МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ

ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ

«ИЖЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА «УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ»

# Комплекс №2

Ижевск 2004

Задание №2

Рассчитать червячный редуктор (задание 2А) и первую передачу (цепную – задание 2Б, плоскоременную или клиноременную – задание 2В) привода цепного конвейера.

Звездочки цепного конвейера

Эл. двигатель

Червячный

редуктор

Соединительная муфта

Первая передача привода

3-й вал

2-й вал

1-й вал

Дополнительная информация для всех вариантов заданий

1. Принять длительность работы 3 года.

2. Считать работу привода нереверсивной.

3. Аналог конструкции редуктора прилагается.

4. Данные каталога электродвигателей приведены в комплексе №1.

# Технические данные к заданию №2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № варианта | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Наименование параметра | Техническое задание |
| Крутящий момент на звездочках конвейера, кНм. | 1 | 2 | 1,5 | 5 | 0,5 | 3 | 5 | 1 | 4 | 0,5 |
| Частота вращения вала конвейера, об ⁄ мин. | 20 | 25 | 20 | 15 | 16 | 25 | 12 | 25 | 30 | 40 |
| Синхронная частота вращения двигателя,об ⁄ мин. | 750 | 1000 | 1500 | 3000 |
| Коэффициент использования годовой *K*г | 0,7 | 0,4 |
| Коэффициент использования суточный *K*с | 0,67 | 0,33 | 1,0 |
| Тип ременной передачи | Клиноре-менная с рем-нем нормаль-ного сечения | Плоскоре-менная | Клиноремен-ная с узкимремнем |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № варианта | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Наименование параметра | Техническое задание |
| Крутящий момент на звездочках конвейера, кНм. | 1,5 | 5 | 0,5 | 3 | 5 | 1 | 6 | 0,5 | 1 | 2 |
| Частота вращения вала конвейера, об ⁄ мин. | 20 | 25 | 20 | 15 | 16 | 25 | 12 | 25 | 30 | 40 |
| Синхронная частота вращения двигателя, об ⁄ мин. | 750 | 1000 | 1500 | 3000 |
| Коэффициент использования годовой *K*г | 0,4 | 0,7 |
| Коэффициент использования суточный *K*с | 0,33 | 0,67 | 1,0 |
| Тип ременной передачи | Клиноре-менная с рем-нем нормаль-ного сечения | Плоскоре-менная | Клиноремен-ная с узкимремнем |

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № варианта | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| Наименование параметра | Техническое задание |
| Крутящий момент на звездочках конвейера, кНм. | 2 | 1,5 | 5 | 0,5 | 3 | 5 | 1 | 5 | 0,5 | 1 |
| Частота вращения вала конвейера, об ⁄ мин. | 20 | 25 | 20 | 15 | 16 | 25 | 12 | 25 | 30 | 40 |
| Синхронная частота вращения двигателя, об ⁄ мин. | 750 | 1000 | 1500 | 3000 |
| Коэффициент использования годовой *K*г | 0,4 | 0,7 |
| Коэффициент использования суточный *K*с | 0,67 | 0,33 | 1,0 |
| Тип ременной передачи | Клиноре-менная с рем-нем нормаль-ного сечения | Плоскоре-менная | Клиноремен-ная с узкимремнем |

Требования к выполнению и оформлению

расчетно-пояснительной записки по каждому разделу расчета

1. В качестве задания предлагается выполнить расчет привода, состоящего из червячного редуктора (задание 2А), а также цепной передачи (задание 2Б) и плоскоременной или клиноременной передачи (задание 2В).

2. Каждый студент должен выполнить расчет:

* червячной передачи (задание 2А);
* цепной передачи (задание 2Б);
* плоскоременной или клиноременной передачи с нормальным или узким профилем (задание 2В) (для каждого варианта технического задания указана конкретная передача).

3. Студент начинает выполнять задание на практическом занятии в присутствии преподавателя (на каждое задание 2А, 2Б и 2В отводится отдельное занятие) и завершает его самостоятельно вне аудитории, оформляет расчет и на следующем практическом занятии сдает преподавателю на проверку. Проверенная работа возвращается студенту на ближайшем занятии.

3. Записка по каждому разделу выполняется на листах формата 4А в соответствии с требованиями ЕСКД.

4. На последнее в текущем семестре практическое занятие назначается защита зачтенного домашнего задания. На защите студенту будут заданы вопросы из прилагаемого перечня.

5. Защищенные работы остаются на кафедре.

Вопросы к заданию №2

1. Как определить мощность на выходном валу привода?
2. Как определить мощность для выбора электродвигателя?
3. Как определить мощность на промежуточных валах?
4. Как определить крутящие моменты на всех валах?
5. Как определить частоту вращения каждого вала?
6. Какие повреждения возможны в червячной передаче?
7. Как предотвратить повреждения в червячной передаче?
8. Как выбирается материал для колеса и червяка?
9. Как определить допускаемые напряжения для расчета червячной передачи?
10. Что такое скорость скольжения в червячной передаче и как она определяется?
11. Как определить основные геометрические параметры передачи при известном межосевом расстоянии?
12. От чего зависит КПД червячного редуктора?
13. Для чего проводится проверка жесткости тела червяка?
14. Как определить величину и направление усилий, действующих в червячном зацеплении?
15. Как называются цепи, применяемые в передачах, и какие их виды применяются в приводах?
16. Какими геометрическими и кинематическими параметрами определяется цепная передача?
17. Какие причины приводят к выходу из строя цепной передачи с роликовой цепью?
18. Как рассчитать цепную передачу по критерию износостойкости?
19. Какие усилия действуют в ветвях цепи?
20. Как найти усилие, действующее на валы и опоры цепной передачи?
21. Как проверить цепь по статической прочности?
22. Виды плоских ремней и их структура.
23. Какие причины приводят к потере работоспособности ременной передачи?
24. Какие геометрические и кинематические параметры определяют долговечность ременной передачи?
25. Что влияет на тяговую способность ременной передачи?
26. Какие напряжения возникают в ветвях ремня?
27. Как напряжения, возникающие в ветвях ремня, влияют на тяговую способность и долговечность?
28. Как определить усилия, действующие на валы и опоры ременной передачи?

Энергетический, кинематический

и силовой расчет к заданию №2

1. Определить мощность на барабане (звездочках) конвейера

квт,

где *T*3 – крутящий момент на валу барабана (звездочках) конвейера, Нм;

*n*3 – частота вращения вала барабана (звездочек) конвейера.

2. Потребная мощность на валу электродвигателя.

 квт,

где η – КПД привода



КПД составных частей привода

|  |  |
| --- | --- |
| Составные части привода | КПД |
| Для червячной передачи предварительно принять | 0,7 |
| Открытая цепная роликовой цепью | 0,90…0,93 |
| Плоскоременная | 0,96…0,98 |
| Клиноременная | 0,95…0,97 |
| Одна пара подшипников качения | 0,990…0,995 |
| Компенсирующая муфта | 0,98 |

Например, для привода задания №2

,

где η1 – КПД первой передачи привода;

η2 – КПД червячной передачи редуктора;

η3 – КПД пары подшипников качения червячного редуктора

η4 – КПД компенсирующей муфты;

η5 – КПД пары подшипников качения вала цепного конвейера.

3. Мощность на входном валу редуктора (на ведомой звездочке или шкиве)

*P*\*1 = *P*0η1 квт.

