**Задача №7**

1. Выбрать электродвигатель и провести кинематический расчет привода.
2. Выбрать материал зубчатых колес редуктора. Выполнить проектировочный расчет червячного редуктора.
3. Провести расчет и проектирование валов редуктора.
4. Подобрать шпонки и проверить их на смятие.



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Величина | Размерность |
| P4  | 4,5 | кВТ |
|  | 2,2 | 1/с |

*Р4* – Мощность на ведомом колесе зубчатой передачи,

** – угловая скорость вращения ведомого вала зубчатой передачи.

**1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.**

1. Определить требуемую мощность электродвигателя

η1=0,96 – КПД ременной передачи;

η2=0,82 – КПД червячной передачи при числе заходов;

η3=0,95 – КПД зубчатой передачи;

η4=0,99 – КПД от потери пары подшипного качения;

ηобщ=η1⋅η2⋅η3⋅η43 =0,96⋅0,82⋅0,95⋅0,993 =0,726;

Примем двигатель марки 4А132М6

=7,5 кВт. =970 об./мин.

1. Примем передаточные отношения передач и определим общее.

Примем u2 = 12,5 u1 = 2,0

Определим частоту вращения каждого вала.

1. Определим угловые скорости каждого вала.
2. Определим мощности на каждом валу.

Определим крутящие моменты на каждом валу.

Занесем полученные данные в таблицу:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № вала |  |  |  |
| 1 | 970 | 101,58 | 61,016 |
| 2 | 485 | 50,79 | 115,987 |
| 3 | 38,8 | 4,06 | 1127,83 |
| 4 | 21 | 2,2 | 2045,5 |

**2. Расчет червячной передачи.**

1.Выбрать число витков червяка по величине передаточного числа;

Z1 = 4 при u =12,5

Определить число зубьев червячного колеса.

Z2 =Z1⋅u1=4⋅12,5=50 зубьев

 Необходимо соблюдать условие Z2 min≥26; Условие выполняется.

2. Определить ориентировочное значение скорости скольжения

3.По скорости скольжения принять марку бронзы для венца червячного колеса. При ≤1,5 м/с, принимаем безоловянную бронзу марки БрАЖ3Л, а для червяка – сталь 40Х с термообработкой – улучшение заготовки с последующей закалкой ТВЧ до твердости витков НДС 45... 50.

4. Определить допускаемое контактное напряжениедля материала венца колеса.

Для безоловянной бронзы определим из условия сопротивления заеданию:

Предварительно примем q =8

K – коэффициент нагрузки К=1,2

 5. Определить межосевое расстояние червячной передачи;

Полученное значение округлим до стандартного значения

Примем стандартное значение для модуля и коэффициента диаметра червяка для аw=200 мм; m=6,3 мм; q =12,5; х=0,496;

6. Определить геометрические размеры червяка:

делительный диаметр

диаметр вершин витков

диаметр впадин витков

длина нарезанной части червяка

 мм

Примем

Делительный угол подъёма линии витков

7. Определить геометрические размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр

диаметр вершины зубьев

наибольший диаметр колеса

ширина зубчатого венца b2=0,75⋅da1= 0,75⋅91,35=68,5 мм

Примем b2 =69 мм

8. Определим конструктивные размеры червячного колеса.

Толщина диска С = (0,2 … 0,35) ⋅69 = (0,2 …0,35) ⋅69 =13,8… 24,15 мм; Примем С =19 мм;

Толщина венца колеса δ =(1,5 … 2) ⋅m=(1,5 …2) ⋅ 6,3 =9,45 … 12,6 мм; Примем δ =11 мм;

9. Определить фактическую скорость скольжения:

Vs = ω2⋅d1/(2⋅cosγ) =50,7⋅0,085/(2⋅cos) =2,3 м/с

10. Определить фактический КПД передачи

η'= tgγ /tg(γ + ρ') = tg/tg(+ 2°30' )=0,315/0,364=0,865

Приведенный угол трения червячной передачи определим по значению скорости скольжения. ρ' = 2°30'

Определить силы, действующие в червячном заце­плении;

 окружная сила на колесе, равная осевой силе на чер­вяке

 Ft2 = Fa1 = 2⋅T2/d2 = 2 ⋅115,997/0,315 =736,49 H

 окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

 Ft1 = Fa2 = 2⋅T1/d1 = 2 ⋅61,016/0,085 =1435,67 H

 радиальная сила на червяке и на колесе

 Fr1 = Fr2 = Ft2⋅tgα= 736,49⋅ 0,364 =268,1 H

 α = 20 ° – угол нормального профиля.

11. Проверить прочность зубьев червячного колеса по контактным напряжениям.

Определить расчетное контактное напряжение в зацеплении

Допускает­ся недогрузка передачи до 15 % или перегрузка на 5 %

К – коэффициент нагрузки

К =1,2 при окружной скорости < 3 м/с

Проверим зубья на выносливость при напряжениях изгиба

σF =≤[σF]

Кδ = δ/(85°⋅ соsγ) – коэффициент учитывающий условный угол обхвата червяка колесом и угол подъема линии витков червяка.

YF – коэффициент формы зуба колеса, определяем по эквивалентному числу зубьев:

Для Zv=63YF2 =1,38;

KF = Kн = К – коэффициент нагрузки.

Основное допускаемое напряжение изгиба для реверсивной работы

[σ-1F]′ = 98 МПа. Расчетное допускаемое напряжение

[σ-1F] = [σ-1F]′⋅КFL

КFL – коэффициент долговечности принимаем по его минимальному значению КFL = 0,543, тогда [σ-1F] = 98 ⋅ 0,543 = 53,2 МПа.

Условие выполняется. Контактная и изгибная прочность зубьев колес обеспечена.

**3. Расчет и проектирование валов.**

 Предварительный расчёт валов редуктора.

Входной вал привода.

Диаметр входного кольца при допускаемом напряжении МПа:

Принимаем диаметр вала под шкив ременной передачи

Промежуточный вал привода (быстроходный вал редуктора)

Принимаем диаметр под подшипником

Тихоходный вал редуктора

Принимаем диаметр выходного конца вала

Диаметр под уплотнение

Диаметр под подшипником

диаметр под червячное колесо

Диаметр ступицы колеса dст=1,6 ⋅dк=1,6 ⋅78 =124,8 мм

Выходной вал привода

Принимаем диаметр выходного конца вала под звездочку цепной передачи

Для ведомого вала червячного редуктора ,имеющего осевые усилия примем конический роликоподшипник серии 3007216А

dп =80 мм; D =140 мм; Tmax =46 кН; С = 35 кН**;**

**4. Проверка прочности шпоночных соединений**

Материал шпонок Сталь 45 нормализированная.

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице при чугунной.

Шпонка под звездочку цепного подвесного конвейера (ступица стальная). Для dв4 =80 мм;

Принимаем шпонку , длина шпонки l =70 мм

(По ГОСТ23360–78)

Шпонка под цилиндрическое колесо 2 – ой ступени (ступица стальная)

Для dк6 =78 мм;

Принимаем шпонку , длина шпонки l =70 мм

(По ГОСТ23360–78)

Условия выполняются, прочность шпонок обеспечена.

**Список используемой литературы**

1. Щейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб.пособие для студентов средних специальных заведений, обучающихся по техническим специальностям. – Калининград: Янтар. Сказ, 2004. – 454 с.: ил., черт.
2. Детали машин. Атлас конструкций. Учеб.пособие для вузов. В 2 т. / Под общей ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1992. Т1:– 352 с.; Т.2: – 296 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416 с., ил.