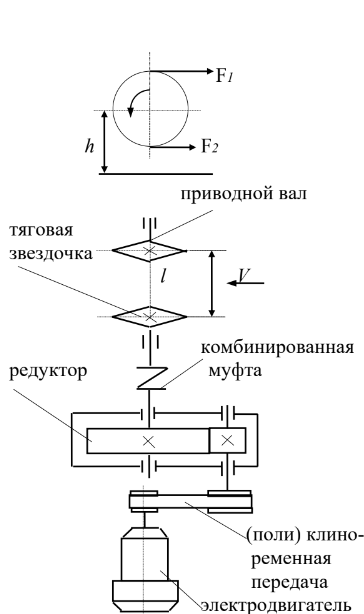
**Силовой и кинематический расчет привода**

**1. Исходные данные**

Схема привода



|  |  |
| --- | --- |
| Натяжение ветвей ленты конвейера**:**  ведущей - кН;  ведомой -кН.  Скорость ленты - м/с.  Шаг цепи конвейера – t = 0,125 м  Число зубьев тяг. звёздочек – z = 6  Расстояние между звездочками – l = 0,55м.  Высота центра приводной станции – h = 0,6 м.  Ресурс работы редуктора тыс. часов. |  |

**2. Подбор электродвигателя**

2.1. Мощность на приводном валу (валу IV) конвейера

кВт,

где - коэффициент полезного действия опор (на подшипниках качения) приводного вала конвейера (стр. 6).

2.2. Требуемая мощность электродвигателя

кВт,

где - коэффициент полезного действия всего привода; , , - коэффициенты полезного действия муфты, зубчатой и ременной передач соответственно (стр. 6, табл. 1).

2.3. Частота вращения приводного вала конвейера

мин, (стр.6).

*Если конвейер цепной, то вместо диаметра барабана заданы число зубьев приводной звездочки конвейера и шаг цепи . В этом случае находят делительный диаметр приводной звездочки конвейера по формуле , который используют далее так же, как диаметр барабана .*

2.4. Требуемая частота вращения электродвигателя

мин,

где - ориентировочное общее передаточное число привода;

- ориентировочное передаточное число зубчатой передачи (стр.11);

- ориентировочное передаточное число ременной передачи (стр. 10, табл.4).

2.5. Выбор электродвигателя по каталогу

Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А, марки 90LВ8 с параметрами: кВт; мин; . Диаметр вала этого электродвигателя мм (стр. 7, табл. 2 и стр.9, табл. 3).

**3. Разбивка общего передаточного числа привода по передачам**

3.1. Фактическое общее передаточное число привода

.

3.2. Передаточное число редуктора

Принимаем стандартное значение передаточного числа редуктора .Тогда передаточное число цепной передачи будет

.

**4. Подготовка исходных данных для расчета элементов привода** (стр.22)

4.1. Частоты вращения валов привода

мин;

мин ;

мин;

мин - проверка.

4.2. Мощность на валах привода (расчет по потребляемой мощности)

кВт; кВт;

кВт; кВт- проверка.

4.3. Моменты на валах

Н.м;

Н.м;

Н.м;

Н.м.

4.4. Минимальные диаметры валов

мм;

мм, принимаем  мм;

мм;

мм.

4.5. Результаты силового и кинематического расчета привода

Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | Разм. | I | II(1) | | III(2) | | IV |
| Передачи |  | Ременная | | Зубчатая | | Муфта | |
| КПД |  | 0,95 | | 0,96 | | 0,98 | |
|  |  | 2 | | 5 | | 1 | |
|  | мин-1 | 458,5 | 229.75 | | 45.85 | |  |
|  | кВт | 1,084 | 1,029 | | 0,988 | | 0,969 |
|  | Н.м | 22,56 | 42,86 | | 205,72 | | 201,6 |
| ***dmin*** | мм | 24 | 21,6 | | 29,51 | | 26,38 |