Мощность на червяке редуктора

*P* 1 = *P*\*1 η3 квт.

Мощность на червячном колесе редуктора

*P*2 = *P*1 η2 квт.

Мощность на выходном валу редуктора

*P*\*2 = *P*2 η3

4. По вычисленной мощности *P*0 из каталога выбрать двигатель с ближайшей большей мощностью *P*дв с частотой вращения *n*дв, соответствующей синхронной частоте задания.

5.  Определить передаточное отношение привода

,

где *n*3 – частота вращения вала конвейера, об ⁄ мин.

6. Распределить общее передаточное отношение привода *U*0 на две ступени: первая ступень (цепная или ременная) *U*1 и червячный редуктор *U*2 , чтобы соблюдалось условие

*U*0 = *U*1 *U*2,

причем, передаточное отношение первой ступени (цепная или ременная) не должно быть более 2…3. Следует помнить, что передаточное число редукторной передачи должно быть стандартным (Алгоритм 2, табл. 2.1). Тогда

.

Это будет передаточное число передачи первой ступени (цепная или ременная), оно не согласуется со стандартом и округляется до второй цифры после запятой.

7. Частота вращения входного вала редуктора (червяка)

,

где

*n*1 = *n*дв.

8. Крутящий момент на валу двигателя (он же на ведущей звездочке или шкиве)

Нм.

9. Крутящий момент на червяке

*T*2 = *T*1 *U*1η1η3.

10. Крутящий момент на червячном колесе

*T*3 = *T*2 *U*2η2.

11. Крутящий момент на компенсирующей муфте

*T*\*3 = *T*3η3.

По результатам кинематического и энергетического расчета составить таблицу параметров движения

Параметры движения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № вала | Мощность, квт | Частота вращения, об/мин | Крутящий момент, Нм |
| 1-й вал - вал электродвигателя |  |  |  |
| 2-й вал |  |  |  |
| 3-й вал |  |  |  |

А л г о р и т м №3

расчета **червячной** передачи

Для расчета червячной передачи в техническом задании могут задаваться энергетические, силовые и кинематические параметры в различных сочетаниях, но необходимых для проведения расчета. Приведем один из вариантов данных:

 - крутящий момент на выходном валу *T*2;

 - частота вращения выходного вала *n*2;

 -   время работы (число лет работы, число смен, коэффициенты годового и суточного использования);

-  характер приложения нагрузки (переменность, реверсивность).

**Пункт 1.** Подготовка расчетных параметров.

Если не задано передаточное число, следует принять 2...3 варианта синхронной частоты вращения электродвигателя (750; 1000; 1500; 3000) и предварительно вычислить передаточное число. По выбранным вариантам провести параллельно расчеты для выбора оптимального варианта.

1.1. Передаточное число

. (1)

Передаточное число следует согласовать со стандартом (табл.3.1). Поскольку из-за скольжения при полной нагрузке частота вращения двигателя будет отличной от синхронной, следует принять передаточное число ближайшее меньшее, предпочтительнее из первого ряда.

1.2. Предварительно определить КПД

. (2)

1.3. Мощность на валу колеса

 квт. (3)

1.4. Мощность на входном валу

 . (4)

1.5. Выбор электродвигателя серии 4А.

Уточнить частоту вращения выходного вала, отклонение от техни­ческого задания допускается в пределах ± 10%.

, . (5)

1.6. Крутящий момент на входном валу

. (6)

1.7. Предварительно определяем скорость скольжения

  м/с. (7)

**Пункт2**.Выбор материала венца колеса в зависимости от скорости скольжения, материала и твердости червяка (табл.3.2).

При *VS*>4 м/с следует выбирать оловянистую бронзу. При *VS*<4 м/с можно выбрать более дешевую безоловянистую бронзу. При *VS*<1 м/с можно использовать чугун.

**Пункт3**.Определение допускаемых контактных напряжений.

Поскольку оловянистая бронза, обладая высокими антифрикционными свойствами, имеет низкие механические характеристики, расчет ведется на усталостную контактную прочность. Допускаемые напряжения из условия отсутствия выкрашивания

. (8)

Предел прочности оловянистой бронзы σВ выбирается из таблицы 3.2. Коэффициент влияния скорости скольжения CV выбирается из таблицы 3.3.

Числовые коэффициенты:

0.75 - для червяка закаленного ТВЧ;

0.9 - для цементированного червяка.

 Число циклов нагружения зуба колеса при постоянном режиме нагружения

 *NHE*=60⋅*n*2⋅*t*, (9)

где *t* - суммарное время работы передачи. При 365 днях в году, *t*г числе лет эксплуатации, при коэффициентах годового *K*г и суточного *K*с использования

 *t*=365⋅*t*г⋅*K*г⋅24⋅*K*с. (10)

Безоловянистая бронза как заменитель оловянистой бронзы имеет выше механическую прочность, но, обладая более низкими антифрикционными качествами, более склонна к заеданию. Поэтому расчет ведут по отсутствию заедания.

Чтобы исключить вероятность заедания, допускаемые контактные напряжения определяются по скорости скольжения

, Мпа. (11)

Коэффициенты *D*1 и *D*2 зависят от материала венца колеса и состоянии червяка и выбирается из таблицы 3.4.

 **Пункт 4.** Проектный расчет по контактным напряжениям

  мм. (12)

Формула справедлива при коэффициенте делительного диаметра чер­вяка  при коэффициенте смещения инструмента *X* = 0. Коэффициент нагрузки в предварительных расчетах можно принять из диапазона *K* = 1...1,3.

Межевое расстояние согласовать со стандартом (табл.3.5).

**Пункт 5**. Расчет параметров, необходимых для проверочных расчетов.

5.1.Число витков (заходов) червяка *Z*1 выбирается в зависимости от передаточного числа (табл. 3.6)

Число зубьев колеса из условия отсутствия подрезания должно быть не менее 28

*Z*2 = *Z*1⋅*U* > 28. (13)

5.2. Предварительное определение коэффициента делительного диаметра червяка и осевого модуля

 *q* = 0,25⋅*Z*2; (14)

. (15)

Для того, чтобы иметь минимальный набор инструмента для нареза­ния зубьев колеса, стандартом регламентируются не только *m* и *q* , но и их сочетание (табл.3.7).

5.3. Коэффициент смещения инструмента

. (16)

Должно соблюдаться условие

. (17)

При *X* < −1 будет подрезание зуба колеса, при *X* > +1 будет заостре­ние зуба колеса. При несоответствии *X* допускаемым значениям следует подобрать другое соотношение *m* и *q*. Можно на 1 или 2 зуба изменить число зубьев колеса, при этом передаточное число не должно отличаться от стандартного значения более, чем на ±4%.

5.4 Коэффициент начального диаметра червяка

*qw* = *q* + 2⋅*X*; (18)

5.5 Угол подъема винтовой линии на начальном диаметре

 . (19)

5.6. Делительные диаметры червяка и колеса

*d*1=*m*⋅*q*; (20)

*d*2=*m*⋅*Z*2. (21)

5.7. Начальные диаметры червяка и колеса

 (22)

 (23)

5.8. Диаметр впадин червяка

*df*1 = *d*1 - 2,5⋅*m*; (25)

5.9. Диаметр выступов колеса

*da*2 = *d*2 + (2+2⋅*X*)⋅*m*. (26)

5.10. Максимальный диаметр колеса

 (27)

Выбрать форму профиля червяка. Одним из вариантов может быть профиль червяка после шлифования конусным кругом с прямолинейной образующей, профиль получается нели­нейчатым, обозначается "*ZK*". Таким же способом обрабатывается и фре­за для нарезания зубьев колеса.

