое расстояние

Предварительное значение:



## 3.4.16 Предварительные основные размеры колеса

Делительный диаметр:



Ширина: 

ГОСТ: *b2 = 38 мм*.

## 3.4.17 Модуль передачи

Максимально допустимый модуль, определяем из условия не подрезания зубьев у основания:



Минимальное значение модуля, определяем из условия прочности:



где  - для косозубых передач;

 - коэффициент нагрузки при расчете по напряжениям изгиба



где  - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, связанную с ошибками шагов зацепления колеса и шестерни  ([1], с.22)

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

 ([1], с.22)

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

 ([1], с.22)





****

## 3.4.18 Суммарное число зубьев и угол наклона

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колес



Суммарное число зубьев



Значение округляем в меньшую сторону до целого числа и определяем действительное значение угла наклона зуба:



## 3.4.19 Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

, , 

 округляем в большую сторону до целого числа, . Число зубьев колеса



## 3.4.20 Фактическое передаточное число



## 3.4.21 Диаметры колес

Делительные диаметры. Шестерни



КолесаДиаметры  и  окружностей вершин и впадин зубьев колес



## 3.4.22 Размеры заготовок

,  ([1], с.12)

, 

## 3.4.23 Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

Расчетное значение контактного напряжения



где  для косозубых передач. ([1], с.24), Ранее принятые параметры передачи принимаю за окончательные.



## 3.4.24 Силы в зацеплении

окружная



радиальная



осевая



## 3.4.25 Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Расчетное напряжение изгиба:

в зубьях колеса

 ([1], с.25)

 - коэффициент, учитывающий форм зуба и концентрацию напряжений, в зависимости от приведенного числа зубьев

,  ([1], с.25), 

 - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,  ([1], с.25), , в зубьях шестерни

, 

 - коэффициент, учитывающий форм зуба и концентрацию напряжений,  ([1], с.25), 

## 3.4.26 Проверочный расчет на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки



где  - коэффициент перегрузки, 

, 







, 

## 3.5 Разработка эскизного проекта

## 3.5.1 Проектировочный расчет валов

Предварительные диаметры валов для быстроходного вала:



ГОСТ *d = 19 мм,* Согласовать с муфтой *d = 19 мм, l = 28 мм*

,

где *tцил -* высота заплечика, , ГОСТ *dП = 30 мм,*

,

где *r -* фаска подшипника, , ГОСТ *dБП = 30 мм*

Предварительные диаметры валов для промежуточного вала: (испол.1)

, ГОСТ .

,

где *f -* фаска колеса, , ГОСТ *dБK = 50 мм,* ,

ГОСТ *dП = 35 мм*

, ГОСТ *d = 32 мм*

Предварительные диаметры валов для тихоходного вала:

, ,ГОСТ *dП =40 мм,*

, ГОСТ *dБП = 48 мм*

## 3.5.2 Расстояние между деталями передач



## 3.5.3 Выбор типа подшипников и схема их установки.

В соответствии с установившейся практикой проектирования и эксплуатации машин тип подшипника выбирают по следующим рекомендациям.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники.

Быстроходный вал.

Подшипники шариковые радиальные однорядные тяжелой серии:

Подшипник 405 ГОСТ 8338 - 75. ([1], с.459)

Внутренний диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*

Наружный диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

Ширина\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм.*

Фаска\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм.*

Промежуточный вал.

Подшипники шариковые радиальные однорядные тяжелой серии:

Подшипник 407 ГОСТ 8338 - 75. ([1], с.459)

Внутренний диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

Наружный диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

Ширина\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

Фаска\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм.*

Тихоходный вал.

Подшипники шариковые радиальные однорядные тяжелой серии:

Подшипник 408 ГОСТ 8338 - 75. ([1], с.459)

Внутренний диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм.*

Наружный диаметр\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

Ширина\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм.*

Фаска\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ *мм*.

## 3.6 Определение реакций опор и построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

## 3.6.1 Быстроходный вал





1. Горизонтальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

 ,, 

б) строим эпюру изгибающих моментов.