**Расчет цилиндрической косозубой зубчатой передачи**

|  |  |
| --- | --- |
| Н.м - вращающий момент на валу шестерни;  Т2(TIII)=205,72 Н.м - вращающий момент на валу колеса;  мин -1  - частота вращения вала шестерни;  мин -1  - частота вращения вала колеса;  - передаточное число зубчатой передачи.  тыс. часов – ресурс редуктора; |  |

**2. Проектировочный расчет**

**2.1. Материал зубчатых колес и их термообработка**

В соответствии с рекомендациями п. 2.1. по табл. ([2], с.5) выбираем

материал зубчатых колес и вид термообработки:15

шестерня - сталь 40Х со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до

твердости 48...55 НRCЭ; колесо - сталь 45, улучшенная до твердости

235...265 НВ с пределом текучести σТ = 540 МПа (рис. 8).

Примечание. В дальнейшем при изложении материалов настоящего

подраздела ссылки на источник [2] не приводятся.

Расчет будем вести по средней твердости: шестерни - 50 HRCЭ,

колеса - 250 НВ2.

**2.2. Степень точности по контакту (по п. 2.1.)**

Ожидаемая окружная скорость

.

Принимаем восьмую степень точности зубчатых колес редуктора (по

табл.2).

**2.3. Коэффициент ширины**

Принимаем коэффициент ширины ψd = 0,9 в соответствии с п. 2.3.

(табл.3), т.к. твердость колеса - НВ2 < 350, степень точности - восьмая.

**2.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность**

распределения нагрузки по длине контактных линий

При ψd = 0,9, HB2 < 350 НВ и схеме передачи No 6, согласно рис.1

.

**2.5. Допускаемые контактные напряжения при расчете на**

**сопротивление усталости**

**2.5.1. Предел контактной выносливости**

При расчете по средней твердости согласно табл.1 находим

**2.5.2. Коэффициенты запаса (п. 2.5.2.):**

шестерни - SH1=1,1,

колеса - SH2 =1,1.

**2.5.3. Коэффициенты долговечности**

**2.5.3.1. Базовые числа циклов, формула (5)**

**2.5.3.2. Суммарные числа циклов, формула (6б)**

*;*

*.*

**2.5.3.3. Коэффициент режима работы, формула (7а)**

**2.5.3.4. Эквивалентные числа циклов, формула (8)**

*;*

*.*

**2.5.3.5. Коэффициенты долговечности**

Поскольку, a , то по формуле (4а)

*,*

*.*

**2.5.4. Допускаемые напряжения шестерни и колеса, формула (2)**

;

.

где принято

**2.5.5. Расчетное допускаемое напряжение, формула (3)**

*;*

*.*

За расчетное принимаем меньшее, т.е. .

**2.6. Определение основных размеров зубчатой пары**

**2.6.1. Начальный диаметр шестерни, формула (9)**

мм.

675 – для косозубых колес.

**2.6.2. Расчетная ширина колеса, формула (10)**

мм*.*

**2.6.3. Расчетное межосевое расстояние, формула (11)**

мм.

Принимаем стандартное межосевое расстояние мм.

Поскольку расчетное межосевое расстояние отличается от стандартного, уточняем ширину колеса по формуле (12)

мм.

Принимаем ширину колеса мм,

ширину шестернимм.

**2.6.4. Определение геометрии зацепления**

Модуль (п. 2.6.3.1.)

мм.

Согласно табл.5 в указанном диапазоне находятся модули: 1,5; 1,75;

2,0; 2,25 и 2,5. Выбираем модули, соответствующие первому

предпочтительному ряду:1,5; 2,0 и 2,5.

Расчет ведем для трех вариантов (формулы (18)...(22)).

Ориентировочно принимаем .Результаты сведем в таблицу.

Сводная таблица расчетных параметров.