5.11. Уточненная скорость скольжения

. (28)

5.12. Уточнение допускаемых напряжений. Для этого следует вернуться к пункту 3.

5.13. Уточнение КПД редуктора

. (29)

Сомножитель 0,9 учитывает потери в уплотнениях и на барботаж (размешивание и разбрызгивание масла).

Угол трения ϕ выбирается по коэффициенту трения *f* из таблицы 3.8 в зависимости от скорости скольжения *VS*. Значения угла трения в таблице 3.8 даны с учетом потерь в подшип­никах качения

5.14. Моменты на валах и силы, действующие в зацеплении.

Момент на валу червяка

; (30)

Окружные силы на червяке и на колесе

; . (31)

Осевые силы на червяке и на колесе

; . (32)

Радиальные силы при угле зацепления α=200

. (33)

**Пункт 6**. Проверка контактной прочности.

6.1. Условие контактной прочности

. (34)

Отклонения от допускаемых напряжений

 . (35)

 Недогрузка допускается до 15%, перегрузка допускается до 5%.

6.2. Проверка жесткости червяка. Прогиб тела червяка в среднем сечении

 мм. (36)

Оптимальное значение прогиба червяка должно укладываться в пределы

[*y*]=(0,005...0,008)⋅*m*, (37)

допускается некоторое превышение допускаемых значений в пределе запаса жесткости по прогибу

. (38)

*L* - расстояние между опорами червяка, которое до получения точ­ного значения по чертежу, можно принять

 *L*=0,9⋅*daM*2. (39)

*E* - модуль упругости, равный 2⋅105 Мпа.

*I* - осевой момент инерции сечения тела червяка по диаметру впа­дин

 . (40)

Большой запас по жесткости означает, что червяк имеет большой диаметр, следовательно малый угол подъема винтовой линии, что снижает КПД передачи.

Жесткость ниже нормы недопустима, поскольку излишний прогиб бу­дет искажать положение контактных линий, что приведет к кромочным контактам и быстрому износу передачи.

6.3. Проверка изгибной прочности зуба колеса.

Допускаемые циклические напряжения изгиба

. (41)

Эквивалентное число циклов при постоянном режиме нагружения

. (42)

При *NFE* < 106 подставляют 106, при *NHE* > 25⋅107, подставляют 25⋅107.

### Рабочие напряжения изгиба зуба колеса

. (43)

Коэффициент формы зуба *YF* выбирается из таблицы 3.9 по эквивалентному числу зубьев

 , (44)

6.4. Проверка теплостойкости редуктора.

Температура масла в картере редуктора

. (45)

Следует уточнить значение мощности на валу червяка

  квт. (46)

*t*0 - температура окружающей среды. Для цеховых помещений *t* =200C.

*K*т - коэффициент теплоотдачи, равный 12...18 вт/(м2⋅0C ). В ти­пажных конструкциях принимают 16.

*A* - поверхность теплоотдачи корпуса редуктора, м2. При ориентиро­вочных расчетах принимают

  м2. (47)

Межосевое расстояние подставляется в м.

ψ - коэффициент отвода тепла через раму или плиту, примем ψ = 0,2.

[t] - допускаемая температура нагрева масла без потери его пер­воначальных свойств, принимается

 [*t*] = 900 C. (48)

**Пункт 7.** Систематизация параметров

Составим таблицы параметров передачи, червяка и колеса, занесем в них вычисленные и вычислим недостающие. Параметры, вычисляемые в пункте 7 обозначе­ны звездочкой.

**Таблица *А***

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование параметра передачи | Обозначение | Значение |
| 1 | Межосевое расстояние | *aW* |  |
| 2 | Передаточное число | U |  |
| 3 | Модуль зацепления | *m* |  |
| 4 | Коэффициент сдвига инструмента | X |  |
| 5 | Коэффициент полезного действия редуктора | η |  |
| 6 | Скорость скольжения м/с | *VS* |  |

**Таблица *B***

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование параметра червяка | Обозначение | Значение |
| 1 | Число витков | *Z*1 |  |
| 2 | Коэффициент делительного диаметра | *q* |  |
| 3 | Коэффициент начального диаметра | *qW* |  |
| 4 | Делительный угол подъема винтовой линии | γ |  |
| 5 | Начальный угол подъема винтовой линии | γ*W* |  |
| 6 | Делительный диаметр | *d*1 |  |
| 7 | Начальный диаметр | *dW*1 |  |
| 8\* | Диаметр выступов | *da*1 |  |
| 9 | Диаметр впадин | *df*1 |  |
| 10\* | Длина нарезанной части | *b*1 |  |
| 11 | Тип (профиль) червяка |  |  |
| Формулы для подсчета параметров, обозначенных звездочкой,..Коэффициенты *C*1 и *C*2 выбираются из таблицы 2.10.Для фрезерованных и шлифованных червяков длина нарезанной части червяка *b*1 увеличивается на:25 мм при *m*<10;35...40 мм при *m*=10...16;50 мм при *m*>16. |

**Таблица *C***

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № | Наименование параметра колеса | Обозначение | Значение |
| 1 | Число зубьев | *Z*2 |  |
| 2 | Делительный (начальный) диаметр | *d*2 |  |
| 3 | Диаметр выступов | *da*2 |  |
| 4\* | Диаметр впадин | *df*2 |  |
| 5 | Наибольший диаметр | *daМ*2 |  |
| 6\* | Ширина колеса | *b*2 |  |
| 7\* | Условный угол обхвата колеса | 2δ |  |
|  для червяков *ZA*; *ZN*; *ZK*. при *Z*1=1; 2.  при *Z*1=4.. |

## Таблица 3.1

|  |  |
| --- | --- |
| Ряды | Передаточное число |
| 1 ряд | 8; 11; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80 |
| 2 ряд | 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71 |

## Таблица 3.2

|  |  |
| --- | --- |
| Червячное колесо | Червяк |
| Материал | ПределпрочностиσВ , Мпа | ПределтекучестиσТ , Мпа | Марка стали | Твердость |
| БронзаБрО10Ф1 | 220...260 | 120...150 | 40; 50; 20Х; 40Х; 40ХН | *HRC* 45...62 |
| БронзаБр ОНФ | 290 | 170 | 20ХН3А; 12ХН3А;18ХГТ |  |
| БронзаБрА9Ж4 | 400...500 | 200 | 40ХН; 30ХГН; 20ХГР | *HRC* 45...50 |
| БронзаБрА10Ж4Н4 | 600 | 200 | 20ХН3А; 38ХГН |  |
| Чугун18-36 | 360 | − | 45; 50 | HB<350 |
| Чугун28-48 | 480 | − | Ст6 |  |
| Нижний предел σВ и σТ соответствует отливке в землю, верхний предел - для отливки в кокиль или центробежным способом. |

## Таблица 3.3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Скоростьскольжения*VS*, м/с | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | ≥8 |
| Коэффициент*CV* | 1,33 | 1,21 | 1,11 | 1,02 | 0,95 | 0,88 | 0,83 | 0,8 |

