**Задание:** Спроектировать горизонтальный 2-ступенчатый редуктор с

 косозубым зацеплением быстроходной ступени и прямозубым тихоходной ступени для механической привода.

**Исходные данные:**



|  |  |
| --- | --- |
| V – линейная скорость, м/с | 2,5 |
| F – сила, кН | 4,0 |
| ω - частота вращения тихоходного вала редуктора, с-1 | 12 |

Б – быстроходная ступень,

Тих – тихоходная ступень,

К – косозубая зубчатая передача,

Ш – шевронная зубчатая передача,

**1.1 Содержание**

1 **Пояснительная записка**

1.1 Содержание пояснительной записки

1.2 Введение

1.3 Расчет момента движущей силы

2 Обоснование выбора электродвигателя

3 Расчет зубчатых передач

4 Эскизная компоновка редуктора

1. 5 Подбор подшипников по динамической грузоподъемности
2. 6 Подбор муфт
3. 7 Расчет валов на статическую прочность, выносливость, жесткость
4. 8 Выбор посадок редуктора

9 Выбор смазки редуктора

1. 10 Список используемой литературы

11 **Графическая часть**

11.1 Сборочный чертеж редуктора

11.2 Рабочие чертежи двух деталей

# **1.2 Введение**

# Технический уровень всех отраслей народного хозяйства в значительной мере определяется уровнем развития машиностроения. На основе развития машиностроения осуществляется комплексная механизация и автоматизация производственных процессов в промышленности, строительстве, сельском хозяйстве и на транспорте.

Государством перед машиностроением поставлена задача значительного повышения эксплуатационных и качественных показателей при непрерывном росте объема ее выпуска.

Одним из направлений решения этой задачи является совершенствование

конструкторской подготовки студентов высших учебных заведений.

Выполнением курсового проекта по «Деталям машин» завершается общетехнический цикл подготовки студентов. При выполнении моей работы активно используется знания из ряда пройденных предметов: механики, сопротивления материалов, технологий металлов и др.

Объектом курсового проекта является привод с цилиндрическим двухступенчатым редуктором с быстроходной ступенью косозубая передача и тихоходной ступенью шевронная передача.

* 1. **Расчет момента движущей силы.**

**1.3.1 Момент сил полезного сопротивления *Т*, Н×м**

** [Н×м]**

F-сила, Н;

V-скорость, м/с;

ω - частота вращения тихоходного вала редуктора, с-1

****

**1.3.2 КПД передаточного механизма, *η***

****

*η*муфт – КПД муфты 0,99;

*η*подш – КПД одной пары подшипников 0,99;

*η*зац(Б) – КПД зацепления быстроходной передачи 0,97;

*η*зац(Т) – КПД зацепления тихоходной передачи 0,96.

****

**1.3.2 Мощность электродвигателя *N*, кВт.**

[кВт]



****

****

**2 Обоснование выбора электродвигателя**

**2.1 Расчет передаточных чисел *Ui***

а) Передаточные числа редуктора, *Uр*



*ω*входа – синхронная частота вращения, с-1,

*ω*вых – заданная частота вращения тихоходного вала редуктора.









Для данного двухступенчатого цилиндрического редуктора удовлетворяющими условиями являются 

б) Передаточные числа для быстроходной ступени, *Uб*











в) Передаточные числа для тихоходной ступени, *Uт*











Передаточные числа ступеней редуктора стандартизированы

по ГОСТу 2185-66

Таблица 1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Частота вращения двигателя ω, с-1 | 314 | 157 | 105 | 79 |
| Передаточные числа | Uр | 26,16 | 13,08 | 8,75 | 6,58 |
| Uб | 6,3 | 5 | 4 | 3,15 |
| Uт | 4,26 | 3,01 | 2,46 | 2,14 |

**2.2 Расчет частоты вращения вала *ωi*, с-1**

а) Частота вращения вала двигателя (ведущего вала редуктора)











