Министерство образования и науки Челябинской области

Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение

**«Южно-Уральский государственный технический колледж»**

Методические рекомендации по выполнению

практических работ

по учебной дисциплине

**«Техническая механика»**

для специальности

**22.02.06 Сварочное производство**

(часть 2)

Челябинск 2021г.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| |  |  |  | | --- | --- | --- | | Методические рекомендации составлены в соответствии с программой учебной дисципли-ны «Техническая механика» для специальности 22.02.06Сварочное производство | ОДОБРЕНО  Предметной (цикловой)  комиссией «Сварочное производство»  протокол № \_\_\_\_\_\_  от «\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_2021 г.  Председатель ПЦК  Ю. А. Мороз | УТВЕРЖДАЮ  Заместитель директора  по УМР  \_\_\_\_\_\_\_\_Т.Ю Крашакова  «\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_2021 г. | |  |  |

Автор – Шичкина Г.Н. преподаватель ГБПОУ «ЮУрГТК»

Акт согласования

методических рекомендаций по выполнению лабораторных

и практических работ по дисциплине «Техническая механика»

для студентов специальности

**22.02.06 Сварочное производство**,

разработанных преподавателем «ЮУрГТК» Шичкиной Г.Н.

Представленные методические рекомендации разработаны на основании рабочей программы учебной дисциплины «Техническая механика», составленной в соответствии с Федеральным Государственным образовательным стандартом среднего профессионального образования по специальности 22.02.06 Сварочное производство. Рассматриваемые методические рекомендации предусматривают выполнение 13-ти практических работ (28часов).

Тематика практических работ охватывает все разделы дисциплины, обеспечивает формирование умений, знаний по дисциплине (элементов компетенций выпускника), определяемые ФГОС по данной специальности. Содержание практических работ обеспечивает выполнение заданий второго уровня усвоения.

**** Методические рекомендации соответствуют уровню подготовки выпускника среднего профессионального образования, определяемые ФГОС и могут быть рекомендованы для использования в образовательном процессе по специальности 22.02.06 Сварочное производство.

Технический директор ЗАО ВММ-2 \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_Р.Г.Девальд

**Пояснительная записка**

Методические рекомендации по выполнению практических работ предна-значены для студентов специальности 15.02.Сварочное производство.

Практические работы являются важным элементом изучения дисциплины. В результате выполнения практических работ студенты систематизи-руют и закрепляют теоретический материал, формируют элементы общих и профессиональных компетенций .

Рабочей программой учебной дисциплины предусмотрено выполнение 13-ти практических работ в объеме 28 часов, направленных на формирование:

**умений:**

* производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;
* читать кинематические схемы;
* определять напряжения в конструкционных элементах.

**знаний:**

* основы технической механики;
* виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;
* методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
* основы расчетов механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения.

**элементов компетенций**:

ПК 1.1. Применять различные методы, способы и приемы сборки и сварки конструкций с эксплуатационными свойствами

ПК 1.2. Выполнять техническую подготовку производства сварных конструкций

ПК 1.3. Выбирать оборудование, приспособления и инструменты для обеспечения производства сварных соединений с заданными свойствами

ПК 1.4. Хранить и использовать сварочную аппаратуру и инструменты в ходе производственного процесса

ПК 2.1. Выполнять проектирование технологических процессов производства сварных соединений с заданными свойствами

ПК 2.2. Выполнять расчеты и конструирование сварных соединений и конструкций

ПК 2.3. Осуществлять технико-экономическое обоснование выбранного технологического процесса

ПК 2.4. Оформлять конструкторскую, технологическую и техническую документацию

ПК 2.5. Осуществлять разработку и оформление графических, вычислительных и проектных работ с использованием информационно-компьютерных технологий

ПК 3.1. Определять причины, приводящие к образованию дефектов в сварных соединениях

ПК 3.2. Обоснованно выбирать и использовать методы, оборудование, аппаратуру и приборы для контроля металлов и сварных соединений

ПК 3.3. Предупреждать, выявлять и устранять дефекты сварных соединений и изделий для получения качественной продукции

ПК 3.4. Оформлять документацию по контролю качества сварки

ПК 4.1. Осуществлять текущее и перспективное планирование производственных работ

ПК 4.2. Производить технологические расчеты на основе нормативов технологических режимов, трудовых и материальных затрат

ПК 4.3. Применять методы и приемы организации труда, эксплуатации оборудования, оснастки, средств механизации для повышения эффективности производства

ПК 4.4. Организовывать ремонт и техническое обслуживание сварочного производства по Единой системе планово-предупредительного ремонта

ПК 4.5. Обеспечивать профилактику и безопасность условий труда на участке сварочных работ

ОК 1. Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, определять методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество

ОК 3. Решать проблемы, оценивать риски и принимать решения в нестандартных ситуациях

ОК 4. Осуществлять поиск, анализ и оценку информации, необходимой для постановки и решения профессиональных задач, профессионального и личностного развития

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии для совершенствования профессиональной деятельности

ОК 6. Работать в коллективе и команде, обеспечивать ее сплочение, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями

ОК 7. Ставить цели, мотивировать деятельность подчиненных, организовывать и контролировать их работу с принятием на себя ответственности за результат выполнения заданий

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации

ОК 9. Быть готовым к смене технологий в профессиональной деятельности

Все практические работы содержат наименование, цель, перечень эле-ментов формируемых умений, знаний, краткий теоретический материал, ход выполнения работы, структуру отчета, контрольные вопросы (с целью выявле-ния и устранения недочетов в освоении материала).

В практических работах приведены варианты индивидуальных заданий. Для получения дополнительной информации по вопросам учебной дисциплины приведен список литературы.

В данных методических рекомендациях приведены работы, содержание которых предусматривает выполнение заданий второго уровня усвоения.

Отчеты студентов по лабораторным и практическим работам выполня-ются на листах формата А4 в соответствии со структурой отчетов, приведен-ными в методических рекомендациях.

**Перечень практических работ**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № практической работы | Наименование практической работы | К-во  часов |
| 8 | Расчет балок на прочность | 2 |
| 9 | Кинематический и силовой расчет многоступенчатого привода | 2 |
| 10 | Расчет цилиндрической прямозубой передачи | 4 |
| 11 | Расчет ременной передачи | 2 |
| 12 | Расчет цепной передачи | 2 |
| 13 | Расчет подшипников качения на долговечность | 2 |
|  | **Всего** | **14** |

**Практическая работа№8**.

**Расчет балок на прочность**

**Цель:** освоение методики прочностныхрасчетов балок, изготовленных из пластичных материалов.

***Умения****:* определять напряжения в конструкционных элементах (определение положения наиболее опасного сечения при изгибе, проверочный расчет на прочность при изгибе)

***Знания:*** методика расчетов элементов конструкций на прочность (правила построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов, условие прочности при изгибе, сущность проверочного расчета при изгибе)

**Теоретический материал**

При изгибе расчет на прочность производят по нормальным напряжениям изгиба. Сущность расчета на прочность заключается в определении максимальных напряжений в наиболее опасном сечении и в сравнении их величины с допускаемыми напряжениями:

*Условие прочности для пластичных балок*



Осевой момент сопротивления для различных сечений:

-для круга Wx = 0,1∙ d3

-для кругового кольца Wx = 0,l∙d3(l-α4)

-для прямоугольника 

На основании условия прочности возможны три вида расчетов:

1.проверочный (проверяется обеспечение прочности выполнением условия прочности);

2. проектный (определяются размеры поперечного сечения)

;

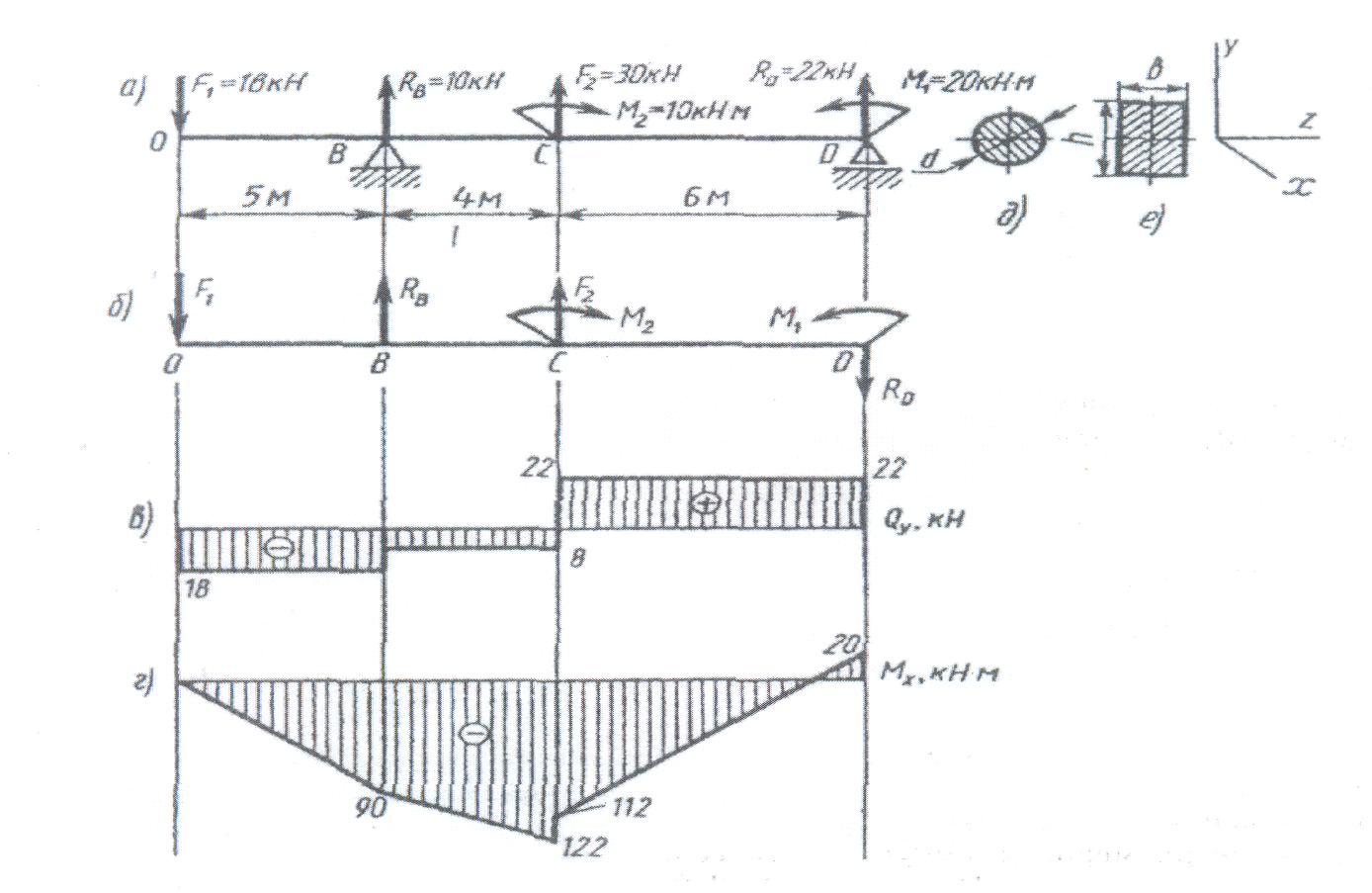
3.определение величины максимально допустимой внешней нагрузки

Mxmax≤Wx∙[σ]

**Пример расчета:** Проверить прочность двух опорной балки, если

[σ] = 160 н/мм2 для следующих вариантов:

а) поперечное сечение: круг d=40 мм;

б) поперечное сечение : прямоугольник h=50; b = 25 мм

1.Определение опорных реакции и проверка правильности найденных значений:

*∑M*Д= 0**;** *-F1∙ОД +Rв·ВД +М2 +F2·СД – М1 =0 (1)*

Решая уравнение (1) получим RB = 10Кн .

*∑МВ= 0; -F1 · ОВ – RД∙ ВД – F2·BC + М2 – М1 = 0 (2)*

Из уравнения (2) *RД =-22кН*

Т.к. реакция **R**Dполучилась со знаком минус, то изменяем ее первоначальное направление на противоположное. Истинное направление

реакции *RД* — вниз.

Проверка: ∑*Fiy* = *-F1*+ RB + F2 — *RД* =- 18 + 10 + 30 — 22 = 0.

Уравнение равновесия статики ∑ *Fiy*= 0 выполняется, следовательно реакции опор определены верно. При построении эпюр используем только истинные направления реакций опор.

2. Выделим на балке характерные точки: О, В, С, Д.

3. Определяем в характерных точках значения поперечной силы Qy и строим эпюру поперечных сил слева направо: Q =∑ Fiост.ч.