## Таблица 3.4

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материалколеса | Состояниечервяка | Коэффициенты |
| *D*1 | *D*2 |
| Безоловянистаябронза | Цементированный шлифованный иполированный | 300 | 25 |
| Закаленный ТВЧшлифованный и полированный | 275 |
| Чугун | Закаленный ТВЧ | 200 | 35 |
| Улучшенный | 175 |

## Таблица 3.5

|  |  |
| --- | --- |
| Ряды | Межосевое расстояние |
| 1 ряд | 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500 |
| 2 ряд | 140; 180; 225; 280; 355; 450 |

## Таблица 3.6

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Диапазон передаточного числа | 8...14 | 14...31,5 | 31,5...80 |
| Число витков (заходов) червяка | 4 | 2 | 1 |

## Таблица 3.7

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *m*, мм | *q* | *m*, мм | *q* |
| 2 | 8; 10; (12); 12,5; 16; 20 | (7) | (12) |
| 2.5 | 8; 10; (12); 12,5; 16; 20 | 8 | 8; 10; 12,5; 16; 20 |
| (3) | (10); (12) | 10 | 8; 10; 12,5; 16; 20 |
| 3,15 | 8; 10; 12,5; 16; 20 | (12) | (10\*\*) |
| (3,5) | (10); (12\*); (14\*) | 12,5 | 8; 10; 12,5; 16; 20 |
| 4 | 8; (9); 10; (12\*); 12,5; 16; 20 | (14) | (8\*\*\*) |
| 5 | 8; 10; 12,5; 16; 20 | 16 | 8; 10; 12,5; 16 |
| (6) | (9); (10) | 20 | 8; 10 |
| 6,3 | 8; 10; 12,5; 14; 16; 20 |  |  |
| Значения в скобках допускаются, но не рекомендуются.(\*) применяются при *Z*1=1.(\*\*) применяется при *Z*1=1; 2.(\*\*\*) применяется при *Z*1=2. |

## Таблица 3.8

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *VS*м/с | Коэффициенттрения взацеплении*f* | Уголтрения в зацепленииϕ | *VS*м/с | Коэффициенттрения взацеплении*f* | Уголтрения взацепленииϕ |
| 0,01 | 0,10...0,12 | 5040′...6050′ | 2,5 | 0,03...0,04 | 1040′...2020′ |
| 0,1 | 0,08...0,09 | 4030′...5010′ | 3 | 0,028...0,035 | 1030′...2000′ |
| 0,25 | 0,065...0,075 | 3040′...4020′ | 4 | 0,023...0,030 | 1020′...1040′ |
| 0,5 | 0,055...0,065 | 3010′...3040′ | 7 | 0,018...0,026 | 1000′...1030′ |
| 1 | 0,045...0,055 | 2030′...3010′ | 10 | 0,016...0,024 | 0055′...1020′ |
| 1,5 | 0,04...0,05 | 2020′,,,2050′ | 15 | 0,014...0,022 | 0050′...1010′ |
| 2 | 0,035...0,045 | 2000′...2030′ |  |  |  |
| Значения *f* и ϕ даны с учетом потерь в подшипниках качения. |

## Таблица 3.9

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *ZV* | *YF* | *ZV* | *YF* | *ZV* | *YF* | *ZV* | *YF* |
| 20 | 1,98 | 30 | 1,76 | 40 | 1,55 | 80 | 1,34 |
| 24 | 1,88 | 32 | 1,71 | 45 | 1,48 | 100 | 1,30 |
| 26 | 1,85 | 35 | 1,64 | 59 | 1,45 | 150 | 1,27 |
| 28 | 1,80 | 37 | 1,61 | 60 | 1,40 | 300 | 1,24 |

##### **Таблица 3.10**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Числовитков *Z*1 | Коэффициенты | Коэффициент сдвига инструмента *X* |
| −1 | −0,5 | 0 | +0,5 | +1 |
| 1 и 2 | *C*1 | 10,5 | 8 | 11 | 11 | 12 |
|  | *C*2 | 1,00 | 0,06 | 0,06 | 0,1 | 0,1 |
| 4 | *С*1 | 10,5 | 9,5 | 12,5 | 12,5 | 13 |
|  | *C*2 | 1,00 | 0,09 | 0,09 | 0,1 | 0,1 |

А л г о р и т м №4

расчета **цепной передачи** роликовой цепью

Для расчета передачи должно быть задано:

−  Вид машины, к которой осуществляется привод.

−  Характеристика двигателя, в том числе его мощность *P*1 и частота вращения его ротора *n*1.

−  Передаточное отношение передачи *U*.

−  Угол наклона передачи к горизонту ψ.

−  Межосевое расстояние *a*. Если межосевое расстояние не задано, оно выбирается, как это будет показано далее.

−  Условия окружающей среды (возможность подвода смазки, температура, запыленность и т.д.).

−  Режим работы (число смен работы - 1,2,3).

Р А С Ч Ё Т

1.Крутящий момент на валу малой ведущей звездочки

 Нм.

2.Предварительно принять однорядную роликовую цепь повышенной точности типа ПР или нормальной точности - ПРЛ (табл. 4.1).

3.Выбрать число зубьев малой звездочки. Рекомендуется минимальное число зубьев малой звездочки

.

Число зубьев большой звездочки

.

4.Предварительно по крутящему моменту на ведущем валу *T*1,Нм, определить шаг цепи *P*. Рекомендуется для одно­рядной цепи

 мм.

Числовые коэффициенты:

*Kp*=12,8 - для роликовой цепи повышенной точности типаПР;

*Kp*= 13,5 - для роликовой цепи нормальной точности типа ПРЛ.

Из таблицы 4.1 предварительно выбрать самую легкую цепь из номенклатуры принятого шага, записать обозначение цепи и ее основные параметры:

- шаг цепи *P*, мм;

- проекция опорной поверхности шарнира *A*, мм2;

- разрушающая нагрузка *F*Р, Кн;

- масса одного погонного метра цепи *q*, кг.

Из таблицы 4.2 для выбранной цепи при *n*1 об/мин ин­терполяцией определить допускаемое удельное давление в шарнире из условия износостойкости [*p*]0 Мпа.

По таблице 4.3 проверим скоростной режим передачи. Для выбранного шага рекомендуемая частота – *n*рек, предельное значение – *n*пр об/мин. Если частота вращения малой звездочки рассчи­тываемой передачи больше рекомендуемой, но меньше предельной, в конструкции следует пре­дусмотреть повышенную точность изготовления звездочек и сборки пе­редачи, а также качественную смазку в виде регулярной картерной. Выше предельной скорости работа не допускается, в этом случае следует изменить частоту вращения ведущей звездочки.

5. Определение межосевого расстояния, если оно не задано, из интервала

*a*=(30...50)*P*.

где *P* - выбранный шаг цепи, мм.

5.Определение коэффициента эксплуатации (табл. 4.4)

*К*э= *К*д⋅ *К*а⋅ *К*н⋅ *К*рег⋅ *К*см⋅ *К*реж ⋅*К*т .

6.Допускаемое окружное усилие из условия износостойкости

 Н.

Коэффициент рядности *m*р выбрать из таблицы 4.7.

Допускаемый момент на малой звездочке

 Нм.

Должно соблюдаться следующее условие износостойкости

*T*1< [*T*1].