б) Частота вращения промежуточного вала редуктора











в) Частота вращения тихоходного вала редуктора



**2.3 Расчет крутящих моментов сил на валах редуктора *Тi, Н×м***

а) Крутящие моменты сил ведущего вала редуктора











б) Момент движущих сил на тихоходном валу





в) Крутящий момент сил на промежуточном валу











**Кинематический и силовой расчет редуктора**

Таблица 2

|  |  |
| --- | --- |
| Название параметра | Значение параметра |
| Частота вращения двигателя, с-1 | 314 | 157 | 105 | 79 |
| Передаточные числа | Редуктора, Up | 26,16 | 13,08 | 8,75 | 6,58 |
| Быстроходной ступени, Uб | 6,3 | 5 | 4 | 3,15 |
| Тихоходной ступени, Uт | 4,26 | 3,01 | 2,46 | 2,14 |
| Частота вращения промежуточного вала редуктора, ω2, c-1 | 49,8 | 31,4 | 26,25 | 25,1 |
| Частота вращения тихоходного вала редуктора, ω3, с-1 | 12 | 12 | 12 | 12 |
| Крутящие моменты на валах редуктора, Н×м | Быстроходного, Т1 | 35,7 | 71,3 | 106,7 | 141,8 |
| Промежуточного, Т2 | 228,1 | 322,9 | 395,1 | 452,2 |
| Тихоходного, Т3 | 933,3 | 933,3 | 933,3 | 933,3 |

**2.4 Расчет массы привода**

а) Расчет межцентровых расстояний для быстроходной *aб* и тихоходной *aт* ступеней

****

****

****

****

****

****

****

****

****

****

**Межцентровые расстояния редуктора**

Таблица 3

|  |  |
| --- | --- |
| Название параметра | Значение параметра |
| Частота вращения двигателя, с-1 | 314 | 157 | 105 | 79 |
| Быстроходная ступень *aб*, мм  | 169,1 | 177 | 171,2 | 158,9 |
| Тихоходная ступень *aт*, мм | 231 | 202,8 | 190,6 | 183,5 |
| *aб*=*aб+aт*, мм | 400,1 | 379,8 | 361,8 | 342,4 |

б) Расчет приближенного значения массы *G*, кг











в) Расчет массы привода *Мпр*, кг

****

****

****

****

****

**Масса привода**

Таблица 4

|  |  |
| --- | --- |
| ωд, с-1 | Масса, кг |
| двигателя | редуктора | привода |
| 314 | 77 | 190,1 | 267,1 |
| 157 | 93 | 176,8 | 266 |
| 105 | 135 | 165,2 | 300,2 |
| 79 | 160 | 152,6 | 312,6 |

**3 Расчет зубчатых передач**

**3.1 Расчет допускаемых контактных напряжений зубьев шестерни *[σн]ш* и колеса** ***[σн]к* рядовой ступени, МПа**

Допускаемые контактные напряжения для находятся по формуле:

,

где:  - предел контактной выносливости поверхностных слоев зубьев;



для шестерни: 

для колеса: 

 - коэффициент безопасности;

 - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

 - коэффициент, учитывающий окружную скорость;

 - коэффициент, учитывающий влияние смазывания;

 - коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса;

 - коэффициент долговечности шестерни (колеса),

где:  - эквивалентное число циклов перемен напряжений,

 - базовое число циклов перемен напряжений

а) Расчет эквивалентного числа циклов напряжений:

Для шестерни: ,

Для колеса: 

б) Эквивалентное число циклов напряжения находится по формуле:

,

где:  - частота вращения того из колёс, по материалу которого определяют допускаемые напряжения (шестерни), ;

 - продолжительность работы, ;



, 

 Окончательно для рядовой ступени имеем:

;

.

Для косозубой передачи



**3.2 Расчет допускаемых напряжений изгиба зубьев колёс рядовой ступени редуктора**

 

где:  - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба МПа;

 - коэффициент долговечности;

 - коэффициент безопасности;

 - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки;

 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности выкружки в основании зуба;

 - коэффициент, учитывающий механическое упрочнение;

 - коэффициент, учитывающий масштабный фактор;

для шестерни: 

для колеса: 





**3.3 Расчет размеров зубчатых колес**



Рисунок



 - крутящий момент силы, передаваемый шестерней, Н×м;

 - передаточное число быстроходной или тихоходной ступени;

 - допускаемое контактное напряжение, МПа;

 - отношение ширины венца зубчатого колеса к диаметру шестерни;



 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца;

 - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку;

 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;



а) быстроходная ступень











б) тихоходная ступень











в) колес промежуточного вала



Колес с быстроходной ступени



Колес с тихоходной ступени



**3.4 Расчет ориентировочных размеров редуктора**

а) Расчет ширины колес

Ширена венца зубчатого колеса, 







Ширена шестерни, 







б) расчет диаметра валов редуктора, 



Где

- наибольшее значение крутящего момента сил на соответствующем валу,

 - пониженное допускаемое касательное напряжение для материала вала

а) ведущий вал





б) промежуточный вал



****

в) выходной вал



****

**3.5 Уточнение параметров цилиндрической зубчатой передачи**

а) Расчет межцентрового расстояния

******

******

******

**Стандартные межосевые расстояния**

Таблица 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Быстроходная ступень aб, мм | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 |
| Тихоходная ступень ат, мм | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 |