Qyo= -F**1 = -**18kH;

QYBслева**= -**18kH; QYBсправа = - 18 *+ 10* = -8(кН);

QYCслева = -18+10= -8 (кН); QYCсправа = -18+10 + 30 = 22 (кН);

QYДслева= -18 + 10 + 30 = 22(кН); QYДсправа = -18 + 10 +30 -22 = 0

4.Определяем в характерных точках значения изгибающего момента Мх,  
и строим эпюру изгибающих моментов слева направо:

Мхо = 0; Мхв=- 18∙ОВ = -18∙5=-90Кнм;

Мхссправа= -F1∙ ОС +Rв∙ВС+М2=-18∙*9+* 10∙4 + 10 = - 112( кН м);

Мхсслева= -F1∙ OC**+**RВ**∙**BC=-18∙9+10∙4= - 122( кН м)

Мхдслева= -F1∙ОД + RВ **∙**ВД+М2+F2∙ СД = -18∙15 + 10∙10 +10 + 30∙6 =

=20( кНм)

Мхдсправа**=** -F1 ∙ ОД + RВ∙ВД+М2+F2**∙**СД – М1 **=** -18∙15 + 10∙10+10+ +30∙6-20=0

5. Определяем положение наиболее опасного сечения (анализируя ЭМх) : наиболее опасное сечение В, т.к. Мхmax =122 кНм =МВ.

6.Проверка прочности наиболее опасного сечения:

6.1 *сечение – прямоугольник* с заданным соотношением сторон.

Используя формулу

 **,**

проверяем прочность балки по условию прочности:

;



Вывод: прочность балки не обеспечена, т. к.

σmax =468 н\мм2> [σ] = 160 н/мм2

6.2. *сечение – круг:*

Используя формулу Wx = 0,Id3=0,1∙403=6400мм3

Проверяем прочность балки:



Вывод: прочность не обеспечена,

т.к. σmax=19062 н/мм2>[σ] =160 н/мм2

**Задание:** Проверить прочность стальной балки, если [σ] =160 н/мм2. В случае нарушения прочности предложить возможные варианты обеспечения прочности.

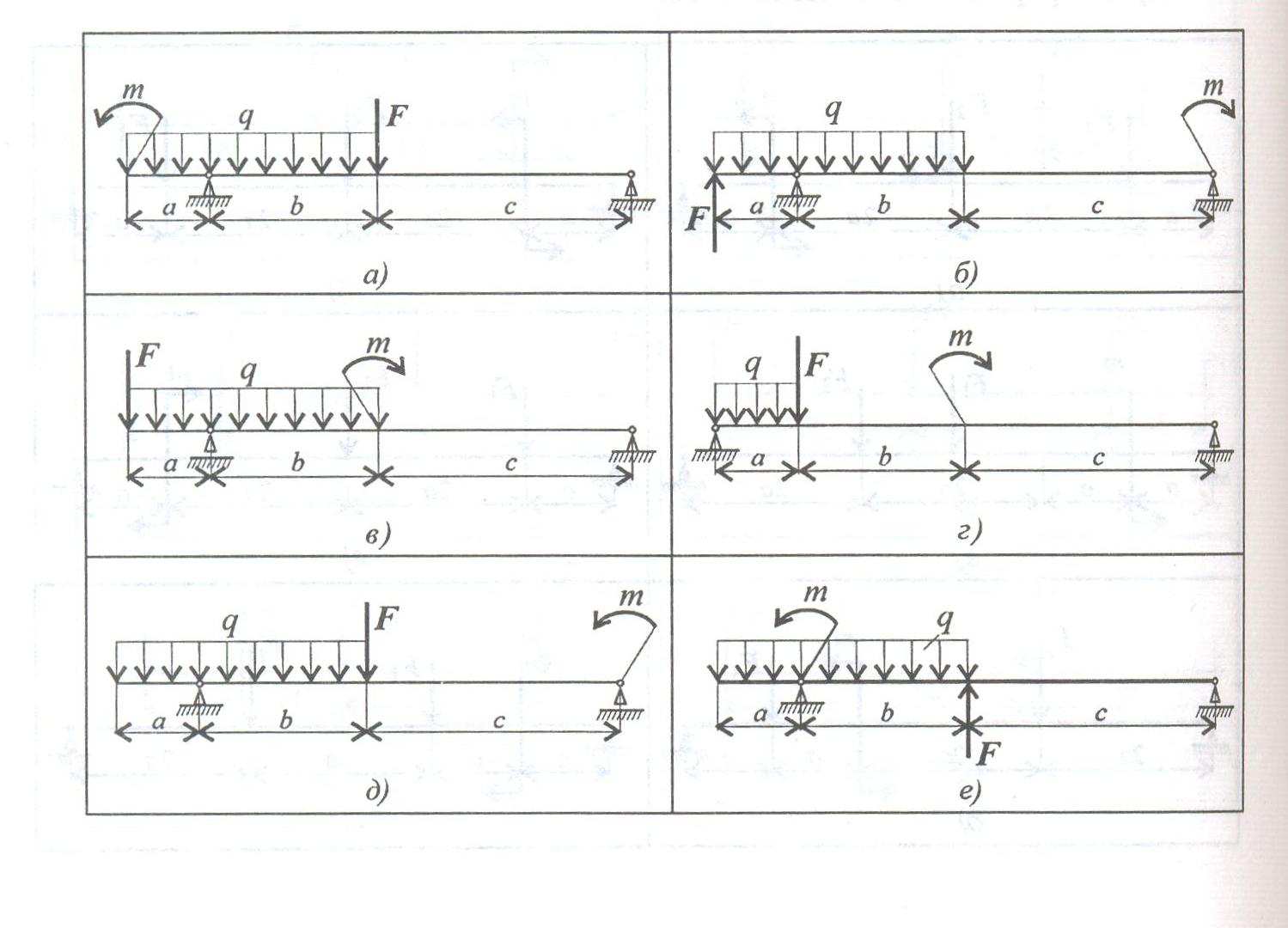
**Ход выполнения работы**

1. Записать задание, принять исходные данные в соответствии с вариантом по таблице1.

Таблица 1 - Исходные данные к практической работе №8

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №вар | Параметры | | | | | | схема | Поперечное сечение |
| m,  кНм | F,кН | q,  кН/м | а, м | b, м | c ,м |
| 1 | 15 | 60 | 4 | 0,5 | 1,5 | 1,5 | A | Круг, d=50мм |
| 2 | 17 | 65 | 5 | 0,6 | 1,6 | 1,7 | Б | Кольцо d=70мм  d0=60мм |
| 3 | 19 | 70 | 6 | 0,8 | 1,8 | 1,9 | В | Прямоугольник  h=80мм, b=40мм |
| 4 | 20 | 75 | 7 | 0,9 | 1,9 | 2 | Г | Квадрат, а=40мм |
| 5 | 21 | 80 | 8 | 01 | 2 | 2,1 | Д | Круг, d=70мм |
| 6 | 23 | 85 | 9 | 1 | 1 | 1,8 | Е | Кольцо d=60мм  d0= 50мм |
| 7 | 24 | 90 | 10 | 1,1 | 2,3 | 2,7 | А | Прямоугольник  h= 60мм, b=40мм |
| 8 | 25 | 95 | 11 | 0,9 | 2,1 | 2,5 | В | Квадрат a= 50мм |
| 9 | 26 | 100 | 12 | 0,6 | 2,5 | 2,6 | Г | Круг, d=60мм |
| 10 | 28 | 105 | 13 | 0,8 | 2,3 | 2,4 | Д | Кольцо d=50мм d0=45мм |
| 11 | 15 | 28 | 6 | 1 | 1,2 | 2,5 | Е | Прямоугольник  h=70мм b=30мм |
| 12 | 17 | 29 | 9 | 0,8 | 1,5 | 2,8 | А | Прямоугольник  h= 58мм b=30мм |
| 13 | 19 | 34 | 7 | 0,7 | 1,6 | 2,6 | Б | Круг, d=60мм |
| 14 | 20 | 25 | 8 | 0,4 | 1,5 | 2,8 | В | Кольцо d=75мм  d0=65мм |
| 15 | 21 | 42 | 5 | 0,5 | 1,6 | 2,8 | Г | Прямоугольник  h= 45мм b=25мм |  |
| 16 | 23 | 56 | 4 | 0,8 | 1,7 | 2,4 | Д | Квадрат а=60мм |
| 17 | 25 | 45 | 9 | 0,6 | 1: | 2 | Е | Круг, d=50мм |
| 18 | 26 | 36 | 2 | 0,8 | 1,2 | 2,2 | А | Кольцо d=70мм  d0=60мм |
| 19 | 28 | 35 | 4 | 0,5 | 1,8 | 2.1 | Б | Прямоугольник  h= 70мм b=50мм |
| 20 | 24 | 64 | 7 | 0,6 | 1,4 | 2,5 | В | Квадрат а=80мм |
| 21 | 32 | 85 | 6 | 0,5 | 1,1 | 2 | Г | Круг, d=70мм |
| 22 | 28 | 76 | 10 | 0,6 | 1,2 | ,2.1 | Д | Квадрат а=50мм |
| 23 | 17 | 45 | 4 | 0.7 | 1,3 | 2.2 | Е | Кольцо d=80мм  d0=70мм |
| 24 | 35 | 58 | 5 | 0,8 | 1.4 | 2.3 | А | Прямоугольник  h= 45мм b=25мм |
| 25 | 27 | 98 | 6 | 0,9 | 1.5 | 2,4 | Б | Круг, d=65мм |
| 26 | 38 | 68 | 7 | 1,0 | 1,6 | 2,5 | В | Кольцо d= 50мм  d0= 40мм |
| 27 | 34 | 100 | 8 | 0,4 | 1,7 | 2,6 | Г | Прямоугольник  h= 48мм b=25мм |

2.Выполнить схему нагружения (рисунок2) в соответствии с вариантом.



Cxемынагружения к практической работе №14.

Рисунок 2 - Схемы нагружения к практической работе №8

3.Связи заменить реакциями связей.

4.Определить реакции связей, составив уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил.

5.Выполнить проверку правильности определенных реакций.

6.Определить вид эпюры поперечных сил на каждом участке в зависимости

от внешней нагрузки, вычислить величину поперечных сил в характерных точках и построить эпюру поперечных сил.

7.Определить вид эпюры изгибающих моментов на каждом участке в

зависимости от внешней нагрузки, вычислить величину изгибающих

моментов в характерных точках и построить эпюру изгибающих моментов.

8.Определив положение наиболее опасного сечения (по эпюре изгибающих моментов) выполнить проверочный расчет на прочность.

9. Проанализировать полученный результат.

10.Предложить варианты обеспечения прочности (при необходимости).

11.Сформулировать вывод по работе

12. Ответить на контрольные вопросы:

12. 1.Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечном сечении при поперечном изгибе?

12.2. Записать формулы для определения поперечной силы и изгибающего момента в любом поперечном сечении

12.3. Как определить величину поперечной силы и изгибающего момента в концевом сечении?

12.4. Сформулируйте сущность проверочного и проектного расчетов на прочность при изгибе?

12.5. Запишите условие прочности при изгибе.

12.6. Укажите возможные варианты обеспечения прочности элементов конст-рукций.

**Структура отчета по практической работе.**

1. Номер и название практической работы.

2. Цель:

3.Схема нагружения.

4. Исходные данные.

5 . Определение реакций связей.

6.Проверка правильности определенных реакций.

7.Определение величины поперечных сил в характерных точках и построение эпюры поперечных сил.

8.Определение величины изгибающих моментов в характерных точках и построение эпюры изгибающих моментов.

9.Определение положения наиболее опасного сечения.

10.Выполнение проверочного расчета балки на прочность.

11.Анализ полученного результата.

12.Вывод по работе.

13.Ответы на контрольные вопросы.

**Практическая работа №9.**

**Кинематический и силовой расчет многоступенчатого привода**.

**Цель**: освоение методикикинематического и силового расчета многоступенчатого привода.

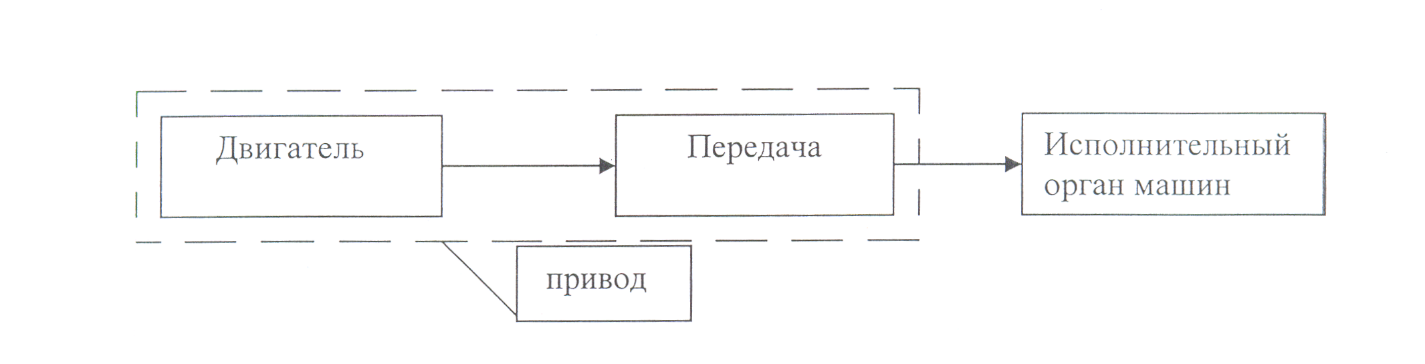
***Уметь****:*-читать кинематические схемы(определять виды механических передач, используемые в приводе; определять кинематические и силовые характеристики механических приводов);

-производить расчеты механических передач

***Знать:*** виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики (условные обозначения, используемые в кинематических схемах; формулы для определения передаточных отношений, КПД, мощности, вращающих моментов отдельных элементов и всего привода в целом)

**Теоретический материал**

Большинство современных машин создаются по схеме:



*Механическая передача* – механизм, служащий для передачи энергии на расстояние. Функции передачи: согласование скоростей исполнительных органов со скоростью двигателя; регулирование и реверсирование скорости исполнительного механизма, преобразование вращательного движения двигателя в поступательное движение исполнительного органа машины, приведение в движение нескольких исполнительных механизмов одновременно от одного двигателя.