При несоблюдении указанного условия, следует выбрать более тяжелую цепь того же шага, если таковая есть в номенклатуре. В противном случае можно выбрать многорядную цепь того же шага или перейти на другой шаг. Не следует допускать и значительное (в 2 и более раз) превышение допускаемого момента. В этом случае можно исследовать возможность использования цепи с меньшим шагом.

При отрицательном результате проверки в предыдущем пункте и выборе другой цепи, вернуться к пункту 4 и повторить расчет.

7. Геометрия передачи

Делительный диаметр звездочек

 .

Число звеньев цепи

 .

Число звеньев должно быть целым, желательно четным, чтобы не приме­нять изогнутых соединительных звеньев.

Уточнение межосевого расстояния 

.

Для обеспечения провисания цепи межосевое расстояние следует умень­шить на (0,002...0,004)⋅*a*. Таким образом, при монтаже передачи межосевое расстояние *a*монт следует выдержать в размере

*a*монт=(0,998...0,996)⋅*a*, мм.

8.Проверка средней скорости

 м/с.

При отрицательном результате проверки изменить частоту вращения ведущей звездочки соответствующим выбором двигателя и передаточного отношения, после чего пересчитать, начиная с пункта 1.

 9.Проверка по числу ударов звеньев в сек. (табл.4.5)

 1/с.

При отрицательном результате проверки следует увеличить межосевое расстояние.

10.Определение натяжения ведущей ветви цепи и нагрузки на валы

*F*1= *Ft* + *Fq* + *FV*.

Окружное усилие

 Н.

Натяжение ветви от ее провисания

*Fq*= *Kf* ⋅*a*⋅*q*⋅*g* ,

где *Kf* - коэффициент провисания:

для горизонтальной передачи *Kf*=6;

для передачи, наклоненной под 400 к горизонту

*Kf*=3;

для вертикаль­ной передачи *Kf*=1.

*a*-межосевое расстояние в метрах;

*q*-погонная масса цепи в кг/м;

*g*-ускорение свободного падения в м/с2.

Натяжение ветви от центробежных сил

*FV*= *q*⋅*V* 2, Н.

Нагрузка на валы

*F*вал=1,1⋅*F*1 , Н.

11.Проверка статической прочности цепи (табл.4.6).

Коэффициент запаса статической прочности

.

При несоблюдении указанного условия, следует выбрать более тяжелую цепь того же шага, если таковая есть в номенклатуре. В противном случае можно выбрать многорядную цепь того же шага или перейти на другой шаг.

###### Таблица 4.1

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначениецепи | Шагцепи,мм | Диа-метрвалика*d*, мм | Длинавтулки*B*, мм | Проекцияопор-ной по-верхностишарнира*A*, мм | Разру-шаю-щаянагруз-ка, *F*р,кН | Мас-са 1мцепи*q*, кг,кг/м |
| ПР-8-460 | 8,00 | 2,31 | 4,77 | 11,0 | 4,60 | 0,20 |
| ПР-9,525-910 | 9,525 | 3,28 | 8,53 | 28,0 | 9,10 | 0,45 |
| ПР-12,7-900-1 | 12,7 | 3,66 | 4,9 | 17,9 | 9,00 | 0,30 |
| ПР-12,7-900-2 | 12,7 | 3,66 | 5,8 | 21,0 | 9,00 | 0,35 |
| ПР-12,7-1820-1 | 12,7 | 4,45 | 8,9 | 40,0 | 18,2 | 0,65 |
| ПР-12,7-1820-2 | 12,7 | 4,45 | 11,3 | 50,0 | 18,2 | 0,75 |
| 2ПР-12,7-3200\* | 12,7 | 4,45 | 11,3 | 100 | 32,0 | 1,35 |
| ПР-15,875-2270-1 | 15,875 | 5,08 | 10,78 | 55,0 | 22,7 | 0,80 |
| ПР-15,875-2270-2 | 15,875 | 5,08 | 13,95 | 71,0 | 22,7 | 1,0 |
| 2ПР-15,875-4500\* | 15.875 | 5,08 | 13,95 | 142 | 45,0 | 1,85 |
| ПР-19,05-3180 | 19,05 | 5,96 | 17,75 | 105 | 31,8 | 1,9 |
| 2ПР-19,05-6400\* | 19,05 | 5,96 | 17,75 | 211 | 64,0 | 2,9 |
| ПР-25,4-5670 | 25,4 | 7,95 | 22,61 | 180 | 56,7 | 2,6 |
| 2ПР-25,4-11400\* | 25,4 | 7,95 | 22,61 | 360 | 114 | 5,01 |
| ПР-31,75-8850 | 31,75 | 9,55 | 27,46 | 260 | 88,5 | 3,8 |
| 2ПР-31,75-17700\* | 31,75 | 9,55 | 27,46 | 520 | 177 | 7,31 |
| ПР-38,1-12700 | 38,1 | 11,12 | 35,46 | 395 | 127,0 | 5,5 |
| 2ПР-38,1-25400\*  | 38,1 | 11,12 | 35,46 | 790 | 254 | 11,0 |
| ПР-44,45-17240 | 44,45 | 12,72 | 37,19 | 473 | 172,4 | 7,5 |
| 2ПР-44,45-34400\* | 44,45 | 12,72 | 37,19 | 946 | 344 | 14,36 |
| ПР-50,8-22680 | 50,8 | 14,29 | 45,21 | 646 | 226,8 | 9,7 |
| 2ПР-50,8-45400\* | 50,8 | 14,29 | 45,21 | 1292 | 454 | 19,1 |
| Цепи, отмеченные звездочкой, - двухрядные.Без звездочки - однорядные. |

###### Таблица 4.2

|  |  |
| --- | --- |
| Шаг *P*, мм | [*p*]0, Мпа при частоте вращения малой звездочки, об/мин |
| 50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 | 3200 |
| 12,7...15,875 | 35 | 31,5 | 28,5 | 26 | 24 | 22,5 | 21 | 18,5 | 16,5 | 15 | 14 | − |
| 19,05...25,4 | 35 | 30 | 26 | 23,5 | 21 | 19 | 17,5 | 15 | − | − | − | − |
| 31,75...38,1 | 35 | 29 | 24 | 21 | 18,5 | 16,5 | 15 | − | − | − | − | − |
| 44,45...50,8 | 35 | 26 | 21 | 17,5 | 15 | − | − | − | − | − | − | − |

###### Таблица 4.3

|  |  |
| --- | --- |
| Типцепи | Частота вращения малой звездочки |
| ПР,ПРЛ | Шаг | 8 | 9,525 | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,4 | 50,8 |
| Рекомен-дованнаядо nрек | 3000 | 2500 | 1250 | 1000 | 900 | 700 | 500 | 400 | 300 | 250 |
| Предель-наядо nпр | 6000 | 5000 | 3150 | 2300 | 1800 | 1200 | 1000 | 900 | 600 | 400 |
| В случае *n*рек≤*n*1≤*n*пр необходима повышенная точность изготовления звездочек, точность монтажа и обильная смазка. |