Принятые значения:





б) Расчет модуля зацепления

******

****** принимаем 2,5мм

****** принимаем 3мм

в) Расчет суммарного числа зубьев шестерни и колеса



- для косозубой передачи

 - для шевронных





г) Расчет числа зубьев шестерни







д) Расчет числа зубьев колеса







е) Расчет передаточного числа







Отклонение не превышает 5%.

ж) Расчет угла наклона зуба











Таблица 6

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры зубчатой передачи | Косозубая передача (с 1-го вала на 2-ой) | Шевронная передача (с 2-го вала на 3-й) |
| Межцентровое расстояние, [а], мм | 160 | 200 |
| Модуль зацепления, [m], мм | 2,5 | 3 |
| Суммарное число зубьев шестерни и колеса, [ZС] | 127 | 115 |
| Число зубьев шестерни, [ZШ] | 21 | 29 |
| Число зубьев колеса, [ZК] | 106 | 86 |
| Передаточное число, [U] | 5 | 2,8 |
| Угол наклона зуба, [β] | 8◦10’ | 30◦ |

Расчет основных размеров зубчатых пар и разработка конструкции колеса

- делительный диаметр

- диаметр окружности впадин

- диаметр окружности вершин

- ширена венца

**Рисунок 2**

Таблица 7

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры | Формулы | Значения быстроходной ступени | Значения тихоходной ступени |
| Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| Диаметры окружностей, [d] мм |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |
| Ширена венцов, [b] мм |  |  |  |  |  |
| Межосевое расстояние, [aω] мм |  |  |  |
| Передаточное число, U |  |  |  |
| Окружная скорость |  |  |  |

Степень точности изготовления зубчатых колес

***
***

Точность зубчатых колес и передач обозначается указанием степени точности и видом сопряжения. (См табл.8)

Таблица 8

|  |  |
| --- | --- |
| Вид сопряжения | Степень точности передачи |
| цилиндрическая | коническая |
| А | Увеличенный зазор | 3…12 | 4…12 |
| В | Нормальный | 3…11 | 4…11 |
| C | Уменьшенный | 3…9 | 4…9 |
| D | Уменьшенный | 3…8 | 4…8 |
| E | Малый | 3…7 | 4…7 |
| H | Нулевой зазор | 3…7 | 4…7 |

Принятое значение: Степень точности 8-В ГОСТ 1643-81

**3.6 Проверка напряжений в зубьях зубчатых передач**

Расчет рабочих контактных напряжений

******

Где

- косозубая, шевронная цилиндрическая передача,

- диаметр делительной окружности шестерни, мм

- ширена венца зубчатого колеса, мм

- уточненное значение передаточного числа

- крутящий момент на том валу, где шестерня, Нм

- уточненное значение коэффициента нагрузки



- степень точности

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

- коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку









**3.7 Расчет рабочего напряжения изгиба**



Где

- ширена венца колеса, мм

- коэффициент формы зуба,

- приведенное число зубьев,

- число зубьев шестерни,

- число зубьев колеса,



- коэффициент нагрузки,



- восьмая степень точности





















Рабочие напряжение изгиба колеса



**3.8 Проверка напряжений при перегрузках**



Где

- контактное напряжение при перегрузках,

- рабочее контактное напряжение, которое возникает при номинальном крутящем моменте,

- допускаемое контактное напряжение при перегрузках

- максимальное значение момента сил сопротивления,

- момент движущих сил









**4 Эскизная компоновка редуктора**

**Конструктивные размеры шестерни и колеса**



Рисунок

Диаметр впадин зубьев: 

Диаметр ступицы: 

длина ступицы: 

толщина обода:  но не менее 8 мм.