В каждой передаче различают ведущее звено (передающее движение) и ведомое (приводимое в движение от ведущего). Передача, состоящая из нескольких пар ведущего и ведомого звеньев, называется многоступенчатой.

Механическая передача имеет ряд кинематических и силовых характеристик

К кинематическим характеристикам механической передачи относятся:

-угловая скорость w, с-1;

-частота вращения *п*, *мин-1;*

- окружная скорость V,*м/с*;

-передаточное отношение u .

Передаточное отношение – безразмерная величина, показывающее во сколько раз передача изменяет скорость вращения



Передача, понижающая скорость (***и***>1), называется редуктором. Для многоступенчатой передачи

*и=и1·и2·…..·иn*

где *и1…,uп –* передаточные отношения отдельных ступеней.

К силовым характеристикам относятся:

* мощность *Р, Вт Р =M·ω*
* вращающий момент *М*, *H*· *м М = Р/ ω*

-коэффициент полезного действия, 

КПД многоступенчатой передачи

*η= η1· η2·…..ηn*

где *η1 ….,ηn*- КПД каждой кинематической пары (зубчатой, ременной, цепной) а также других звеньев привода (подшипников, муфты) и т. д.

**Задание к практической работе:**

Для заданной схемы привода выбрать электродвигатель, выполнить кине-матический и силовой расчет привода

**Ход выполнения работы**

1.Записать задание, выбрать кинематическую схему и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1)

Таблица1 - Варианты заданий к практической работе №6.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Мощность на  выходе привода,  Рвых , кВт | Частота вращения  выходного вала  привода nвых, мин-1 | Кинематическая схема привода |
| 1 | 4,6 | 130 | 340003 |
| 2 | 3,2 | 118 |
| 3 | 1,8 | 80 |
| 4 | 3,4 | 140 |
| 5 | 2,5 | 100 |
| 6 | 4,5 | 95 | 340003 |
| 7 | 2,5 | 60 |
| 8 | 1,7 | 120 |
| 9 | 2,3 | 130 |
| 10 | 3,3 | 80 |
| 11 | 4,6 | 120 | 340003 |
| 12 | 3,3 | 100 |
| 13 | 4,5 | 100 |
| 14 | 1,8 | 90 |
| 15 | 2,5 | 85 |
| 16 | 1,7 | 112 | 340004 |
| 17 | 3,2 | 160 |
| 18 | 4,5 | 110 |
| 19 | 4,4 | 150 |
| 20 | 5,2 | 130 |
| 21 | 4,3 | 40 | 340004 |
| 22 | 3,4 | 50 |
| 23 | 4,5 | 30 |
| 24 | 6 | 30 |
| 25 | 3,5 | 50 |

2.Выбрать электродвигатель.

2.1.Определить КПД привода *****, (1)*

где ηц, ηр,ηз, – КПД соответственно цепных, ременных, зубчатых, передач, пар подшипников /табл.2/

Таблица2 - Значения КПД механических передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Тип передачи | Закрытая | Открытая |
| Зубчатая:  цилиндрическая  коническая | 0,96..0,97  0,95...0,97 | 0,93...0,95  0,92...0,94 |
| Цепная  Ременная:  плоским ремнем  клиновыми (поликлиновым) ремнями | 0,95...0,97 | 0,90...0,93  0,96...0,98  0,95...0,97 |
| Примечания: 1. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующим коэффициентами: для одной пары подшипников скольжения принимаются ηвс=0,98…0,99.  2. Потери в муфте принимаются ηм≈0,98 | | |

a,b,c,e- количество соответственно ценных, ременных, зубчатых, передач, пар подшипников.

*Примечание:* составляющие формулы (1) определяются в зависимости от кине-матической схемы привода.

2.2.Определить требуемую мощность двигателя, кВт  (2)

2.3.Определить возможное передаточное отношение привода /табл.3/

uвоз= uз∙uр∙uц, (3)

Таблица 3 - Рекомендуемые значения передаточных отношений

|  |
| --- |
| Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185— 66):  1-й ряд - 2,0;2.5;3,15;4,0;5,0; 6,3;  2-й ряд-2,24; 2,8;3,55;4,5;5,6; 7,1.  Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда. |
| Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с чис­лом витков г,=1; 2; 4 (ГОСТ 2144-75):  1-й ряд-10;12,5;16;20;25; 31,5;  2-й ряд-11,2; 14; 18; 22,4 28; 35,5.  Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда. |
| Открытые зубчатые передачи: 3...7, закрытые зубчатые передачи: 3…6.  Цепные передачи: 2…4 |
| Ременные передачи (все типы): 2…4 |

где uз -передаточное отношение зубчатой передачи;

uр – передаточное отношение ременной передачи ;

uц – передаточное отношение цепной передачи

*Примечание:* составляющие формулы 3 определяются в зависимости от

кинематической схемы привода.

2.4.Определить возможную частоту вращения вала двигателя

*nвозм= nвых · ивозм*(4)

Таблица 4 - Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые, обдуваемые.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Мощность,  кВт | Синхронная частота вращения, мин-1 | | | | | | | |
| 3000 | | 1500 | | 1000 | | 750 | |
|  | Тип двигателя | Номинальная частота, мин-1 | Тип двигателя | Номинальная частота, мин-1 | Тип двигателя | Номинальная частота, мин-1 | Тип двигателя | Номинальная частота, мин-1 |
| 0.25 | 4ААМ56В2У3 | 2760 | 4ААМ63А4У3 | 1370 | 4ААМ63В6У3 | 890 | 4АМ71В8У3 | 680 |
| 0,37 | 4ААМ63А2У3 | 2740 | 4ААМ63В4У3 | 1365 | 4АМ71А6У3 | 910 | 4АМ80А8У3 | 675 |
| 0,55 | 4ААМ63В2У3 | 2710 | 4АМ71А4У3 | 1390 | 4АМ71В6У3 | 900 | 4АМ80В8У3 | 700 |
| 9,75 | 4АМ71А2У3 | 2840 | 4АМ71В4У3 | 1390 | 4АМ80А6У3 | 915 | 4АМ90ЬА8У3 | 700 |
| 1,1 | 4ААМ71В2У3 | 2810 | 4АМ80А4У3 | 1420 | 4АМ80В6У3 | 920 | 4АМ90АЬВУ3 | 700 |
| 1,5 | 4ААМ80А2У3 | 2850 | 4АМ80В4У3 | 1415 | 4АМ90Ь6У3 | 935 | 4АМ100Ь8У3 | 700 |
| 2.2 | 4ААМ80В2У3 | 2850 | 4АМ90Ь4У3 | 1425 | 4АМ100Ь6У3 | 950 | 4АМ112МА8У3 | 700 |
| 3,0 | 4ААМ90Ь2У3 | 2840 | 4АМ100S4У3 | 1435 | 4АМ112МА6У3 | 955 | 4АМ112МВ8У3 | 700 |
| 4,0 | 4ААМ100S2У3 | 2880 | 4АМ100Ь4У3 | 1430 | 4АМ112МВ6У3 | 950 | 4АМ132S8У3 | 720 |
| 5,5 | 4ААМГ00Ь2У3 | 2880 | 4АМ112М4У3 | 1445 | 4АМ132S6У3 | 965 | 4АМ132М8У3 | 720 |
| 7,5 | 4АМ112М2У3 | 2900 | 4АМ13254У3 | 1455 | 4АМ132М6У3 | 870 | 4АМ160S8У3 | 720 |

2.5.Выбрать стандартный электродвигатель /таблица 4 /   
*Примечание*: При выборе двигателя необходимо следовать рекомендациям:

- *Рдв>Ртрдв*(допустимая перегрузка до 5%)

- частоту вращения двигателя необходимо принимать таким образом, чтобы передаточные отношения передач привода оказались наиболее рациональными. При этом необходимо учесть, двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 мин-1) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с частотой 750 мин-1 весьма металлоемки Поэтому их без особой необходимости применять не рекомендуется;

- необходимо выбрать следующие характеристики двигателя:

- *Рдв, кВт*

*-nдв мин-1*

3.Выполнить кинематический расчет привода

3.1. Определить передаточное отношение привода

(5)

3.2.Произвести разбивку передаточного отношения по ступеням

3.2.1.Назначить передаточное отношение зубчатой передачи (uзп) в соответствии с ГОСТ 2185-66 /табл.3/

3.2.2. Рассчитать передаточное отношение открытой передачи (ременной или цепной)  
uцп=u/uзп*или*uрп=u/uзп (6)

3.3*.*Определить частоту вращения валов привода n,мин-1с  
учетом кинематической схемы

3.4. Определить угловые скорости валов привода, *с -1*

ω= π*n/30* (7)

4. Выполнить динамический расчет привода

4.1.Определить мощность на валах привода (с учетом величины *Ртрдв*и потерь мощности в тех элементах привода, которые расположены на пути передачи мощности от двигателя до рассматриваемого вала).

*Р=Ртр.*·η,*кВт* (8)

4.2.Определить величину вращающих моментов на валах привода,

*М = Р·103/ω, нм* (9)

5. Сформулировать вывод по работе.

6.Ответить на контрольные вопросы:

1).Перечислите кинематические характеристики механической передачи.

2).Поясните физический смысл передаточного отношения и запишите формулы для его определения через кинематические и геометрические параметры ведущего и ведомого элементов.

3).Как определяется передаточное отношение многоступенчатого привода?

4).Выберите соотношение между геометрическими, кинематическими и силовыми параметрами ведущего и ведомого элементами зубчатого редуктора: а) u>1 б) z1>z2 в) w1>w2 г) P1 >P2 д) M1 >M2

u<1 z1<z2 w1<w2P1 <P2M1 <M2

5).Перечислите силовые характеристики механической передачи?

6).Поясните физический смысл КПД и запишите формулу его определения для механического привода?

**Структура отчет по практической работе**

1.Номер и название работы

2.Цель:

3. Задание к практической работе

4.Кинематическая схема привода.

5.Исходные данные: *Рвых*= , *кВт*

*пвых. = ,мин-1*

6.Выбор электродвигателя.

6.1. Определение КПД привода

6.2. Определение требуемой мощности двигателя

6.3. Определение возможного передаточного отношения привода

6.4. Определение возможной частоты вращения вала двигателя

6.5.Выбор стандартного электродвигателя

7.Кинематический расчет привода.

7.1. Определение фактического передаточного отношения привода

7.2. Разбивка передаточного отношения по ступеням

7.3. Определение частоты вращения валов привода, мин-1

7.4. Определение угловой скорости валов привода, с-1

8.Динамический расчет привода.

8.1. Определение мощности на валах привода, кВт

8.2. Определение вращающих моментов на валах привода, нм

Таблица 5 - Результаты расчета

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Вал | | | |
| зубчатой передачи | | открытой передачи | |
| ведущий | ведомый | ведущий | ведомый |
| Передаточное отношение u |  | |  | |
| Частота вращения n, мин-1 |  |  |  |  |
| Угловая ско-рость, ω, сек-1 |  |  |  |  |
| Мощность, кВт |  |  |  |  |
| Вращающий момент, нм |  |  |  |  |

9.Вывод по работе:

10.Ответы на контрольные вопросы.

**Практическая работа №10**

**Расчёт цилиндрической прямозубой передачи**

**Цель:** освоение методики проектного и проверочного расчетов зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность

***Умения:*** производить расчеты механических передач (расчет зубчатой передачи)

***Знания:*** (актуализация)основы расчетов механических передач (алгоритма расчета зубчатой передачи)**.**

**Теоретический материал**

Основными видами разрушения зубчатых передач являются усталостное разрушение боковой рабочей поверхности зубьев и поломка зубьев.

Сущность усталостного разрушения заключается в выкрашивании с рабочей поверхности зубьев мельчайших частиц металла. Основной причиной данного разрушения являются переменные контактные напряжения (σH). Снижение вероятности усталостного разрушения возможно при рациональном подборе материала зубчатых колес и проведении расчета геометрических размеров зубчатой передачи на контактную прочность, сущность которого сводится к ограничению величины контактных напряжений.