###### Таблица 4.4

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Коэф-фици-ент | Наименование | Условия | Значениекоэффи-циента |
| *K*д | Коэффициент динамичностинагрузки | Спокойная нагрузкаНагрузка с толчкамиПри сильных ударах | 1,01,2...1,51,8 |
| *K*a | Коэффициент межосевогорасстояния | *a*=(30...50)⋅*P**a*<30⋅*P**a*>50⋅*P**P* - шаг цепи в мм | 1,01,250,9 |
| *K*н | Коэффициент наклонапередачи к горизонту | Угол наклона ψ<450Угол наклона ψ>450 | 1,00,15 |
| *K*рег | Коэффициент регулировки натяжения ветвей передачи | Изменением межосевого расстоянияС натяжной звездочкойБез регулировки | 1,01,11,25 |
| *K*см | Коэффициент смазки | В масляной ваннеРегулярная капельнаяПериодическая | 0,81,01,5 |
| *К*реж | Коэффициент режима | Односменная работаДвухсменная работаТрехсменная работа | 1,01,251,45 |
| *К*т | Коэффициент температурыокружающей среды | -25<*T*0≤150Другие условия | 1,0>1,0 |

###### Таблица 4.5

|  |  |
| --- | --- |
| Типцепи | Допускаемое число ударов шарнира в сек. [*U*уд] при шаге цепи *P*, мм |
| Шаг | ≤12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| Роликовая,втулочная | 60 | 50 | 35 | 30 | 25 | 20 | 15 | 15 |

###### Таблица 4.6

|  |  |
| --- | --- |
| Шагцепи | Допускаемый запас статической прочности цепи [*K*]при частоте вращения малой звездочки n1 об/мин |
| до50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 |
| 12,7... 15,875 | 7 | 7,8 | 8,5 | 9,3 | 10,2 | 11 | 11,7 | 13,2 | 14,8 | 16,3 | 18 |
| 19,05... 25,4 | 7 | 8,2 | 9,3 | 10,3 | 11,7 | 12,9 | 14 | 16,3 | − | − | − |
| 31,75... 38,1 | 7 | 8,5 | 10,2 | 13,2 | 14,8 | 16,3 | 19,5 | − | − | − | − |
| 44,45... 50,8 | 7 | 9,3 | 11,7 | 14 | 16,3 | − | − | − | − | − | − |

###### Таблица 4,7

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Число рядов цепи  | 1 | 2 | 3 |
| Коэффициент рядности цепи *m*р | 1 | 1,7 | 2,5 |

Алгоритм №5

расчёта **плоскоремённой** передачи

В техническом задании должно быть указано:

* машина, к которой осуществляется привод;
* передаваемая мощность или крутящий момент и частота вращения;
* передаточное отношение;
* расположение передачи в пространстве;
* число смен в сутки работы передачи.

Пункты алгоритма расчета

1.Подготовка расчётных параметров.

2.Ориентировочное определение диаметра малого шкива и скорости ремня.

3.Выбор типа ремня, его толщины; уточнение диаметра малого шки­ва из условия обеспечения долговечности.

4.Расчёт плоской геометрии.

5. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

6.. Определение допускаемых полезных напряжений, по ним определе­ние ширины ремня из условия обеспечения тяговой способности.

7. Определение максимальных напряжений в ведущей ветви ремня.

8. Определение натяжения ветвей передачи и сил, действующих на валы и опоры.

9. Определение долговечности передачи.

Расчёт

1.Подготовка расчётных данных.

* 1. Момент на валу ведущего малого шкива

 Нм. (1)

2.Ориентировочное определение диаметра малого шкива.

 мм. (2)

*P*1 – мощность на ведущем шкиве, квт.

По формуле (2) подсчитать диапазон диаметров, соответствующий числовым коэффициентам.

Окружная скорость

 м/с. (3)

В формулу (3) следует подставлять диапазон диаметров малого шкива *d*1, мм.

3.Выбор типа ремня, его толщины; уточнение диаметра малого шки­ва из условия обеспечения долговечности.

3.1 По скорости предварительно выберем ремень резинотканевый из бельтинга (специальная техническая ткань) многослойный типа Б-820. Эти ремни существуют трех типов:

тип А – нарезные ремни с резиновыми прослойками между всеми слоями, применяется при скоростях до 20…30 м ⁄с;

тип Б – послойно завернутые ремни как с резиновыми прослойками между слоями, так и без них при скоростях более 15 м ⁄с;

тип В – спирально завернутые без резиновых прослоек между слоями при скорости менее 15 м ⁄с.

3.2 Из диапазона диаметров (2) выбрать значение диаметра малого шкива *d*1 и согласовать его со стандартом (табл.5.1).

3.3 По таблице 5.2 по диаметру малого шкива выбрать число слоев *i*.

3.4 Для выбранного типа ремня из таблицы 5.3 принять значение толщины одного слоя ремня Δ. Тогда толщина ремня

 δ = Δ⋅*i*.

Вычисленную толщину ремня следует проверить по условию обеспечения долговечности:

рекомендуется

, (4)

допускается

. (5)

Если соотношения (4) и (5) не выполняются, следует изменить диаметр малого шкива и повторить расчет с начала пункта 3.

4. Расчет плоской геометрии.

4.1 Диаметр ведомого шкива

, (6)

где ξ - коэффициент скольжения ремня по шкиву. Для плоскоремённой передачи он равен 0,01.

По таблице 5.1 принять ближайшее значение *d*2.

4.2 Уточнить передаточное число

. (7)

Отклонение

 . (8)

4.3. Вычислить межосевое расстояние.

Оптимальным считается межосевое расстояние

 . (9)

Проверка межосевого расстояния по углу обхвата на малом шкиве

 (10)

где

 . (11)

4.4.Длина ремня.

  (12)

где

  (13)

Примечание: в передаче с натяжным роликом угол охвата на малом шкиве и длина ремня определяется графически по вычерченной в масштабе схеме передаче. Диаметр натяжного ролика определяется по соотношению

*d*рол = 0,8*d*1.

5. Проверить длину ремня по числу пробегов ремня в секунду

 . (14)

Скорость подсчитать по выбранному диаметру малого шкива по формуле (3). Длина подставляется в м.

При несоблюдении условия (14), следует увеличить межосевое расстояние и вернуться к формуле (10).

6. Определение допускаемых полезных напряжений, по ним определе­ние ширины ремня из условия обеспечения тяговой способности.

6.1. Приведенные полезные напряжения

 , (15)

где *W* и *w* – вспомогательные коэффициенты. Для прорезиненных ремней с напряжениями предварительного натяжения σ0 = 1,8 Мпа

 *W* = 2,5; *w* = 10. (16)

6.2. Коэффициент, учитывающий угол наклона межосевой линии к горизонту *C*0. Выбирается из таблицы 5.4.

6.3. Коэффициент, учитывающий угол обхвата

*C*α = 1 – 0,003(180 − α10). (17)

6.4. Коэффициент, учитывающий окружную скорость

*Cv* = 1,05 – 0,0005*V* 2 . (18)

6.5. Коэффициент, учитывающий режим работы и динамичность нагрузки *C*р. Выбирается из таблицы 5.5.

6.6. Допускаемые полезные напряжения

 . Мпа (19)

6.7. Окружное усилие

 Н. (20)

6.8. Ширина ремня

 мм. (21)

По таблице 5.3 в соответствии с выбранным типом ремня принять ближайшее большее значение ширины ремня *b*.

7. Определение натяжения ветвей передачи и сил, действующих на валы и опоры.

