**1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ**

Грузоподъемность лебедки: F=10КН

Скорость подъема v=1.2 м/с

Диаметр барабана D=200 мм

Угол наклона ременной передачи

=60

Ресурс работы привода L=3000 ч

Типовой режим нагружения-2I.

1. Определим требуемую мощность

Требуемая мощность

,

где

3 пары подшипников=0,993

КПД клиноременной передачи=0,96

КПД муфты=0,98

КПД червячной передачи=0,9

Итого

2. Найдем угловую скорость и число оборотов в мин барабана

3. Подбор двигателя. Предпочтительные варианты:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Двигатель, КВт | Типоразмер | Частота, об/мин | s, % | Tn/Tн |
| 15 | 4A160S2 | 3000 | 2.1 | 1.6 |
| 15 | 4A160S4 | 1500 | 2.3 | 2 |

а) двигатель 4A160S2 с числом оборотов 3000

б) двигатель 4A160S4 с числом оборотов 1500

Номинальная частота вращения:

а) nном =3000\*(1-0,021)=2937 об/мин

б) nном=1500\*(1-0,023)=1465 об/мин

Выбираем двигатель с числом оборотов 1500 4A160S4(четырехполюсный) и считаем передаточное число привода:

Возьмем из списка передаточных чисел червячного редуктора u1=8, тогда передаточное число клиноременной передачи равно:

u2=u/u1=12,8/8=1,6

Полученный двигатель имеет следующие размеры:

L1=110 мм, d1=48 мм

Кинематическая схема привода:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Вал 1(двигатель)P=14.6 КВт | n=1465 об/мин |  |
| Вал2(передача)P=14,6 КВт |  |  |
| Вал3(редуктор)P=14.6 КВт |  |  |

**2. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

**1.** По номограмме в зависимости от частоты вращения меньшего шкива n1 (в нашем случае n 1= nдв =1465 об/мин) и передаваемой мощности Р= Р дв=14,6 КВт принимаем сечение клинового ремня Б. Вращающий момент:

**2.** Диаметр меньшего шкива определяют по эмпирической формуле:

Диаметр большего шкива

Принимаем d2 =360 мм

**3.** Уточняем передаточное отношение

При этом угловая скорость вала будет:

Расхождение с тем, что было получено по первоначальному расчету,

,

что менее допускаемого на плюс-минус 3 %

Следовательно, окончательно принимаем диаметры шкивов d1 =224мм, d2=360мм.

**4.** Межосевое расстояние следует принять в интервале:

Принимаем предварительно близкое значение

**5.** Расчетная длина ремня определяется по формуле:

Принимаем по стандарту ГОСТ 1284.1-80 значение длины ремня 2240 мм

**6.** Уточняем значение межосевого расстояния с учетом стандартной длины ремня L:

,

где

и .

Тогда

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,01L=0.01\*2240=22,4мм для облегчения надевания ремней на шкивы и возможность увеличения его на 0.025L=0.025\*2240=56мм для увеличения натяжения ремней.

**7.** Угол обхвата меньшего шкива

**8.** Коэффициент режима работы, учитывающий условия эксплуатации передачи:

Коэффициент, учитывающий влияние длины ремня:

СL=1

Коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата: С=0,98

Коэффициент, учитывающий число ремней Сz=0.95

**9.** Число ремней в передаче

Р0=6,6 из таблицы 7.8, принимаем число ремней равным 3.

**10.** Натяжение ветви клинового ремня находим по формуле:

,

где скорость

Коэффициент, учитывающий центробежную силу:

 для сечения ремня Б, тогда

**11.** Давление на валы

**12.** Ширина шкивов

**13.** Найдем долговечность ремней

**,** где

Ресурс работы привода считается по формуле:

,

Где

и для сечения ремня Б

Оформим полученные значения в таблице:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Значение |
| Сечение ремня | номограмма | Б |
| Вращающий момент, Н\*м |  | 95,2 Н\*м |
| Диаметр меньшего шкива, мм |  |  |
| Диаметр большего шкива, мм |  |  |
| Передаточное отношение (уточненное) |  |  |
| Межосевое расстояние, мм |  |  |
| Длина ремня, мм |  | 2240 мм |
| Уточненное межосевое расстояние, мм |  | 658 мм |
| Угол обхвата, o |  | 168o |
| Число ремней |  | 3 шт |
| Натяжение ветви ремня, Н |  | 273Н |
| Сила, действующая на вал, Н |  | 1.6к Н |
| Ширина шкивов,мм |  | 63мм |
|  |  | 3МПа |
|  |  | 4,5Мпа |
|  |  | 0,3МПа |
| Условие прочности |  |  |
| Ресурс привода |  | 3117ч |

**3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

При расчете использовалась программа для расчета цилиндрических, конических и червячных редукторов. Полученные данные частично присутствуют в дальнейших расчетах.

Число витков червяка принимаем равным при передаточном отношении u=8. Число зубьев червячного колеса

Вращающий момент на тихоходном валу:

Вращающий момент на валу червячного колеса

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса.

Принимаем для червяка сталь 45 с закалкой до твердости менее HRC 45 с последующим шлифованием. Так как к редуктору не предъявляются специальные требования, то в целях экономии принимаем для венцачервячного колеса бронзу БР010Ф1 (отливка в кокиль).

Посчитаем напряжения для БРО10Ф1(см табл 4.8):

Принимаем предварительно коэффициент диаметра червяка равным 8.

Определяем межосевое расстояние:

Модуль

Принимаем по ГОСТ 2144-76 стандартные значения m=8 и q=8, тогда межосевое расстояние будет равно

Основные размеры червяка:

Делительный диаметр червяка

d1=q\*m = 8\*8 = 64 мм;

Диаметр вершин витков червяка

Диаметр впадин витков червяка

Длина нарезанной части шлифованного червяка равна:

Делительный угол подъема витка у (по табл. 4.3): при z1=4 и q = 8 =>

Основные размеры венца червячного колеса:

Делительный диаметр червячного колеса

d2 = z2\*m = 32\*8=256 мм;

Диаметр вершин зубьев червячного колеса

Диаметр впадин зубьев червячного колеса

Ширина венца червячного колеса принимается по соотношениям:

Окружная скорость червяка равна по формуле

Скорость скольжения определяется из соотношения:

КПД редуктора равен 0,91%

При степени точности (табл. 4,7) равной 7 коэффициент динамичности

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки(x=0,3):

Коэффициент нагрузки равен

Проверяем контактные напряжения:

При этом расчетное напряжение ниже допускаемого на 14%, что считается удовлетворительным.

Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.

Эквивалентное число зубьев:

Коэффициент формы зуба по табл. 4.5

Расчетные значения допускаемых напряжений изгиба