, ; 

,  

,  

2. Вертикальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

, , 

б) строим эпюру изгибающих моментов.

,

 



 

3. Строим эпюру крутящих моментов.



4. Определяем суммарные радиальные реакции.





## 3.6.2 Тихоходный вал



1. горизонтальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

, 



б) строим эпюру изгибающих моментов.



 



 

2. вертикальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

, 

б) строим эпюру изгибающих моментов.

, 



, , 

,  

3. Строим эпюру крутящих моментов.



4. Определяем суммарные радиальные реакции.

, 

## 3.6.3 Промежуточный вал



1. Вертикальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

, 



б) строим эпюру изгибающих моментов.

,  

, , , 

 

2. Горизонтальная плоскость.

а) определяем опорные реакции.

, 

, , 

б) строим эпюру изгибающих моментов.

,  

, , 

,  

3. Строим эпюру крутящих моментов.



4. Определяем суммарные радиальные реакции.

, 

##

## 3.7. Проверка подшипников качения на динамическую грузоподъемность

## 3.7.1 Быстроходный вал



Где *m* - показатель степени,  - для шариковых радиальных подшипников,  - коэффициент надежности,  ([2], с.140),  - коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качество его эксплуатации,  ([2], с.140), *n* - частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала, ,  - базовая динамическая грузоподъемность подшипника,  ([2], с.432),  - требуемая долговечность, ,  - условная эквивалентная динамическая нагрузка



эквивалентная динамическая нагрузка.

 при ,  при 

Левый подшипник:

Коэффициент радиальной нагрузки:  ([2], с.142)

Осевая нагрузка подшипника: 

Радиальная нагрузка подшипника: 

Статическая грузоподъемность:  ([2], с.432)

Коэффициент безопасности:  ([2], с.145)

Температурный коэффициент:  ([2], с.143)

Коэффициент вращения:  ([2], с.143)



Определяем коэффициенты *е* и *y* по отношению

 ([2], с.143)





Правый подшипник:

Коэффициент радиальной нагрузки:  ([2], с.142)

Осевая нагрузка подшипника: 

Радиальная нагрузка подшипника: 

Статическая грузоподъемность:  ([2], с.432)

Коэффициент безопасности:  ([2], с.145)

Температурный коэффициент:  ([2], с.143)

Коэффициент вращения:  ([2], с.143)

а) 

б) Определяем коэффициенты *е* и *y* по отношению  ([1], с.143)



; 



Условие выполняется.

## 3.7.2 Промежуточный вал



Левый подшипник:

Коэффициент радиальной нагрузки:  ([2], с.142)

Осевая нагрузка подшипника: 

Радиальная нагрузка подшипника: 

Статическая грузоподъемность:  ([2], с.432)

а) 

б) Определяем коэффициенты *е* и *y* по отношению

 ([2], с.143)



в)  

Правый подшипник:

Коэффициент радиальной нагрузки: 

Осевая нагрузка подшипника: 

Радиальная нагрузка подшипника: 

а) , 

в) 



условие выполняется

## 3.7.3 Тихоходный вал



Левый подшипник: коэффициент радиальной нагрузки: , осевая нагрузка подшипника: , статическая грузоподъемность: 

a) 

б) Определяем коэффициенты *е* и *y* по отношению

, ,

в) , 

Правый подшипник:

а) 

б) Определяем коэффициенты *е* и *y* по отношению

, 

в) 





Условие выполняется

## 3.8 Подбор и проверка шпонок

Подбор призматических шпонок.

По диаметру вала выбираем призматическую шпонку сечением , длину шпонки  выбираем конструктивно. Призматические шпонки применяемые в проектируемом редукторе, проверяем на смятие. Проверке подлежат две шпонки тихоходного вала - под колесом и под звездочкой, одна шпонка быстроходного вала - под полумуфтой и одна шпонка промежуточного вала - под колесом.