Табл. 7.2.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметры, формулы, размерность |  | Значения параметров |  |
| Модуль зуба m , мм | 1.5 | 2.0 | 2.5 |
| Число зубьев шестерни с округлением до целого числа , формула (13) | 27 | 20 | 16 |
| Число зубьев колеса с округлением до целого числа , формула (14) | 135 | 100 | 80 |
| Фактическое передаточное число  , формула (19) | 5 | 5 | 5 |
| Угол наклона зуба (с точностью до секунд или 4-го  знака после запятой)  , формула (20) | 13.5905˚ | 16.2602˚ | 16.2602˚ |
| Осевой шаг  , мм, формула (21) | 20.05 | 22.44 | 28.05 |
| Коэффициент осевого перекрытия  , формула (22) | 1.34 | 1.20 | 0.96 |

**Примечание.** Если число зубьев (как в нашем случае при m =2,5), то следует выполнить проверку на возможность подрезания

зуба по формуле (15)

,

Так как

, подрезания зуба не будет.

Передаточные числа во всех вариантах одинаковы и равны

заданному, а , т.е. варианты примерно равнозначны. Выбираем m =1,5мм, так как в этом случае меньше, чем при m=2 и m=2,5, следовательно, осевая сила в зацеплении также будет меньше, а

коэффициент осевого перекрытия наибольший. Это значит, что передача будет работать плавней.

**2.6.5. Диаметры зубчатых колес**

**2.6.5.1. Делительные диаметры, формула (23)**

мм;

мм.

**2.6.5.2. Диаметры вершин зубьев, формула (24)**

мм;

мм.

**2.6.5.3. Диаметры впадин, формула (25)**

мм;

мм.

**2.6.5.4. Начальные диаметры совпадают с делительными, так как**

**колеса выполнены без смещения**

мм;

мм.

- проверка.

**2.6.5.5. Уточнение коэффициента относительной ширины зубчатого**

**венца, формула (27)**

.

Т.к. (табл.3), то оставляем окончательно восьмую степень точности.

**2.6.6. Коэффициент торцового перекрытия, формула (28а)**

.

**2.6.7. Суммарный коэффициент перекрытия, формула (29)**

.

**2.7. Размеры для контроля взаимного положения разноименных**

**профилей**

**2.7.1. Постоянная хорда, выраженная в долях модуля, формула (30)**

;

**2.7.2. Постоянная хорда, формула (31)**

*.*

**2.7.3. Высота до постоянной хорды, формула (32)**

*.*

***2.8*. Скорость и силы в зацеплении**

**2.8.1. Окружная скорость, формула (33)**

.

**2.8.2. Окружная сила, формула (34)**

H.

**2.8.3. Радиальная сила, формула (35)**

*.*

**2.8.4. Осевая сила, формула (36)**

*.*

***2.9*. Проверка заготовок колес на прокаливаемость (п. 2.9.)**

Для колеса по рис.8

*=* ; *=*

Выбираем большее значение:

**3.Проверочный расчет по контактным напряжениям**

**3.1. Проверочный расчет на сопротивление усталости для**

**стальных колес**

**3.1.1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных**

**поверхностей зубьев в полюсе зацепления, по рис.9**

*.*

**3.1.2. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных**

**линий для косозубых колес при , формула (40а)**

*.*

**3.1.3.1. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую**

**нагрузку**

Согласно табл.6 принимаем *.*

**3.1.3.2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в**

**зацеплении**

при , твердости одного из колес меньше 350HB и

8-й степени точности (табл. 7).

**3.1.3.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность**

**распределения нагрузки по длине контактных линий при (рис.1).**

.

**3.1.3.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность**

**распределения нагрузки по парам зубьев, формула (42)**

Где

Формула (43а), где при ;

- коэффициент, учитывающий приработку зубьев (по рис. 10).

**3.1.3.5. Коэффициент нагрузки, формула (41)**

**3.1.4. Уточнение допускаемого контактного напряжения**

**3.1.4.1. Коэффициент, учитывающий влияние исходной**

шероховатости поверхностей зубьев. При (п. 2.5.4.).

**3.1.4.2. Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости. При (п. 2.5.5.).**

**3.1.4.3. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса. При (п. 2.5.6.).**

**3.1.4.4. Допускаемые напряжения шестерни и колеса, формула (2)**

;

*.*

**Расчетное допускаемое напряжение, формула (3)**

*;*

*.*

За расчетное принимаем меньшее, т.е..