Поломка зуба связана с действием напряжений изгиба (σF).

В современных методиках расчета зубчатых передач заоснову принят расчет по контактным напряжениям, который позволяет установить основной параметр передачи - межосевое расстояние. Исходя из этого параметра определяются все остальные параметры передачи, а затем производится проверка изгибной прочности зубьев по напряжениям изгиба σF и при необходимости принимают меры по ее увеличению. Обычно это достигается увеличением модуля зацепления.

Величина геометрических размеров цилиндрической зубчатой передачи зависит, в первую очередь от выбора марки материала, из которого изготовлены элементы зубчатой пары

***Выбор марки материала***

Материалом для изготовления зубчатых колёс служат в основном термически обработанные стали. В зависимости от того, когда производится нарезание зубьев- после термообработки или до неё, зубчатые колёса по твёрдости поверхностей зубьев можно разделить на 2 группы: -колёса с твёрдостью<350НВ, изготовленные из нормализованных или улучшенных сталей;

-колёса с твёрдостью>350НВ, изготовленные из сталей с объёмной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией и нитроцементацией с закалкой и т.д.

Колёса первой группы позволяют получать высокую точность зубьев без дорогих отделочных операций, хорошо прирабатываются, не подвержены хрупкому разрушению. Колёса этой группы применяют для передачи больших размеров, для мелкосерийного производства. Материалы: углеродистые стали 35, 40, 45, 40Х, 35Л-55Л.

Вторая группа колёс подвергается термообработкам, позволяющим получать твёрдость 50...60HRC (1HRC~10HB). Для этой группы колёс нагрузочная способность увеличиваться более чем в 4 раза, но трудность заключается в том, что нарезание зубьев производится до термообработки, а после термообработки имеет место значительное коробление зубьев, для исправления которого требуются дополнительные дорогостоящие операции.

***Для зубчатых колёс, работающих в паре (меньшее - шестерня) рекомендуют назначать одну и ту же марку стали и для лучшей приработки зубьев рекомендуется назначать твердость шестерни больше твёрдости колеса на (25.. .40) НВ*** (табл.1).

Таблица 1 - Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | Диаметр  заготовки,  мм | Предел прочности  σв, МПа | Предел текучести  σт, МПа | Твердость,  HB  (средняя) | Термообработка |
| 45 | 100-500 | 570 | 290 | 190 | нормализация |
| 45 | До 90 | 780 | 440 | 230 | улучшение |
| 90-120 | 730 | 390 | 210 |
| Св. 120 | 690 | 340 | 200 |
| 30ХГС | До 140 | 1020 | 840 | 260 |
| Св 140 | 930 | 740 | 250 |
| 40Х | До 120 | 930 | 690 | 270 |
| 120-160 | 880 | 590 | 260 |
| Св 160 | 830 | 540 | 245 |
| 40ХН | До 150 | 930 | 690 | 280 |
| 150-180 | 880 | 590 | 265 |
| Св180 | 835 | 540 | 250 |

***Определение допускаемых контактных напряжений***

Допускаемые контактные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

,

где σHlimb – предел контактной выносливости при базовом числе

нагружения /табл.2/

КHL – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения больше базового, то принимают КHL =1,

[SH] – коэффициент безопасности; [SH] =1,1…1,2 для колес из нормализо-ванной и улучшенной стали.

Дальнейший расчёт на контактную прочность для прямозубых передач ве-дётся по колесу, для которого [σH] ниже; для косозубых и шевронных - по ус-ловному допускаемому напряжению:

[σH]=0,45([σH1] +[σH2]),

где [σH1] –допускаемое контактное напряжение шестерни;

[σH2] - допускаемое контактное напряжение колеса

Таблица 2 -Предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Способ термической обработки зубьев | Средняя твердость  поверхностей зубьев | Сталь | σHlimb, МПа |
| Нормализация или улучшение | HB < 350 | Углеродистая и легированная сталь | 2HB + 70 |
| Объемная закалка | HRC 38 50 | 18 HRC + 150 |
| Поверхностная закалка | HRC 40…50 | 17 HRC + 200 |
| Цементация и нитроцементация | HRC > 56 | легированная | 23HRC |

***Определение допускаемых изгибных напряжений.***

Допускаемые изгибные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

******

где -предел изгибной выносливости /табл.3/

Таблица 3.Значение предела выносливости при отнулевом цикле изгиба и коэффициента безопасности [SF]/

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | Термообработка | Твердость зубьев | | ,  МПа | [SF]/ |
| На поверх-ности | В серд-цевине |
| 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 40ХФА | нормализация,  улучшение | HB 180…350 | | 1,8HB | 1,75 |
| 40Х, 40ХН, 40ХФА | объемная закалка | HRC 45…55 | | 500…550 | 1,8 |

Коэффициент безопасности [SF] =[SF]/∙ [SF]//, где [SF]/-коэффициент безо-пасности, учитывающий нестабильность свойств материала /табл.3/;

[SF]//-коэффициент безопасности, зависящий от способа получения заго-товки зубчатого колеса: [SF]//=1-для поковок и штамповок; [SF]//=1,15- для проката; [SF]//=1,3 – для отливок.

***Геометрический расчёт передачи***

Геометрические параметры зубчатой передачи определяют с учётом следующих рекомендаций:

-*коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию*Ψва выбирают в интервале:

Ψва = 0,125... 0,25 - для прямозубых колёс;

Ψва = 0,3...0,4 - для косозубых колес;

Ψва = 0,5... 1,0 - для шевронных колес;

- *угол наклона зубьев* к образующей (β) предварительно принимают:

β=10° - для косозубых; β=25°- для шевронных;

* при уточнении угла наклона зубьев значение cosβ необходимо определять с точностью до пяти значащих цифр после запятой;
* значение основных диаметров вычисляют с точностью до сотых долей миллиметра;

- минимальное число зубьев из условия отсутствия подрезания ножки зуба:

*Z*min=17 - для прямозубых колёс;

Zmin=17 ∙cos3 β - для косозубых и шевронных.

После определения основных геометрических параметров, необходи-мо выполнить проверочный расчёт зубчатой передачи на контактную и из-гибную прочность.

**Задание для практической работы:**

1.Выбрать марку материала шестерни и колеса

2.Определить величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.

3. Выполнить проектный расчет и проверочные расчеты на контактную и изгибную прочность зубчатой передачи. ( *Исходными данными расчета передачи являются результаты расчета практической работы №9)*:

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи М =

- передаточное отношение зубчатой передачи u =

- угловая скорость ведущего вала зубчатой передачи ω =

- характеристика зубчатой передачи по направлению зубьев - прямозубая

**Ход выполнения работы**

1.Записать задание к практической работе.

2. Принять исходные данные по результатам выполнения практической работы № 16.

3.Выбрать марку материала, назначить термообработку и твердость для шестерни и колеса в соответствии с приведенными рекомендациями

(таблица 1).

4.Результаты занести в таблицу 4.

Таблица 4 - Материалы зубчатой передачи.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Марка материала | термообработка | Твердость, HB |
| Шестерня |  |  |  |
| колесо |  |  |  |

5.Определить величину допускаемых контактных напряжений:

5.1. для шестерни

5.2. для колеса

5.3. напряжение, используемое в расчете

6. Определить величину допускаемых изгибных напряжений

6.1. для шестерни

6.2. для колеса

7.Определить геометрические размеры зубчатой передачи:

7.1. межосевое расстояние, мм

аω= (u+1)∙а ∙,

где Ка –вспомогательный коэффициент. Для косозубых и шевронных передач Ка = 43, для прямозубыхКа = 49,5;

-КHβ –коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, предварительно принять КHβ =1.15

Полученное значение ***аω необходимо согласовать со стандартным рядом:***

*1-ый ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, , 800, 1000;*

*2-ой ряд: 71. 90, 112. 140, 180, 224, 280, 355. 450, 560, 710, 900,1120.*

7.2. нормальный модуль зацепления, мм

mn = (0, 01…0,02) аω =

Окончательно ***принять mnпо стандартному ряду***: *(предпочтителен 1-ый ряд)*

*1-ый ряд:1;. 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;*

*2-ой ряд:1.375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22*

7.3. предварительный угол наклона зубьев β =

7.4.суммарное число зубьев зубчатой передачи zΣ = 2∙aω / mn =

7.5.число зубьев шестерни z1 = zΣ/(u+1) =

7.6. число зубьев колеса z2= z1∙ u=

7.7.делительные диаметры :

d1= mn∙z1=

d2= mn∙z2=

Примечание: округлить с точностью до второго знака после запятой

7.8.проверка межосевого расстояния aω = (d1 + d2) / 2 =

7.9. диаметры выступов, мм

da1= d1 +2mn =

da2= d2 +2mn=

7.10. диаметры впадин, мм df1 = d1 – 2,5mn =

df2 = d2 – 2,5mn =

7.11. ширина зубчатых колес, мм

b2 =ψba∙aω =

b1 = b2 + 5мм =

7.12. Проверочный расчет на контактную прочность

7.12.1.коэффициент ширины шестерни по диаметру



7.12.2.окружная скорость колес 

7.12.3. проверка контактной прочности



К - вспомогательный коэффициент: К =270 для косозубых и шевронных передач; К=310- для прямозубых передач;

КHα –коэффициент неравномерности распределения нагрузки между

зубьями /табл.5/;

КHβ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца /табл.6/;

КHυ – коэффициент динамичности /табл.7/

7.13.4. Сформулировать вывод о контактной прочности.

Таблица 5 - Значение коэффициента КHα

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Степень точности | Окружная скорость, м/с | | | | |
| До 1 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| 6 | 1 | 1,02 | 1,03 | 1.04 | 1.05 |
| 7 | 1,02 | 1.05 | 1,07 | 1,1 | 1,12 |
| 8 | 1,06 | 1,09 | 1,13 | - | - |
| Для прямозубых колес КHα =1 | | | | | |

Таблица 6 - Значение коэффициента КHβ

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ψbd | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1.0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1.8 | 2,0 |
| КHβ | 1,04 | 1,06 | 1,08 | 1,11 | 1,15 | 1,18 | 1,22 | 1,25 | 1,3 |

Таблица 7 - Значение коэффициента КHυ

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| передача | Твердость  HB,  поверхности  зубьев | Окружная скорость V, м/с | | | |
| До 5 | 10 | 15 | 20 |
| Степень точности | | | |
| 8 | | 7 | |
| прямозубая | <350 | 1,05 | - | - | - |
| >350 | 1,1 | - | - | - |
| косозубая,  шевронная | <350 | 1,0 | 1,01 | 1.02 | 1,05 |
| >350 | 1,0 | 1,05 | 1,07 | 1,1 |

8.Выполнить проверочный расчет на изгиб.

8.1. Определить силы, действующие в зацеплении:

8.1.1.окружная сила 

8.1.2.радиальная сила Fr =Ft• tgβ

8.1.3. осевая сила Fa =0

8.2. Определить коэффициент ширины зубчатого колеса по диаметру



8.3. Определить окружную скорость колес и степень точности передачи  /табл.8/

Таблица 8. Степень точности передачи.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | Окружная скорость, V, м/с | | |
| До 5 | До 10 | Свыше 10 |
| прямозубая | 8 |  |  |
| косозубая, шевронная |  | 8 | 7 |

8.4. Определить коэффициент, учитывающий форму зуба YF/табл.9/

Таблица 9 - Коэффициент формы зуба

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ZV | 17 | 20 | 25 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 100 и  более |
| YF | 4.28 | 4,09 | 3,9 | 3,8 | 3,7 | 3,66 | 3,62 | 3,61 | 3,61 | 3,6 |

8.6 Определить коэффициент нагрузки 

Коэффициенты: КFβ / табл.10/, КFV / табл.11/

Таблица 10 - Значение коэффициента КFβ

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ψbd | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1.4 | 1.6 | 1,8 |
| КFβ | 1,0 | 1,03 | 1,05 | 1,08 | 1,1 | 1,13 | 1,19 | 1,25 | 1.32 |

Таблица 11 - Значение коэффициента КFV

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Степень точности | Окружная скорость, V, м/с | | |
| 3 | 3 - 8 | 8 - 12,5 |
| 7 | 1,15/1 | 1,35/1 | 1,45/1.2 |
| 8 | 1.25/1.1 | 1.45/1.3 | -/1,4 |
| Примечание: в числителе –для прямозубых, в знаменателе- для косозубых | | | |

8.5. Определить коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями KFα =1

8.6. Выполнить проверочный расчет на изгиб для зубьев колеса, для которого отношение  больше:



8.7. Оценить изгибную прочность передачи.

9.Сформулировать вывод по практической работе

10.Ответить на контрольные вопросы:

10.1. Напишите рекомендации по выбору материала зубчатой пары.

10.2. Назовите факторы, влияющие на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.

10.3. В чем заключается сущность проверочного расчета цилиндрической зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность?