7.1. Принять напряжение предварительного натяжения

σ0 = 1,8 Мпа. (22)

7.2. Полезные напряжения

  Мпа. (23)

7.3. Напряжения изгиба на малом шкиве

 Мпа, (24)

где *E* =80…120 Мпа – модуль продольной упругости.

7.4. Напряжения от действия центробежных сил

 Мпа, (25)

где *q* – плотность материала ремня, для прорезиненного ремня

*q* = 1100…1200 кг⁄м. (26)

7.5. Максимальные напряжения в ведущей ветви ремня

 Мпа. (27)

8. Определение натяжения ветвей передачи и сил, действующих на валы и опоры.

8.1. Предварительное натяжение

  Н. (28)

При монтаже передачи один из шкивов следует сместить в сторону увеличения межосевого расстояния с усилием 2*F*0.

8.2. Натяжение от окружного усилия

 , Н. (29)

8.2. Натяжение ведущей ветви

 , Н. (30)

8.3. Натяжение ведомой ветви

, Н. (31)

8.4. Усилие, действующее на валы и опоры передачи

, Н . (32)

9. Определить долговечность ремня

 , час, (33)

где σ*N* - предел выносливости материала ремня. Для плоских прорезиненных ремней с прослойками σ*N* = 6 Мпа, без прослоек σ*N* = 7 Мпа.

σ*max* – максимальные напряжения в ремне (27).

*m* – степень кривой усталости. Для плоских прорезиненных ремней *m* = 5.

*CU* – коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на долговечность ремня в зависимости от напряжений изгиба. Этот коэффициент выбирается из таблицы 5.6.

*C*н – коэффициент переменности режима работы передачи. При постоянной нагрузке *C*н = 1, при переменной нагрузке *C*н = 1,8.

ν - число пробегов ремня в секунду по формуле (14).

Если число часов по формуле (33) получилось менее 2000, следует внести конструктивные изменения:

1. Увеличить диаметр малого шкива. При этом уменьшится напряжение изгиба, следовательно, и суммарное напряжение;
2. Увеличить межосевое расстояние. При этом уменьшится число пробегов ремня в секунду;
3. При невозможности увеличения радиальных размеров (диаметров и межосевого расстояния) можно увеличить ширину ремня. При этом уменьшатся полезные напряжения, и, следовательно, уменьшатся суммарные напряжения.

**Таблица 5.1**.

 Ряд стандартных диаметров шкивов

|  |
| --- |
| 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600.  |

**Таблица 5.2.**

Соотношение числа слоев и диаметра малого шкива для прорезиненных ремней из бельтинга Б-820

|  |  |
| --- | --- |
| Число слоев *i* | Диаметр малого шкива *d*1, мм |
| Рекомендуемый | Допускаемый |
| 2 | 100 | 80 |
| 3 | 160 | 125 |
| 4 | 224 | 180 |
| 5 | 280 | 250 |
| 6 | 355 | 315 |

**Таблица 5.3.**

 Ремни прорезиненные из бельтинга типа Б-820

|  |  |
| --- | --- |
| Ширина ремня, *b*, мм | Число слоев *i* |
| Тип ремня | Тип ремня |
| А | Б | В | А | Б | В |
| − | 20,25,30,40,45 | 20,25,30,40 | − | 2 | 3 |
| 20,25,30,40,45,50,60,(65),70,75 | − | 50,60,(65),70,75 | 3…5 | − | 3…5 |
| 80,85,90,100 | − | 80,85,90,100 | 3…6 | − | 3…6 |
| (115),(120),125,150,(175),200 | 150,200 | 125,150,200,250 | 4…6 | 4…6 | 4…6 |
| Толщина одного слоя Δ, мм |
| с резиновой прослойкой | 1,5 | 1,5 | − |
| без резиновой прослойки | 1,25 | 1,25 | 1,25 |
| Примечание: ремни с резиновой прослойкой более гибкие. |

**Таблица 5.4**.

 Значения коэффициента *C*0

|  |  |
| --- | --- |
| Тип передачи | Угол наклона к горизонту, град.  |
| 0…60 | 60…80 | 80…90 |
| Периодически регулируемая  | 1 | 0,9 | 0,8 |
| Автоматически регулируемая | 1 | 1 | 1 |

**Таблица 5.5.**

Значения коэффициента режима работы и динамичности нагрузки *C*р при односменной работе

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Характер нагрузки | Тип машины | *C*р |
| Спокойная нагрузка. Пусковая нагрузка до 120% номинальной | Электрические генераторы. Вентиляторы. Ленточные транспортеры. Токарные, сверлильные, шлифовальные станки.  | 1,0 |
| Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% номинальной. | Пластинчатые транспортеры. Станки- автоматы. Фрезерные станки.  | 0,9 |
| Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% номинальной. | Реверсивные приводы. Строгальные и долбежные станки. Транспортеры винтовые и скребковые. Винтовые и эксцентриковые прессы с тяжелым маховиком. | 0,8 |
| Весьма неравномерная и ударная нагрузка Пусковая нагрузка до 300% номинальной. | Подъемники, экскаваторы. Винтовые и эксцентриковые прессы с легким маховиком. Ножницы, молоты, бегуны, мельницы. | 0,7 |
| Примечание: при двухсменной работе коэффициент *С*р уменьшить на 0,1; при трехсменной работе коэффициент *С*р уменьшить на 0,2. |

**Таблица 5.6.**

 Коэффициент, учитывающий влияние передаточного числа на долговечность ремня в зависимости от напряжений изгиба.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передаточное число *U* | 1 | 1,26 | 1,41 | 2 | 4 |
| *CU* | 1 | 1,3 | 1,4 | 1,7 | 1,9 |

Алгоритм №6

расчета клиноременной передачи

Для расчета клиноременной передачи привода в техническом задании должно быть задано:

- к какой машине проектируется привод;

- мощность на входе *P*1 или на выходе *P*2 ;

- частота вращения входного *n*1 или выходного *n*2 вала;

- передаточное число *U*;

- угол наклона передачи ϕ;

- число смен работы в сутки.

Пункт 1. Подготовка расчетных параметров.

Определить параметры, необходимые для расчета крутящего момента на ведущем шкиве. Определить крутящий момент на валу ведущего шкива.

. (1)

Пункт 2. Выбор профиля сечения ремня его геометрии и минимального зна­чения диаметра малого шкива.

2.1. По таблице 6.1 по крутящему моменту на валу ведущего шкива выбрать 2...3 профиля, для которых параллельно провести расчеты.

2.2. В первом приближении принять диаметр малого шкива d1 равным минимальному значению из таблицы 6.1.

2.3. Проверить диаметр по скорости ремня

 м/с. (2)

Пункт3. Расчёт плоской геометрии.

3.1.Определение диаметра второго шкива:

 (3)

где ξ - коэффициент упругого скольжения под полной нагрузкой. Для клиноремённой передачи ξ=0,02.

Диаметр округлить по ряду предпочтительных чисел R40 (табл.6.2) .

3.2. Уточнить передаточное число

 (4)

и вычислить отклонение передаточного числа от номинала

  (5)

где - передаточное число по техническому заданию.

3.3.Определить межосевого расстояния.

Минимально допустимое межосевое расстояние

*amin*=0,55⋅(*d*1+*d*2)+*h* . (6)

При меньшем значении шкивы будут задевать друг друга.