**3.2. Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки**, формула (44)

,

Где - допускаемые контактные

*напряжения по табл. 1;*  - предел текучести материала колеса

по рис. 11;- - из табл.2 [1] для выбранного электродвигателя.

Условие прочности выполняется.

**4. Проверочный расчет по напряжениям изгиба**

**4.1.Расчет на сопротивление усталости**

**4.1.1. Коэффициент нагрузки**

**4.1.1.1. Коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую**

**нагрузку**

Принимаем , табл.6

**4.1.1.2. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в**

**зацеплении при**  **, твердости одного из колес меньше 350HB и 8-й степени точности, табл. 8.**

**4.1.1.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при** , **твердости одного из колес меньше** 350HB **и 6-й схеме расположения колес, рис. 12.**

**4.1.1.4. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев, формула (47)**

.

**4.1.1.5. Коэффициент нагрузки, формула (46)**

.

**4.1.2. Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию**

**напряжений, для колес с наружным зацеплением при ,**

и , формула

(17), - и , рис. 13.

**4.1.3. Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба,**

**формула (48)**

**4.1.4. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, формула**

**(49а), так как**

**4.1.5. Допускаемые напряжения при расчете на сопротивление**

**усталости при изгибе для шестерни и колеса**

**4.1.5.1. Предел выносливости при изгибе, соответствующий**

**базовому числу циклов по табл. 1: для улучшенной стали 40.**

**4.1.5.2. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки, п. 4.1.5.3.**

**При штампованной заготовке**

**4.1.5.3. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности, п. 4.1.5.4.**

**При шлифованной поверхности табл.1.**

**4.1.5.4. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения, п. 4.1.5.5.**

**При отсутствии упрочнения**

**4.1.5.5. Коэффициент, учитывающий влияние характера приложения**

**нагрузки, п. 4.1.5.6.**

При односторонней нагрузке

**4.1.5.6. Предел выносливости при изгибе, формула (51)**

*;*

*.*

**4.1.6. Коэффициент запаса при изгибе, табл. 1**

=1,7;=1,7.

**4.1.7. Коэффициенты долговечности**

**4.1.7.1. Коэффициенты режима работы , формула (54а).**

**Для нашего случая, так как колесо и шестерня шлифованные и имеют однородную структуру зубьев.**

*.*

**4.1.7.2. Суммарные числа циклов нагружения за период службы,**

**формула (6б)**

*;*

*.*

**4.1.7.3. Эквивалентные числа циклов при изгибе за срок службы,**

**формула (53)**

*;*

*.*

**4.1.7.4. Коэффициенты долговечности, п. 4.1.7.**

Поскольку и , то .

**4.1.8. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений, формула**

**(55)**

*.*

**4.1.9. Коэффициент , учитывающий шероховатость переходной поверхности по п. 4.1.9.**

При шлифовании и зубофрезеровании с шероховатостью не более

мкм .

**4.1.10. Коэффициенты, учитывающие размеры зубчатого колеса,**

**формула (56)**

*;*

.

**4.1.11. Допускаемые напряжения при расчете на сопротивление**

**усталости при изгибе для шестерни и колеса, формула (50)**

;

.

**4.1.12. Поскольку , то проверку ведем по шестерне, как более слабой. Для нее**

. формула (45).

Условие прочности выполняется.

**4.2. Расчет на прочность при максимальной нагрузке**

**4.2.1. Коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах**

**на прочность по максимальной нагрузки по табл. 9.**

Для приводов с асинхронным электродвигателем при пуске –

**4.2.2. Допускаемые напряжения изгиба при максимальной нагрузке,**

**формула (58)**

Мпа,

Где МПа - базовое предельное напряжение по табл. 1;

- коэффициент запаса;- коэффициент, учитывающий вид заготовки;-коэффициент, учитывающий

влияние шлифования переходной поверхности зубьев, для шлифованных колес сквозной закалки с нагревом ТВЧ; - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения, при шлифованной

переходной поверхности зубьев.

**4.2.3. Расчет на прочность при максимальной нагрузке, формула (57)**

*.*