10.4. Какой параметр закрытой цилиндрической зубчатой передачи определяется в результате проектного расчета на контактную прочность?

**Структура отчета по работе**

1.Номер и название работы.

2.Цель**:**

3.Задание к практической работе.

4. Исходные данные:

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи М =

- передаточное отношение зубчатой передачи u =

- угловая скорость ведущего вала редуктора ω =

- характеристика зубчатой передачи по направлению зуба - прямозубая

5 . Выбор марки материала, назначение термообработки и твердости

3.1.для шестерни

3.2.для колеса

6.Определение величины допускаемых контактных напряжений.

4.1 .для шестерни

4.2 .для колеса

4.3. расчетное контактное напряжение

7. Расчет допускаемых изгибных напряжений.

8.Расчёт геометрических размеров передачи*(результаты занести в*

*таблицу 12)*

Таблица 12 - Геометрические параметры зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | m,мм | z | d,мм | df, мм | dа,мм | b, мм |
| ведущее |  |  |  |  |  |  |
| ведомое |  |  |  |  |  |  |

9.Проверочный расчёт передачи на контактную прочность

10. Проверочный расчет на изгиб.

11. Вывод по работе.

12.Ответы на контрольные вопросы.

**Практическая работа № 11**.

**Расчёт ременной передачи**

**Цель**: освоение методики расчета ременной передачи.

***Умения:*** производить расчеты механических передач(расчет ременных передач)

***Знания:*** (актуализация)-основы расчета механических передач (алгоритм расчета ременных передач)

- виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;

**Теоретический материал**

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнём (рис. 1). Нагрузка передаётся силами трения возникающими между шкивом и ремнём вследствие натяжения последнего.

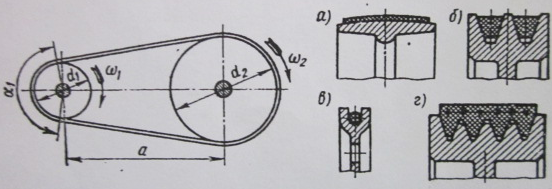


Рисунок 1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают:

* *плоскоременные* (рис. 1 а) – применяют при больших межосевых расстояниях и высоких скоростях;
* *клиноременные* (рис. 1 б) – используют при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном положением осей валов;
* *круглоременные* (рис. 1 *в*) – применят только при малых мощностях;
* *поликлиноременные* (рис. 1 *г*) – сочетают достоинства плоскоременных и клиноременных передач;
* *зубчато-ременные* – использую при больших нагрузках.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни.

Данные передачи применяются во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Передаваемая мощность **Р** обычно до 50 кВт при скорости ремня υ = 5…100 м/с для плоскоременных передач и υ = 5…40 м/с для клино- и поликлиноременных передач.

Ограничение мощности и минимальной скорости вызвано большими габаритами передачи. Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнём и шкивами и отсюда резким понижением долговечности и КПД передач.

Ременные передачи применяют для быстроходности ступени привода как менее нагруженной, так как в этом случае их важнейший недостаток – большие габариты – оказывают наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

* *тяговая способность* – надёжность сцепления ремня со шкивами,
* *долговечность*, которая определяется сопротивлением усталость ремня.

Исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД, на их базе разработан современный метод расчёта ременных передач.

Необходимым условием работы ременной передачи является *предварительное натяжение ремня*F0: чем выше предварительное натяжение ремня, тем больше тяговая способность и КПД передачи, но меньше долговечность ремня.

*Приводные ремни*: должны обладать достаточными прочностью, долговечностью, гибкостью, износостойкостью, невысокой стоимостью и определённой тяговой способностью.

Основные типы приводных ремней:

* *плоские* (подразделяются на резинотканевые ремни трёх типов А, Б, В, - при скорости 30 м/с и ремни из синтетических материалов – при скорости до 100 м/с);
* *клиновые* (бывают нормального сечения, которые подразделяются на кордотканевые и кордошнуровые семи сечений 0, А. Б, В, Г. Д, Е, отличающихся размерами – использую при скоростях менее 30 м/с и узкие, выпускаемые в четырёх сечениях У0, УА, УБ, УВ, которые полностью заменяют семь сечений нормальных ремней – используются при скорости до 50 м/с);
* *поликлиновые* (бесконечно плоские ремни с продольными выступами на внутренней поверхности, которые входят в кольцевые клиновые канавки на шкивах, выпускают трёх сечений К, Л, М – применяют при скорости до 50 м/с).

*Зубчатые ремни* представляют собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности.

*Шкивы*: материалы и способ изготовления зависят от окружной скорости ремня:

* при окружной скорости до 30 м/с – литые шкивы из чугуна СЧ10 и СЧ15;
* при скоростях порядка 30 – 50 м/с – литые или сварные шкивы из стали не ниже 25Л;
* при скоростях более 50 м/с – шкивы из алюминиевых сплавов.

Для уменьшения массы и повышения коэффициента трения между ремнём и шкивами шкивы изготавливают из пластмасс (текстолит и волокнит). Форма обода шкивов зависит от профиля ремня и регламентирована ГОСТ (для плос-коременных передач ГОСТ 17383-80, для клиноременных – ГОСТ 20889-80).

Расчётные диаметры шкивов d (мм) подбирают из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120,1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

*Натяжные устройства* предусмотрены для регулирования межосевого расстояния, что позволяет свободно надевать новые ремни на шкивы, создавать предварительное натяжение и периодически восстанавливать ремни.

**Задания к практической работе:**

**Задача 1**. Рассчитать плоскоременную передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя Р1, угловая скорость вала электродвигателя ω1 и ведомого шкива ω2. Ремень кордош-нуровой прорезиненный. Работа двухсменная. Угол наклона линии цен-тров шкивов к горизонту 60° (таблица 1)

**Задача 2.**Рассчитать клиноременную передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя Р1, угловая скорость ведущего шкива ω1. Передаточное число u. Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту 60°. (таблица 2)

**Ход выполнения работы**

1.Записать условие задачи и исходные данные в соответствии с вариантом (таблицы 1, 2)

Таблица 1- Исходные данные к задаче 1.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Данные  для расчета | Варианты | | | | | | | | | | | | |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Р1*,*кВт | 4 | 3 | 7.5 | 3 | 1.5 | 11 | 5.5 | 4 | 2.2 | 7.5 | 2 | 3 | 6 |
| ω1, с-1 | 150 | 100 | 105 | 158 | 80 | 105 | 75 | 100 | 75 | 100 | 90 | 120 | 100 |
| ω 2, с-1 | 50 | 40 | 34 | 50 | 20 | 34 | 34 | 25 | 27 | 40 | 30 | 40 | 30 |
| Характер нагрузки | Спокойная | | | Умеренные колебания | | | | Значительные колебания | | | Спокойная | | |

Таблица 2 - Исходные данные к задаче 2.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Варианты | | | | | | | | | | | | |
|  | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 |
| Р1, кВт | 10 | 5.5 | 4 | 2.2 | 7.5 | 13 | 3 | 10 | 7.5 | 11 | 8 | 7 | 9 |
| ω1, с-1 | 152 | 150 | 100 | 75 | 105 | 152 | 75 | 102 | 153 | 105 | 140 | 145 | 150 |
| u | 4 | 2 | 4 | 3 | 3 | 4 | 4 | 2.5 | 2 | 3 | 3 | 4 | 2,5 |
| нагрузка | Спокойная | | | Значительные колебания | | | | Умеренные колебания | | | Спокойная | | |
| ремень | Клиновой ремень нормального сечения | | | | | | | | | | | | |

2.Выполнить расчёт ременной передачи по предложенным в данной инструкции алгоритмам в соответствии с выбранным вариантом:

**2.1.Алгоритм расчёта плоскоременной передачи (**задача1)

2.1.1. Определение передаточного отношения



2.1.2. Определение диаметра малого шкива

,

где δ = 2,8 мм; (значение d1 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ17373-73).

2.1.3. Определение диаметра большого шкива

, где ξ = 0,015;

значение d2 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ 17383-73.

2.1.4. Уточнение передаточного отношения



допустимое отклонение составляет 3%.

2.1.5. Определение скорости ремня и сравнение с допустимой скоростью для данного типа

 (м/с), [V] = 35 м/с, где d1 в метрах.

2.1.6. Определение ориентировочного межосевого расстояния



2.1.7. Расчётная длина ремня



Расчетная длина ремня согласуется со стандартным рядом длин: *500, 550, 600, 700, 750, 800, 850. 900, 1000. 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, з500, 4000.*

2.1.8. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

.

2.1.9. Определение межосевого расстояния по окончательно принятой длине ремня

.

2.1.10. Определение угла обхвата ремнём малого шкива



если угол α1< 150°, то необходимо увеличить межосевое расстояние..

2.1.11. Определение окружной силы, передаваемой ремнём



2.1.12. Определение допускаемой удельной окружной силы

[Кп] = [К0] Сθ СαСυ Сp Сd СF

где [К0] - допускаемая приведённая удельная окружная сила в ремне,

[К0], Н/мм2 /таблица 3/;

Сθ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров

шкивов / таблица 4/;

Сα – коэффициент, учитывающий угол обхвата / таблица 4/;

СV – скоростной коэффициент / таблица 4/;

Сp – коэффициент динамичности нагрузки и длительности

работы / таблица 4/;

Сd – коэффициент влияния диметра меньшего шкива / таблица 4/;

СF – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордш-нурами / таблица 4/;

Таблица 3 - Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| δ, *мм* | *drмм* | σ0 Н/мм2 | [*k0*],\* Н/мм2 |
| 2,8 | 100 | 2 | 0,9 |
| 2,8 | 180 | 2 | 1,6 |
| 2,8 | 200 | 2 | 2,32 |

Таблица 4 - Значения поправочных коэффициентов С

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы Ср** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Характер  нагрузки | | | | спокойная | | | с умеренными  колебаниями | | | | | | | со значительными  колебаниями | | | | | | ударная и резко  неравномерная | | | | | |
| Ср | | | | 1 | | | 0,9 | | | | | | | 0,8 | | | | | | 0,7 | | | | | |
| Примечание. При двухсменной работе С следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2. | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| **Коэффициент угла обхвата ∙α1, на меньшем шкиве Сα** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Угол обхвата α1 град | | | | | | | | 180 | | | 170 | 160 | | | | 150 | | 140 | | | | 130 | | | 120 |
| Сα | для плоских ремней | | | | | | | 1 | | | 0,97 | 0,94 | | | | 0,91 | | — | | | | — | | | — |
| для клиновых и  поликлиновых ремней | | | | | | | I | | | 0,98 | 0,95 | | | | 0,92 | | 0.89 | | | | 0,86 | | | 0,83 |
| **Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы Сν** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Скорость ремня V*,* м/с | | | | | | | | 1 | | | 5 | 10 | | | | 15 | | 20 | | | | 25 | | | 30 |
| СV | | для плоских ремней | | | | | | 1,04 | | | 1,03 | 1 | | | | 0,95 | | 0,88 | | | | 0,79 | | | 0,68 |
|  | | для клиновых и по­ликлиновых ремней | | | | | | 1,05 | | | 1,04 | 1 | | | | 0,94 | | 0,85 | | | | 0,74 | | | 0,6 |
| **Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту *СΘ*** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Угол наклона *β, град* | | | | |  | | | | | | | | | | 0…60 | | | | 60…80 | | | | 80…90 | | |
| СΘ | | | | | 1 | | | | 0,9 | | | | 0,8 | | |
| **Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой ι /ι0** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Отношение | | | | | | | | | 0,4 | | | 0,6 | | | 0,8 | | 1 | | | | 1,2 | | | 1,4 | |
| Сι | | | для клинового ремня нормального сечения | | | | | | 0,82 | | | 0,89 | | | 0,95 | | 1 | | | | 1,04 | | | 1,07 | |
| для клинового узкого и поликлинового ремней | | | | | | 0,85 | | | 0,91 | | | 0,96 | | 1 | | | | 1,03 | | | 1,06 | |
| **Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива *Cd*** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Диаметр шкива | | | | | | | | | 15 | | | 20 | | | 40 | | 60 | | | | 90 | | | 120 и более | |
| С*d* | | | | | | | | | 0,6 | | | 0,8 | | | 0,95 | | 1,0 | | | | 1,1 | | | 1.2 | |
| **Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня СF=0.85** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| **Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи Сz,** | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ожидаемое число ремней *Z* | | | | | | 2...3 | | | | 4...5 | | | 6 | | | | | | | | | | | | |
| *Сz* | | | | | | 0,95 | | | | 0,90 | | | 0,85 | | | | | | | | | | | | |

2.1.13. Определение ширины ремня ,

полученное значение ширины ремня принять по стандартному ряду: *32,40, 50, 63, 71. 80, 90,100.*

2.1.14. Определение силы предварительного натяжения ремня ,

где σ0 –предварительное натяжение /таблица3/

2.1.15. Определение силы, действующей на вал от натяжения ветвей ремня



**2.2.Алгоритм расчёта клиноременной передачи** (задача 2)

2.2.1. Определение частоты вращения малого шкива



2.2.2.Определение вращающего момента

М1=Р1/ω1

2.2.3. По передаваемой мощности Р1 и частоте вращения малого шкива ω1 выбор сечение клиновидного ремня (рисунок 12

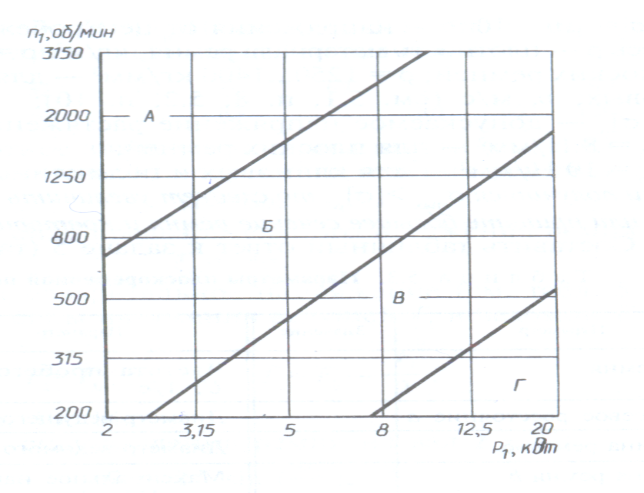


Рисунок 2 - Номограмма для выбора типоразмера клиновых ремней.