Оптимальное значение межосевого расстояния определяется в зави­симости от *U* (табл.6.3)

. (7)

3.4. Определить длину ремня по нейтральному слою (на рисунке профиля - по уровню штрих-пунктирной линии)

 (8)

где

 (9)

Длину ремня следует принять по стандарту (табл.6.4)

Из стандарта выбираем ближайшую большую длину.

По стандартной длине вычислить межосевое расстояние

 (10)

Для возможности надевания ремня на шкивы следует предусмотреть уменьшение межосевого расстояния на величину 0,015*L*, то есть уменьшенное значение

*a*1 = *a* - 0,015*L* . (11)

Полученное значение следует сравнить с минимальным межосевым расстоянием, должно быть

 *a*1 >*amin*. (12)

Для компенсации вытяжки ремней необходимо предусмотреть возмож­ность увеличения межосевого расстояния на 0,03*L*, то есть

 *a*2 = *a* + 0,03*L*. (13)

При проектировании привода следует предусмотреть возможность перемещения натяжного устройства на величину

 . (14)

Проверка угла обхвата на малом шкиве

 (15)

Пункт 4. Определение числа ремней по тяговой способности с учетом долговечности.

4.1.Допускаемые приведённые полезные напряжения для передачи с ремнями нормальных сечений:

 (16)

для ремней узких сечений

 (17)

где ν - число пробегов ремня в секунду

  (18)

*de* - эквивалентный диаметр малого шкива

 (19)

 (20)

4.2.Допускаемые полезные напряжения

 (21)

Коэффициент угла обхвата на малом шкиве

Коэффициент режима *C*р: при односменной работе *C*p=1, при двухсменной работе *C*р=0,87, при трехсменной работе *C*р=0,72.

, (23)

 . (24)

4.3.Окружное усилие

 (25)

4.4.Число ремней

 , (26)

где *A* - площадь поперечного сечения одного ремня;

 *C*Z- коэффициент неравномерности загрузки ремней. Предварительно его можно принять 0,95, окончательно он выбирается после определе­ния числа ремней (табл.6.5) с последующим уточнением Z.

Пункт 5. Оптимизация параметров.

За критерий оптимизации примем межосевое расстояние.

Как было отмечено ранее, оптимальным межосевое расстояние будет тогда, когда оно согласовано с передаточным числом и диаметром ве­домого шкива. Обозначим

  , (27)

и выберем этот коэффициент из таблицы 6.3.

Выразим через этот коэффициент диаметр шкива *d*2 и определим его значение

. (28)

По ряду *R*40 (табл.6.2) принять значение *d*2.

Диаметр малого шкива

 . (29)

По ряду *R*40 (табл.6.2) принять значение *d*1.

Уточнить передаточное отношение *U* и сравнить его отклонение ΔU% с допускаемым (пункт 3.2).

Уточнить оптимальное значение межосевого расстояния

 . (30)

и его минимальное значение (пункт 3.3).

Уточнить скорость движения ремня и повторить расчет, начиная с пункта 3.4.

Пункт 6. Анализ вариантов.

Сравнить габаритный размер вдоль межосевого расстояния

 *G*= *d*ср + *a* + *h*. (31)

Сравнить напряжения изгиба в ремне на малом шкиве

 . (32)

Модуль упругости ремня можно принять *E*=400 Мпа. Значение y0 берется из таблицы 6.1.

 Пункт 7. Натяжение ветвей передачи, силы, действующие на валы и опоры передачи.

7.1.Предварительное натяжение

  . (33)

Напряжение предварительного натяжения для клиноремённой передачи с нормальным ремнем принимается в пределах σ0 =1,2...1,5 Мпа, с узким ремнем – 3…3,5 Мпа.

7.2.Натяжение ведущей ветви

 . (34)

7.3.Натяжение ведомой ветви

 . (35)

7.4.Сила, действующая на валы и опоры передачи

 (36)

где . (37)

Пункт 8. Расчёт геометрии шкивов.

Геометрия и конструкция шкивов представлена в [1].

Литература

1. Д.Н. Решетов Детали машин. М., 1989.
2. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов Конструирование узлов и деталей машин. М.,2003.

**Таблица 6.1**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначе-ние профиля | *b*р, мм | *b*0, мм | *h*, мм  | *y*0, мм | *A*, мм2 | *d*min, мм | *T*1, Нм |
| О | 8,5 | 10 | 6 | 2,1 | 47 | 63 | <25 |
| А | 11 | 13 | 8 | 2,8 | 81 | 90 | 11...70 |
| Б | 14 | 17 | 10,5 | 4,0 | 138 | 125 | 40...190 |
| В | 19 | 22 | 13,5 | 4,8 | 230 | 200 | 110...550 |
| Г | 27 | 32 | 19 | 6,9 | 476 | 315 | 450...2000 |
| Д | 32 | 38 | 23,5 | 8,3 | 692 | 500 | 1100...4500 |
| Е | 42 | 50 | 30 | 11 | 1170 | 800 | >2200 |
| УО | 8,5 | 10 | 8 | 2 | 56 | 63 | <150 |
| УА | 11 | 13 | 10 | 2,8 | 93 | 90 | 90...400 |
| УБ | 14 | 17 | 13 | 3,5 | 159 | 140 | 300...2000 |
| УВ | 19 | 22 | 18 | 4,8 | 278 | 224 | >1500 |
| *b*0*h**y*0*d**b*рA-площадь поперечного сечения ремня.dmin-минимально допустимый диаметр малого шкива.Ремни О...Е – нормальных сечений.Ремни УО...УВ-узких сечений.  |

**Таблица 6.2**.

Ряд стандартных чисел R40

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 63677175 | 100105110120 | 160170180190 | 250260280300 | 400420450480 | 630670710750 |
| 80859095 | 125130140150 | 200210220240 | 320340360380 | 500530560600 | 800850900950 |

Таблица 6.3

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| U | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 и более |
| *Ka*= *a*опт ⁄ *d*2 | 1,5 | 1,2 | 1 | 0,95 | 0,9 | 0,85 |

**Таблица 6.4**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Расчетная длина ремня | О,УО | А,УА | Б,УБ | В,УВ | Г | Д | Е |
|  400;(425);450;(475);500;(530) |  |  |  |  |  |  |  |
| 560;(600);630;(670);710;(750) |  |  |  |  |  |  |  |
| 800;(850);900;(950);1000;(1060);1120;(1180)1250;(1320);1400;(1500);1600;(1700) |  |  |  |  |  |  |  |
| 1800;(1900);2000;(2120);2240;(2360);2500 |  |  |  |  |  |  |  |
| (2650);2800;(3000) |  |  |  |  |  |  |  |
| 3150;(3350);3550;(3750);4000 |  |  |  |  |  |  |  |
| (4250) |  |  |  |  |  |  |  |
| 4500;(4750);5000;(5300);5600;(6000) |  |  |  |  |  |  |  |
| 6300 |  |  |  |  |  |  |  |
| (6700);7100;(7500);8000;(8500);9000;(9500)10000;(10600) |  |  |  |  |  |  |  |
| 11200;(11800);12500;(13200);14000;(15000) |  |  |  |  |  |  |  |
| 16000;(17000);18000 |  |  |  |  |  |  |  |
| Ремни, длины которых указаны в скобках, не являются предпочтительными |

Таблица 6.5

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Z | 2...3 | 4...6 | >6 |
| *CZ* | 0,95 | 0,9 | 0,85 |