толщина диска: ,

диаметр отверстий:  

фаска: 

Все расчеты сводим в таблицу 9:

Таблица 9

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | z | mn | b,мм | d,мм | da,мм | df,мм | dст,мм | Lст,мм | ,мм | С,мм |
| Перваяступень | шестерня | 21 | 2,5 | 68 | 52,4 | 57,4 | 46,15 | - | - | - | - |
| колесо | 106 | 2,5 | 63 | 267,6 | 272,6 | 261,35 | 72 | 60 | 8 | 19 |
| Втораяступень | шестерня | 29 | 3 | 86 | 100,46 | 106,46 | 92,96 | - | - | - | - |
| колесо | 86 | 3 | 81 | 299,54 | 305,54 | 292,04 | 96 | 80 | 10 | 24 |

**Предварительный расчёт валов редуктора.**

**- Входной вал**



 (см. ранее)

,

Где - радиус скругления ([9] Стр. 42)



Шестерню выполним за одно целое с валом

**- Промежуточный вал**



 (см. ранее)

,

Где - радиус скругления ([9] Стр. 42)







,

Где - размер фаски колеса ([9] Стр. 42)



Шестерню выполним за одно целое с валом

**- Выходной вал**



 (см. ранее)

,

Где - радиус скругления ([9] Стр. 42)





**Конструктивные размеры корпуса и крышки**

Толщина стенки корпуса: 

Толщина стенки крышки редуктора: 

Толщина верхнего пояса (фланца) корпуса: 

Толщина нижнего пояса (фланца) крышки корпуса: 

Толщина нижнего пояса корпуса: , примем *р=19* мм.

Толщина ребер основания корпуса:, примем

*m=7* мм.

Толщина ребер крышки корпуса:  мм., примем *m=6* мм.

Диаметры болтов:

- фундаментальных: , принимаем болты с резьбой М18;

- крепящих крышку к корпусу у подшипников: , принимаем болты с резьбой М12;

- крепящих крышку с корпусом: , принимаем болты с резьбой М10;

Гнездо под подшипник:

- Диаметр отверстия в гнезде принимаем равным наружному диаметру подшипника: Dп1=62 мм, Dп2=85 мм, Dп3=110 мм

- Диаметр гнезда: Dk=D2+(2…5) мм., D2 – Диаметр фланца крышки подшипника, на 1 валу D2= 63мм, на 2 валу D2= 90мм, на 3 валу D2= 108мм.

Зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса, а также расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса А==10 мм.

Для предотвращения вытекания смазки подшипников внутрь корпуса и вымывания пластического смазывающего материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца.

**5 Подбор подшипников**

**5.1 Расчет сил, действующих в зацеплении**

**

Ft – окружная сила

Fr – радиальная сила

Fa – осевая сила

а) Расчет окружной силы *Ft*, Н











б) Расчет радиальной силы *Fr*, H



Где

- угол зацепления









в) Расчет осевой силы *Fa*, Н











**5.2 Построение расчетных схем валов**

Промежуточный вал

|  |  |
| --- | --- |
| Значения колес | Значения шестерни |
|  |  |
|  |  |
|  |  |

, , 







Определим реакции в опорах:

В плоскости YOZ









значение силы *YB* направленно в

противоположную сторону, от

выбранного на схеме.









Проверка:







Строим эпюру изгибающих моментов в плоскости YOZ

















В плоскости XOZ











Проверка:































Опасным сечением является сечение - (2)





Из условия прочности



Получим



**5.3 Подбор подшипников**

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

При выборе подшипников, статическая грузоподъемность подшипника C0a, C0r не должна быть меньше радиальной Fr или осевой Fa нагрузки. 

Для входного и промежуточного валов подходят шариковые радиальные одноядерные подшипники легкой серии (из ГОСТ 8338-75) ([9] стр.417)



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Обозначение** | **Размеры, мм** | **Грузоподъемность, кН** |
| **d** | **D** | **B** | **r** | **Cr** | **Cor** |
| **206** | **30** | **62** | **16** | **1,5** | **19,5** | **10,0** |
| **209** | **45** | **85** | **19** | **2** | **33,2** | **18,6** |

**Рисунок 3**

Для опор плавающих валов шевронных передач применяют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

Для выходного вала подходит роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328-75)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Обозначение** | **Размеры, мм** | **Грузоподъемность, кН** |
| **d** | **D** | **B** | **r** | **r1** | **s** | **Cr** | **Cor** |
| **2212** | **32212** | **42212** | **60** | **110** | **22** | **2,5** | **2.5** | **1,4** | **64,4** | **43,0** |

**Рисунок 4**

**6.1 Подбор муфт**

В проектируемых приводах применены компенсирующие разъемные муфты не расцепляемого класса в стандартном исполнении.

Для соединения выходных концов двигателя и быстроходного вала редуктора, установленных, как правило, на общей раме, применены упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой.