2.2.4.Определение минимально допустимого диаметра ведущего шкива (таблица 5)

Таблица 5 - Минимальные значения диаметра меньших шкивов

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение сечения ремня | Нормального сечения | | | Узкого сечения | | |
|  | О | А | Б | УО | УА | УБ |
| Вращающий момент, Нм | <30 | 15...60 | 50... 150 | < 150 | 90... 400 | 300... 2000 |
| *d,* , мм | 63 | 90 | 125 | 63 | 90 | 140 |

2.2.5. Определение скорости ремня и сравнение её с максимально допустимой .

2.2.6. Расчёт диаметра большого шкива

, где ξ = 0,015.

Значение d2 принять по стандартному ряду чисел: :40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125. 140. 160, 180. 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800

2.2.7. Определение фактического передаточного числа

,

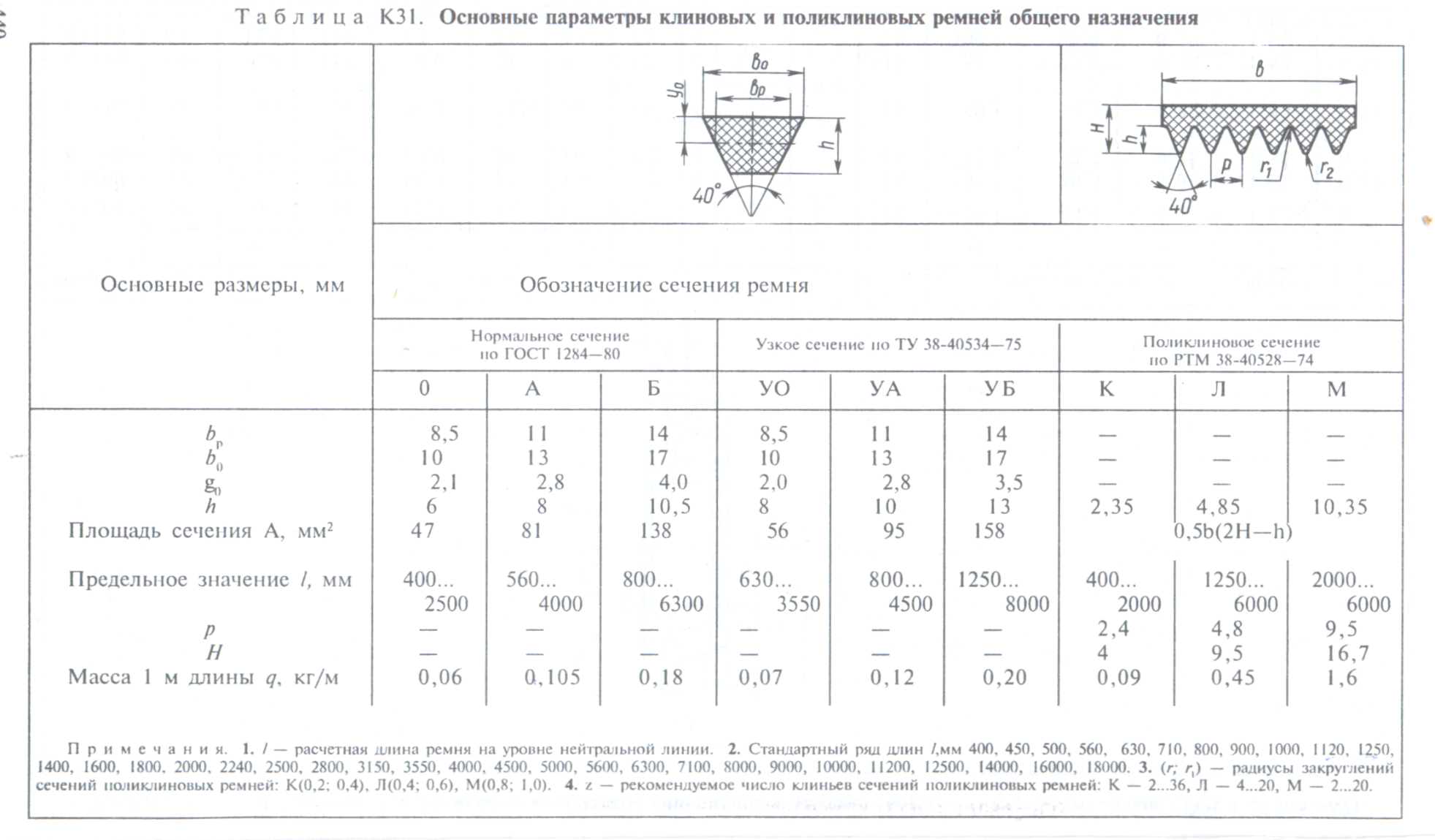
допустимое отклонение составляет 3%.

2.2.8. Определение ориентировочного межосевого расстояния

,

где h – высота сечения ремня /таблица 6/.

Таблица 6 - Основные параметры клиновых ремней.



2.2.9. Расчёт длины ремня

,

(полученное значение округлить до стандартного)

*Примечание:* Стандартный ряд длин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800. 900, 1000. 1120. 1250. , 1400, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, , 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000,18000.

2.2.10. Определение фактического межосевого расстояния .

2.2.11. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

,

*если U> [U], то надо увеличить l и повторить расчёт*

2.2.12. Определение угла обхвата ремнём малого шкива



2.2.13. Расчет допускаемой мощности кВт, передаваемой одним ремнём в условиях эксплуатации

[Рп] = [Р0] · Сα · Сp · С*l* · Сz,

где [Р0] -допускаемая приведённая мощность, передаваемая одним

ремнем /таблица 7/

Сα – коэффициент, учитывающий угол обхвата /таблица 4 /

Сp – коэффициент динамичности нагрузки и длительности

работы /таблица 4/;

С*l* – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня в зависимости от отношения расчётной длины ремня *l*к исходной

длине*l0* /таблицы 4 /;

Сz – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, учитывающий число ремней, /таблица 4/

Таблица 7 - Допускаемая приведенная мощность *[P0],* кВт, передаваемая одним клиновым ремнем**.**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Тип ремня | Сечение: | Диаметр  меньшего шкива*d*мм | Скорость ремня *v,* м/с | | | | | | | |
| 2 | 3 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| Клино-  вой | О  1320 | 63  71  80  90  100  112 | -  -  -  -  -  - | 0,33  0,37  0,43  0,49  0,51  0,54 | 0,49  0,56  0.62  0.67  0.75  0,80 | 0,82  0,95  1,07  1.16  1,25  1,33 | 1,03  1.22  1,41  1,56  1,69  1,79 | 1,11  1.37  1,60  1,73  1,94  2,11 | 1,40  1,65  1,90  2.11  2.28 | —  —  1,85  2,08  2.27 |
| А  1700 | 90  100  112  125  140  160 | -  -  -  -  -  - | 0,71  0,72  0,74  0,80  0.87  0,97 | 0.84  0,95  1,05  1,15  1,26  1,37 | 1,39  1,60  1,82  2,00  2.17  2,34 | 1,75  2.07  2,39  2,66  2,91  3,20 | 1,88  2,31  2,74  3,10  3,42  3,78 | 2.29  2,82  3,27  3,67  4,11 | —  2,50  3,14  3,64  4.17 |
| Б  2240 | 125  140  160  180  200  224 | -  -  -  -  -  - | 0,95  1,04  1,16  1,28  1,40  1,55 | 1,39  1.61  1,83  2.01  2,10  2.21 | 2,26  2,70  3,15  3,51  3,73  4.00 | 2,80  3,45  4,13  4,66  4,95  5,29 | -  3.S3  4,73  5,44  5,95  6.57 | -  -  4,88  5,76  6.32  7,00 | -  -  4.47  5,53  6.23  7,07 |

2.2.14. Определение числа клиновых ремней в комплекте

,

где [z] = 5–допускаемое число ремней (полученное значение принять целым).

2.2.15. Определение силы предварительного натяжения комплекта ремней

.

2.2.16. Определение силы, действующей на валы 

3. Сформулировать вывод по работе.

4. Ответить на контрольные вопросы:

4. 1. Чем вызвано ограничение мощности и нижнего предела скорости для ременных передач?

4. 2. Перечислите основные геометрические параметры ременной передачи.

4. 3. Укажите ограничение угла обхвата малого шкива для плоскоременной и клиноременной передач?

4.4. Запишите формулу допускаемой удельной окружной силы для плоскоременной передачи и расшифруйте входящие в нее величины.

4.5.Укажите параметры, от которых зависит величина допускаемой мощности, передаваемой одним клиновым ремнем.

4.6. Напишите формулу для определения передаточного отношения ременной передачи.

4.7. Каковы основные критерии работоспособности ременных передач?

**Структура отчёта по практической работе**

1.Номер и название работы.

2.Цель:

3. Задание и исходные данные к практической работе

4. Расчёт передачи (по предложенному алгоритму в соответствии с вариантом):

5. Вывод по работе.

6. Ответы на контрольные вопросы.

**Практическая работа № 12.**

**Расчёт цепной передачи.**

**Цель**: Освоение методики расчета цепной передачи

***Умения:*** производить расчеты механических передач (расчет цепной передачи).

***Знания:*** (актуализация)-основырасчетов механических передач(алгоритм расчета цепной передачи)

- виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;

**Теоретический материал**

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью, состоящая из ведущей и ведомой звёздочек, огибаемых цепью. Цепные передачи применяются в станках, тракторных машинах для передачи

вращения между параллельными валами, расположенными на расстоянии

до 8 м. В зависимости от типа приводных цепей различают цепные передачи с роликовой,втулочной и зубчатой цепью.

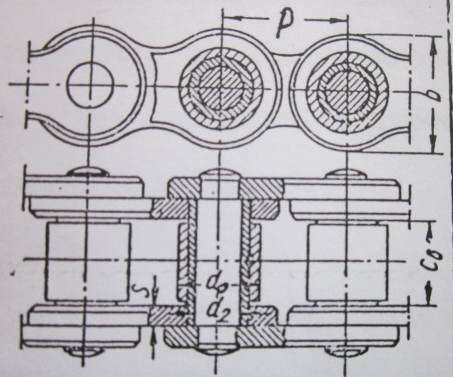


Рисунок 1. Цепь втулочно-роликовая

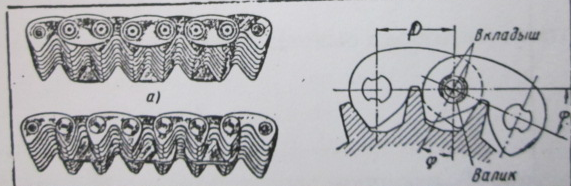


Рисунок 2. Цепь зубчатая

Роликовые цепи используются при скорости до 15 м/с. Втулочные цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь, уменьшает массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при V ≤ 1 м/с.

Зубчатые цепи состоят из набора зубообразных пластин, шарнирно соединённых между собой. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенных под углом 60°, которыми каждое звено садится на два зуба звёздочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи имеют минимально возможный шаг и поэтому допускают более высокие скорости V ≤ 1 м/с. По сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже.

*Материалы цепей*: цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40х с закалкой твёрдости (40…50) HRC. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы – из цементуемых сталей, например, сталей 15, 20, 15х с закалкой твёрдости (52…65) HRC.

*Материал звёздочек* должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звёздочки изготавливают из сталей 45, 40х с закалкой или цементуемых сталей 15, 20х и др.

Основными *критерием работоспособности* является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. В соответствии с этим, основным расчётом цепной передачи является расчёт на износостойкость шарниров цепи. Долговечность приводных цепей по износу составляет 8…10 тыс. часов работы.