Условие прочности:

 ([2], с.265)

где  окружная сила на колесе или шестерне;

*Асм* - площадь смятия,, где рабочая длина шпонки со скругленными концами.  - стандартные размеры шпонки ([1], табл.24.29);

*[σ] см* - допускаемое напряжение смятия: 

## 3.8.1 Расчет шпонки быстроходного вала

Шпонка 6×6×20 (ГОСТ 23360-78) d=19мм. ([2], с.449)









## 3.8.2 Расчет шпонки промежуточного вала

Шпонка 14×9×40 (ГОСТ 23360-78) d=45 мм. ([2], с.449)

, 

, 

## 3.8.3 Расчет шпонок тихоходного вала

а) под колесом

Шпонка 14×9×36 (ГОСТ 23360-78) d=48 мм. ([2], с.449)

, 

, 

не подходит, берем посадку с натягом

б) под звездочкой

Шпонка 10×8×70 (ГОСТ 23360-78) d=35 мм. ([2], с.449)

, 





## 3.9. Проверочный расчет валов на усталостную и статическую прочность при перегрузках

Сталь 40Х:

 ([1], с.185)

## 3.9.1 Быстроходный вал

Расчет вала на сопротивление усталости.

, ([1], с. 190)

где [*S]* - допустимый запас прочности, *[S] = 1,2…2,5*

Момент в опасном сечении (под шестерней):



|  |  |
| --- | --- |
| ; | ; |
| Концентратором напряжении являются эвольвентные шлицы |
|  |  |

Где:

Коэффициент влияния абсолютных размеров *,* 

Эффективный коэффициент концентрации напряжений *Кσ, Кτ*

Коэффициенты влияния качества поверхности 

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения *Ку*

Приделы выносливости образцов при симметричном цикле изгиба и кручения: , 

Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений: .

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям: 



Расчет вала на статическую прочность при перегрузке.

,

где [*S] T -* допускаемый запас прочности, *[S] T = 1,3…2,5*







## 3.9.2 Промежуточный вал

Расчет вала на сопротивление усталости.

, ([1], с. 190)

Момент в опасном сечении (под шестерней):



|  |  |
| --- | --- |
| ; | ; |
| Концентратором напряжении являются эвольвентные шлицы |
|  |  |



Расчет вала на статическую прочность.

,

где [*S] T -* допускаемый запас прочности, *[S] T = 1,3…2,5*







## 3.9.3 Тихоходный вал

Расчет вала на сопротивление усталости.

, ([1], с. 190)

Момент в опасном сечении (под шестерней):



|  |  |
| --- | --- |
| ; | ; |
| Концентратором напряжении являются эвольвентные шлицы |
|  |  |



Расчет вала на статическую прочность.

,

где [*S] T -* допускаемый запас прочности, *[S] T = 1,3…2,5*







## 3.10 Смазка и смазочные устройства

Для смазывания передачи используется картерная система. В корпус редуктора заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. Колеса при вращении увлекают масло, разбрызгивая его внутри корпуса, за счет чего внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Т. к. контактные напряжения и окружная скорость 0,525 *м/с*, то рекомендуемая вязкость масла должна быть *60 мм2/с*. В редуктор заливаем масло И-Г-А-68 (ГОСТ 17479.4-87). ([1], с. 200)

Для контроля уровня масла применим круглый маслоуказатель, так как он удобен для обзора.

Для слива загрязненного масла предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой *М20×1,5*.

Для осмотра зацепления и заливки масла в крышке корпуса выполним одно окно. Окно закрыто крышкой с пробкой-отдушиной. Отдушина необходима для соединения внутреннего объема редуктора с внешней атмосферой, т.к. при длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса, это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки.

## 4. Подбор и проверка муфт

Муфта на быстроходном валу

Расчетный момент

,

где *Кр* - коэффициент режима нагружения, *Кр = 1,25* ([1], с.251)

Примем упругую муфту с резиновой звездочкой. *Т = 25 Нм*

Радиальная сила



 - радиальное смещение

-угловое смещение

Материал:

полумуфты - сталь 35 (ГОСТ 1050-88)

звездочки - резина с пределом прочности при разрыве не менее 10 Н/мм2

## Список использованных источников

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для техн. спец. вузов. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1998. - 447 с., ил.

2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. - М. Высш. шк., 1991. - 432 с.: ил.