Муфты упругие втулочно-пальцевые. Муфты получили широкое распространение благодаря простоте конструкции и удобству замены упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность и при соединении несоосных валов оказывают большое силовое воздействие на валы и опоры, при этом резиновые втулки быстро выходят из строя.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры муфт, допускаемые смещения осей валов определяют по таблице.

Полумуфты изготовляют из чугуна марки СЧ 20(ГОСТ 1412-85) или стали 30Л (ГОСТ 977-88); материал пальцев – сталь 45(ГОСТ 1050-74); материал упругих втулок – резина с пределом прочности при разрыве не менее 8 Н/мм2.

Радиальная сила, вызванная радиальным смещением, определяется по соотношению

****где - радиальное смещение, мм; - радиальная жесткость муфты, Н/мм, зависит от диаметра посадочного места полумуфты.

****

**7.1 Выбор посадок, расчет одной посадки**

**Расчет величины наибольшего натяга**

****

Где

- величина необходимого удельного давления для передачи крутящего момента сил с вала на зубчатое колесо;

- диаметр вала, мм;

- модуль продольной упругости;

- диаметр ступицы или диаметр впадин зубчатого колеса, мм;

- длина посадочного места, мм;

- крутящий момент сил, передаваемых данным зубчатым колесом, Нм;

- коэффициент трения;

- коэффициент Пуассона;

- высота микронеровностей вала и отверстия;

- внутренний диаметр вала

 





****

Расчетный натяг





Примем посадки согласно таблице 4

таблица 4

|  |  |
| --- | --- |
| Зубчатое колесо на вал |  |
| Распорная втулка на вал |  |
| Торцевые крышки на ПК |  |
| Внутренние кольца ПК на валы |  |
| Наружные кольца ПК в корпусе |  |
| Уплотнения на валы |  |

Выполним анализ посадки Н7/r6

Определение предельных отклонений отверстий на колесе

D=53 (Н7) ES=+30 мкм

 EI= 0 мкм

Определение предельных отклонений вала

d=53 (r6) es=+60 мкм

 ei=+41 мкм

Определение max значения натяга

 Nmax=es-EI=60-0=60 мкм

Определение max значения зазора

Smax = ES-ei = 30-41=-11 мкм

Определение допусков

 на отверстие

 ТD=ES-EI=30-0=30 мкм

на вал

Тd=es-ei=60-41=19 мкм

Определение предельных размеров

 Dmax=D+ES=53+0,030=53,03 мм

 Dmin=D+EI=53 мм

 dmax=d+es=53+0,06=53,06 мм

 dmin=d+ei=53+0,041=53,041 мм



схема допусков

**8.1 Выбор смазки**

**Выбор смазки для редуктора**

Окружная скорость υ = 4,2 м/с. Так как υ<10 м/с, то примем картерную смазку. Колесо погружаем в масло на высоту зуба.

Определим объём масляной ванны

V=(0,5…0,8)\*Nн , где Nн - номинальная мощность двигателя, Вт

V=(0,5…0,8)\*1=0,5…0,8 л

При средней скорости υ =4,2 м/с, вязкость должна быть 28\*10-6 м /с

Принимаем масло индустриальное И-30А по ГОСТ 20799-75

**Выберем смазку подшипников качения**

Критерием выбора смазки является k (млн.об./мин.)

k=dп\*n, где dп - диаметр вала под подшипники, мм;

n - частота вращения вала, об/мин

k1 = dп1×n1 =30×9420=282600 млн.об./мин.

K2 = dп2×n2 =60×720= млн.об./мин

Полученные значения k не превышают 300000 млн.об./мин., поэтому применяем пластичную смазку УС-2 по ГОСТ 1033-73, которая закладывается в подшипниковые камеры при монтаже

**Список использованной литературы**

1. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1975.-656с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984. -330с.
3. Кудрявцев В.Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. – Л.: Машиностроение, 1984. -400с.
4. Кузьмин А.В. и др. расчеты деталей машин: Справочное пособие. – Минск: Высшая школа, 1986. -402с.
5. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1978. – 352с.
6. Зенкин Д.С., Петко И.В. Допуски и посадки в машиностроении: Справочник. – Киев: Техника, 1981. – 266с.
7. Фатеев В.И., Литвинова А.А. Прикладная механика: Задания на курсовой проект и методические указания / Новосибирский государственный технический университет. – Новосибирск, 1999.-34с.
8. Фатеев В.И., Райс В.Р. Прикладная механика. Расчеты при проектировании ротора с применением ЭВМ / Новосибирский государственный технический университет. – Новосибирск, 1985. – 32с.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1984. 240с.