**Задание к практической работе:**

Рассчитать передачу роликовой цепью от редуктора к ленточному транспортёру. Тяговое усилие ленты F, скорость ленты V, диаметр барабанов D, передаточное отношение передачи u, межосевое расстояние*а* = 40р. Нагрузка с небольшими толчками, смазка цепи непрерывная, передача горизонтальная, регулирование цепи натяжным роликом.

**Ход выполнения работы**

1.Записать условие задачи и исходные данные к задаче в соответствии с вариантом (таблица 1)

Таблица1- Исходные данные к практической работе.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Данные для расчёта | Варианты | | | | | | | | | | | | |
| **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** | **11** | **12** | **13** |
| F, кН | 2,5 | 3,6 | 4,0 | 4,5 | 3,8 | 5,0 | 5,5 | 3,8 | 4,2 | 5,2 | 4 | 4,2 | 2,8 |
| V, м/с | 1,6 | 1,1 | 1,3 | 1,2 | 1,0 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,0 | 0,8 | 1,1 |  | 3 |
| D, мм | 360 | 400 | 280 | 300 | 250 | 350 | 450 | 420 | 300 | 400 | 350 | 300 | 450 |
| u | 2,5 | 2 | 3 | 4 | 5 | 2 | 2,5 | 4 | 5 | 2,5 | 3 | 4 | 2,5 |

Таблица1(продолжение) - Исходные данные к практической работе

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Данные для расчёта | Варианты | | | | | | | | | | | | |
| **14** | **15** | **16** | **17** | **18** | **19** | **20** | **21** | **22** | **23** | **24** | **25** | **26** |
| F, кН | 3 | 3,5 | 4 | 4,7 | 3,6 | 4 | 4,3 | 5 | 5,5 | 4 | 4,8 | 3,9 | 3,6 |
| V, м/с | 1.2 | 1,3 | 1 | 1,3 | 1,5 | 0,8 | 0,9 | 1,1 | 1,1 | 1,3 | 0,9 | 1,2 | 1 |
| D, мм | 360 | 400 | 280 | 300 | 250 | 350 | 450 | 420 | 300 | 400 | 380 | 400 | 350 |
| u |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

2.Выполнить расчет передачи в соответствии с приведенным алгоритмом.

2.1. Определить число зубьев ведущей звёздочки



Примечание: Предпочтительно принимать нечётное число зубьев в сочетании с чётным числом звеньев цепи.

2.2. Определить число зубьев ведомой звёздочки z2



Примечание:, в противном случае уменьшить z1.

2.3. Определить вращающий момент на валу ведущей звёздочки

, где F (Н), D (М), M (НМ).

Примечание: коэффициент полезного действия цепной передачи η = 0,92…0,98.

2.4. Определить угловую скорость ведущей звёздочки

 (с-1).

2.5. Выбрать ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнире цепи [*рц*], ориентируясь на его меньшее значение (по таблице2).

2.6. Определить коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи /таблица 3/

.

Таблица 2 - Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей [pц], Н/мм2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Шаг иепи*р,* мм |  | При частоте вращения меньшей звездочки я., об/мин | | | | | |  |
| 50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 |
| 12,7; 15,875 19,05; 25,4 31,75; 38,1 44,45; 50,8 | 35  35  35  35 | 31,5 30 29 26 | 28,5  26  24  21 | 26 23,5 21 17,5 | 24  21  18,5 15 | 22.5  19  16,5  - | 21  17,5  15  - | 18,5  15  -  - |

2.7. Определить коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи /табл.3/ ,

Кd –коэффициент динамичности,

Крег –коэффициент, зависящий от способа регулировки,

Кθ –коэффициент угла наклона линии центров к горизонту,

Кр – коэффициент режима работы,

Кс – коэффициент способа смазки

Таблица 3 - Значения поправочных коэффициентов *К*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Условия работы передачи | | | Коэффициент | |
| Обозна-чение | значение |
| Динамичность нагрузки | Равномерная  Переменная или толчкообразная | | *КД* | 1  1,2...1,5 |
| Регулировка межосевого рас­стояния | Передвигающимися опорами  Нажимными звездочками  Нерегулируемые передачи | | *Крег* | 1  0,8  1,25 |
| Положение пе­редачи | Наклон линии центров звездочек к горизонту, град | ɵ = 0...40  ɵ =40... 90 | *kɵ* | 1.15  1,05 |
| ɵ<60  ɵ>60 | *Кɵ* | 1  1.25 |
| Способ смазы­вания | Непрерывный (в масляной ванне или от насоса) Капельный Периодический | | *Ко* | 0,8 1  1.5 |
| Режим работы | Односменная  Двухсменная  Трехсменная | | *Кр* | 1  1,25  1,5 |

2.8. Определить шаг цепи из условия износостойкости шарниров цепи

,

По величине шага *р,* выбрать по стандарту роликовую цепь с параметрами:

*р =* ,*d1= , b3=*  , q = /табл.4/

2.9. Определить среднюю скорость цепи

 (м/с).

2.10. Определить мощность на валу ведущей звёздочки  (Нм)

и окружную силу  (Н).

2.11. Определить расчётное давление в шарнирах цепи , где

 (мм2) – площадь проекции опорной поверхности шарнира однорядной цепи.

2.12. Уточнить [*рц*] для принятого шага цепи /табл.2/

2.13. Проверить износостойкость цепи по условию *рц*≤ *[рц].*

*Перегрузка цепи не допускается. В случае перегрузки необходимо взять цепь с большим шагом, либо увеличить число зубьев ведущей звездочки повторить и повторить расчет передачи*

2.14. Определить:

14.1 межосевое расстояние *а* = 40р =

14.2 длину цепи в шагах

,

*Примечание: следует принять чётное число шагов.*

Таблица 4.Цепи приводные роликовые типа ПР ГОСТ 13568-75.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | | | | | | | | | | |
| Обозначение цепи | *р* | *b3* не менее | *d1* | *d2* | *h,*не более | | *b7,*не более | *b6 ~~,~~*не более | Разрушающая нагруз-ка, Н, не менее | Масса 1 м  цепи *q*,кг |
| ПР-8-460 | 8,0 | 3,00 | 2,31 | 5,0 | 7,5 | 12 | | 7 | 4600 | 0,20 |
| ПР-9,525-910 | 9,525 | 5,72 | 3,28 | 6,35 | 8,5 | 17 | | 10 | 9100 | 0,45 |
| ПР-12,7-900-1 | 12,7 | 2,40 | 3,66 | 7,75 | 10,0 | 8,7 | | **—** | 9000 | 0,30 |
| ПР-12,7-900-2 | 12,7 | 3,30 | 3,66 | 7,75 | 10,0 | 12 | | 7 | 9000 | 0,35 |
| ПР-12,7-1820-1 | 12,7 | 5,40 | 4,45 | 8,51 | 11,8 | 19 | | 10 | 18200 | 0,65 |
| ПР-12,7-1820-2 | 12,7 | 7,75 | 4,45 | 8,51 | 11,8 | 21 | | 11 | 18200 | 0,75 |
| ПР-15,875-2300-1 | 15,785 | 6,48 | 5,08 | 10,16 | 14,8 | 20 | | 1 1 | 23000 | 0,80 |
| ПР-15,875-2300-2 | 15,875 | 9,65 | 5,08 | 10,16 | 14,8 | 24 | | 13 | 23000 | 1,00 |
| ПР-19,05-3180 | 19,05 | 12,70 | 5,94 | 11,91 | 18,2 | 33 | | 18 | 31800 | 1,9 |
| ПР-25,4-6000 | 25,4 | 15,88 | 7,92 | 15,88 | 24,2 | 39 | | 22 | 60000 | 2,6 |
| ПР-31,75-8900 | 31,75 | 19,05 | 9,53 | 19,05 | 30,2 | 46 | | 24 | 89000 | 3,8 |
| ПР-38,1-12700 | 38,1 | 25,4 | 11.1 | 22,23 | 36,2 | 58 | | 30 | 127000 | 5,5 |
| ПР-44,45-17240 | 44,45 | 25,40 | 12,70 | 25,40 | 42,4 | 62 | | 34 | 172400 | 7,5 |
| ПР-50,8-22700 | 50,8 | 31,75 | 14,27 | 28,58 | 48,3 | 72 | | 38 | 227000 | 9,7 |
| ПР-63.5-35400 | 63,5 | 38,10 | 19,84 | 39,68 | 60,4 | 89 | | 48 | 354000 | 16,0 |

2.15. Определить межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи



2.16. Определить натяжение цепи от провисания ведомой ветви

 (Н),

где kf – коэффициент провисания цепи

kf= 6 для горизонтальных передач;

kf = 3 для передач, наклоненных к горизонту до 40о

kf = 1 для вертикальных передач

q- масса 1м цепи, кг/м

g – ускорение свободного падения

2.17. Определить нагрузку, действующую на валы звёздочек

 (Н),

где kd – коэффициент динамичности.

3.Сформулировать вывод по работе.

4.Ответить на контрольные вопросы;

4.1. Как изменяется величина шага цепи при увеличении скорости цепи?

4.2. Как изменяется нагрузочная способность цепи с увеличением шага?

4.3. Какое ограничение существует для максимального числа зубьев ведомой звездочки для втулочных, роликовых и зубчатых цепей?

4.4. Перечислите основные геометрические параметры цепной передачи.

4.5. Назовите критерии работоспособности цепной передачи.

4.6.В чем заключается сущность расчета цепной передачи?

**Структура отчета по работе**

1.Номер и наименование практической работы.

2.Цель:

3.Задание к практической работе и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1)

4.Расчет цепной передачи в соответствии с алгоритмом.

5 Вывод по работе.

6. Ответы на контрольные вопросы.

**Практическая работа № 13**.

**Расчет подшипников качения на долговечность.**

**Цель**: формирование умений подбора подшипников качения и освоение методики расчета их на долговечность

***Умения:***производитьрасчеты простейших сборочных единиц (производить расчет подшипников качения на долговечность)**.**

***Знания:*** (актуализация)основы расчетов простейших сборочных единиц общего назначения (алгоритм подбора подшипников; алгоритм расчета и маркировка подшипников).

**Теоретический материал.**

Подшипники качения состоят из внутренних и наружных колец, тел качения и сепараторов, отделяющих тела качения друг от друга.

Подшипники качения классифицируются:

1.по направлению воспринимаемой нагрузки:

* + *радиальные подшипники* – воспринимают только радиальную нагрузку (роликоподшипник с цилиндрическими роликами) или радиальную и некоторую осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные и роликоподшипники);
  + *упорные подшипники* - воспринимают только осевую нагрузку;
  + *радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники* – воспринимают радиальную и осевую нагрузки, причём обладающей может быть как радиальная (радиально-упорные), так и осевая (упорно-радиальные) нагрузки;

1.по форме тел качения: *шариковые* (тело качения – шарики),*роликовые* (тело качения – ролики:короткие цилиндрические, игольчатые, витые,конические, бочкообразные)

1. по габаритам и нагрузочной способности различают подшипники разных серий
2. по числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, многорядные;
3. по точности изготовления установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4 и 2. Наибольшее применение в общем машиностроении находят подшипники класса 0 (нормальный класс точности) – в условном обозначении не указывают.

***Краткие характеристики основных типов подшипников качения***

1. *Шарикоподшипник радиальный однорядный*

Может воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях и не превышают 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т.е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Допускает перекос наружных колец относительно внутренних не более 10’…15’. Наиболее распространённый и дешёвый подшипник, который имеет сравнительно малую и радиальную и осевую жесткость, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точную фиксацию валов.

2. *Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферических (самоустанавливающийся).*

Воспринимает в основном радиальную нагрузку, но может воспринимать одновременно в обоих направлениях незначительную (20% от неиспользованной допустимой радиальной) осевую нагрузку. Допускает значительные перекосы внутренних колец относительно наружных (до 2˚…3˚). Применяется для нежёстких валов и где не обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

3. *Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами.*

Воспринимает радиальную нагрузку. Допускает раздельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и наружного кольца подшипников. Обладает большей радиальной грузоподъёмностью, чем радиальный шарикоподшипник. Очень чувствителен к перекосам осей колец. Требует жестких валов и высокой соосности посадочных мест.

4. *Роликоподшипник радиальный игольчатый.*

Воспринимает только радиальную нагрузку. Осевое положение вала не фиксирует. Может применяться без внутреннего кольца. Рекомендуется для применения в узлах, работающих при колебательном движении вала и при малых числах оборота.

Игольчатые подшипники высокой точности могут работать при сравнительно высоких скоростях (окружная скорость вала до 10-12 м/с).

5. *Роликоподшипник радиальный двухрядный.*

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки в обе стороны до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Допускает значительный (2˚…3˚) перекос внутреннего кольца (вала) относительно наружного кольца (корпуса). Отличается от шарикоподшипника радиального двухрядного сферического большей грузоподъёмностью, но сложнее в изготовлении и дороже.

6. *Шарикоподшипник радиально-упорный.*

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки только в одну сторону. Допустимая осевая нагрузка для подшипника:

* тип 36000 (α = 12˚) до 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
* тип 46000 (α = 26˚) до 150% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
* тип 66000 (α = 32˚) до 200% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;

1. *Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами*

Воспринимает радиальную и осевую нагрузку только в одну сторону. Очень чувствителен к перекосам. Применяется в паре. Допускает регулировку осевой игры. Отличается от шарикоподшипника радиально-упорного большей грузоподъёмностью, малыми точностью вращения и предельными числами оборотов. Стоимость его ниже стоимости шарикоподшипника радиально-упорного. Допускается раздельный монтаж наружного кольца и внутреннего с комплектом роликов.

8. *Шарикоподшипник упорный однорядный.*

Воспринимает осевую нагрузку только в одну сторону. Применяется при сравнительно малых числах оборотов.

***Система условных обозначений подшипников качения***

Обозначения подшипников составляется из букв и цифр (максимальное количество цифр 7), условно характеризующих его в отношении размера отверстия, серии, типа и конструктивных особенностей.

Последние две цифры обозначения указывают шифр диаметра внутреннего кольца: …00 – d = 10 мм: … – d = 12 мм: и т.д., начиная от 04 (d = 20 мм) и кончая …99 (d = 495 мм) эти цифры умножают на 5, чтобы получить внутренний диаметр в мм. Например, подшипник с внутренним диаметром 115 мм – цифры 23 и т.д.

Третья цифра справа условного обозначения указывает на серии подшипников: особо лёгкая – 1; лёгкая – 2; средняя – 3; тяжёлая – 4 и т.д.

Четвёртая цифра слева указывает на типы подшипника:

0 – радиальный шариковый (0 не проставляется в условном обозначении);

1 – радиальный шариковый сферический;

2 – радиальный шариковый с короткими цилиндрическими роликами;

3 – радиальный роликовый сферический;

4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;

5 – радиальный роликовый с витыми роликами;

6 – радиально-упорный шариковый;

7 – роликовый конический (радиально-упорный);

8 – упорный шариковый;

9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифра обозначает конструктивные особенности подшипников. К конструктивным особенностям можно отнести угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на пружинном кольце и т.д.

Более подробные сведения о характеристике и системе условных обозначений можно найти в специальной литературе.

*Примеры условных обозначений подшипников качения:*

1. *Подшипник 210* – шариковый радиальный, лёгкой узкой серии с внутренним диаметром 50 мм (10 ּ 5 = 50 мм), нормального класса точности.
2. *Подшипник 36207* – 0 – класс точности; 3 – угол контакта α = 12˚; 6 – радиально-упорный шариковый; 2 – лёгкой серии; 07 – d = 35 мм ();
3. *Подшипник 6-7108* – 6 – класс точности, 7 – конический роликовый; 1 – особо лёгкая серия; 08 – d = 40 мм ().
4. *Подшипник 4109* – 0 – класс точности; 4 – игольчатый; 1 – особо лёгкая серия; 09 – d = 45 мм ().

**Порядок подбора и расчета подшипников качения на долговечность**

***1.Порядок определения маркировки подшипника.***

1.1.В зависимости от диаметра цапфы определяются 2 последние цифры в маркировке подшипника делением диаметра цапф на 5.

1.2.Назначается легкая серия.

1.3. Назначается тип подшипника по воспринимаемой нагрузке и форме тел качения.

1.4.Составляется маркировка подшипника, выбираются в соответствии с ГОСТом параметры подшипника:

d = D= B= Co= C=

***2.Расчет подшипников на долговечность***

Подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от характера

действующей нагрузки и диаметра цапфы. Подбор начинают с легкой серии. Выбранный подшипник качения проверяют на долговечность по динамической грузоподъемности

,часов

где С- динамическая грузоподъемность выбранного подшипника:

Рэкв – эквивалентная нагрузка

Рэкв=(XVRr + YFa)KσKt

где Х, Y –коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок, принимаемые в зависимости от отношения :

если ≥ е, то значения Х,У принимают по таблицам;

если ≤ е, то Х=1, У=0;

V- коэффициент кольца (V=1, если вращается внутреннее кольцо; V=1,2, если вращается внешнее кольцо)

Fa –осевая нагрузка подшипника;

Rr- суммарная радиальная нагрузка подшипника в каждой опоре

,

где Rx, Ry- соответственно реакции подшипника в горизонтальной и вертикальной плоскостях;

Кσ – коэффициент нагрузки;

Кt –температурный коэффициент (Кσ , Кt принимаются по таблицам)

m =3 - для шариковых;  - для роликовых подшипников

Полученное значение долговечности сравнивают с ресурсом работы редуктора и делают вывод о пригодности подшипников ([L] = 36000часов для зубчатых.

[L] =25000 часов- для червячных редукторов), т. е. L≥ [L]

**Задание для практической работы**

Подобрать подшипники качения, проверить их на долговечность, сформулировать вывод о пригодности подшипников, в случае непригодности подшипников предложить возможные варианты их замены.

**Ход выполнения работы**

1.Записать задание к практической работе и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1) и предложенной схемой.

Таблица 1- Исходные данные к практической работе.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| №вар. | М,нм | m1, мм | Z1 | m2,  мм | Z2 | n,  мин-1 | ℓ1,мм | ℓ2,мм | ℓ3,мм | d,  мм |
| 1 | 300 | 2 | 20 | 2,5 | 40 | 400 | 50 | 50 | 70 | 30 |
| 2 | 350 | 3 | 24 | 2 | 60 | 250 | 60 | 50 | 60 | 25 |
| 3 | 400 | 2 | 18 | 2 | 54 | 180 | 70 | 60 | 50 | 35 |
| 4 | 280 | 3 | 28 | 2 | 60 | 240 | 55 | 70 | 60 | 40 |
| 5 | 320 | 2,5 | 25 | 2,5 | 75 | 170 | 60 | 60 | 90 | 45 |
| 6 | 250 | 1,75 | 32 | 2 | 96 | 320 | 70 | 50 | 60 | 30 |
| 7 | 650 | 2,5 | 20 | 2,5 | 110 | 420 | 85 | 55 | 70 | 25 |
| 8 | 540 | 2 | 24 | 2 | 75 | 360 | 60 | 50 | 60 | 20 |
| 9 | 480 | 3 | 30 | 3 | 90 | 280 | 70 | 60 | 50 | 30 |
| 10 | 280 | 2 | 28 | 2,5 | 98 | 260 | 45 | 75 | 60 | 35 |
| 11 | 350 | 2,5 | 30 | 3 | 105 | 180 | 50 | 60 | 70 | 40 |
| 12 | 280 | 2 | 25 | 2 | 100 | 590 | 50 | 60 | 50 | 35 |
| 13 | 420 | 2,5 | 28 | 2,5 | 120 | 450 | 60 | 60 | 60 | 30 |
| 14 | 560 | 3 | 30 | 3 | 150 | 600 | 70 | 100 | 70 | 35 |
| 15 | 380 | 2 | 27 | 2 | 128 | 720 | 80 | 110 | 80 | 30 |
| 16 | 440 | 1,75 | 20 | 2 | 150 | 490 | 60 | 70 | 100 | 20 |
| 17 | 330 | 3 | 24 | 3 | 112 | 600 | 50 | 120 | 70 | 35 |
| 18 | 540 | 1,5 | 26 | 2 | 90 | 760 | 60 | 90 | 50 | 30 |
| 19 | 480 | 2 | 20 | 2,5 | 100 | 680 | 70 | 60 | 100 | 35 |
| 20 | 540 | 2,5 | 25 | 2,5 | 96 | 480 | 50 | 50 | 120 | 30 |
| 21 | 780 | 3 | 34 | 3 | 110 | 500 | 60 | 70 | 50 | 35 |
| 22 | 690 | 2 | 26 | 2 | 125 | 720 | 100 | 90 | 80 | 40 |
| 23 | 470 | 2 | 35 | 2 | 96 | 450 | 80 | 80 | 90 | 30 |
| 24 | 340 | 3 | 28 | 2 | 112 | 890 | 60 | 110 | 90 | 35 |
| 25 | 820 | 2 | 30 | 2 | 120 | 670 | 80 | 90 | 60 | 30 |
| 26 | 760 | 3 | 24 | 2,5 | 96 | 560 | 70 | 90 | 110 | 35 |
| 27 | 480 | 2,5 | 30 | 2.5 | 135 | 480 | 60 | 60 | 60 | 25 |
| 28 | 550 | 2 | 26 | 2 | 130 | 500 | 100 | 70 | 50 | 20 |
| 29 | 720 | 3 | 20 | 3 | 70 | 600 | 90 | 60 | 100 | 35 |
| 30 | 390 | 2 | 25 | 2 | 100 | 460 | 70 | 70 | 70 | 25 |

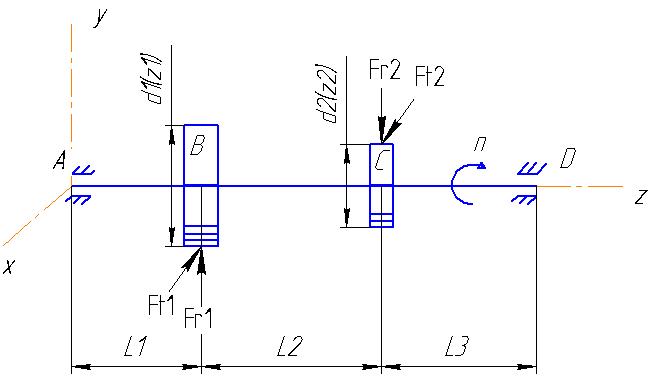
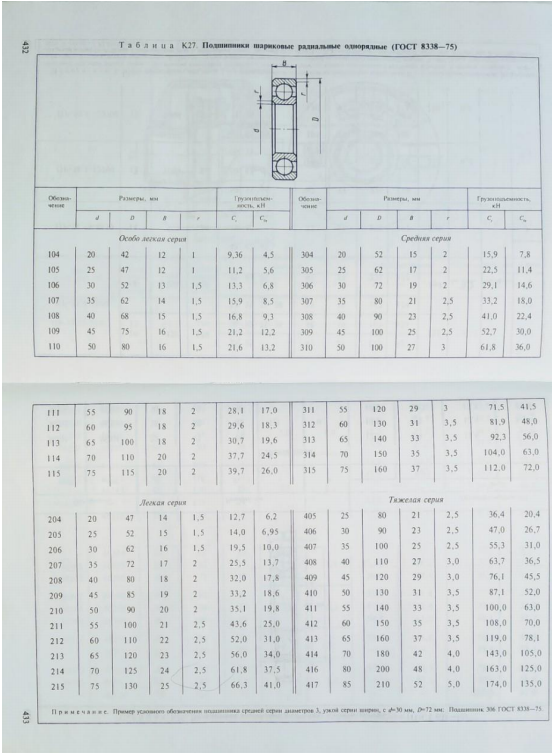


Рисунок 1 – Схема нагружения редукторного вала.

2. Подбор и расчет подшипников

2.1.Подобрать подшипники в соответствии с рекомендациями (ГОСТ 8338-75)

№ ,d = ; D = ; B = ; C = .



2.2.Определить усилия в зубчатом зацеплении

2.2.1. окружную силу:





где d1, d2 – делительные диаметры зубчатых колес



2.2.2. радиальную силу:

Fr1 = Ft1 ∙ tqα =

Fr2 = Ft2 ∙ tqα =

2.3. Определить реакций опор в вертикальной плоскости

∑ МА = 0;

∑ МД = 0;

Выполнить проверку: доказать, что ∑ Fiy =0;

2.4. Определить реакций опор в горизонтальной плоскости

∑ МА = 0;

∑ МД = 0;

Выполнить проверку: доказать, что ∑ Fiх =0;

Определить суммарную радиальную нагрузку в каждой опоре



2.6. Определить эквивалентную нагрузку в каждой опоре

Рэкв=(XVRr + YFa)KσKt

2.7. Определить долговечность наиболее нагруженного подшипника



2.8. Сформулировать вывод о пригодности подшипников.

3. Сформулировать вывод по работе.

4. Ответить на контрольные вопросы:

4.1. Укажите критерии подбора подшипников качения.

4.2. Методика определения суммарной радиальной силы.

4.3. Запишите формулу для определения эквивалентной нагрузки с расшифровкой входящих величин.

4.4. Как Вы понимаете «грузоподъемность подшипника»?

4.5. Назовите факторы, влияющие на долговечность подшипников?

4.6. Какие подшипники воспринимают только радиальные нагрузки?

4.7.Какие подшипники воспринимают только осевые нагрузки?

4.8. В чём преимущество роликовых подшипников перед шариковыми?

**Структура отчета по выполнению практической работы**

1.Номер и наименование работы.

2.Цель:

3.Задание к практической работы и исходные данные в сооттветствии с вариантом (таблица 1) и схема нагружения

4.Подбор подшипников

5.Расчет усилий в зубчатом зацеплении.

6.Определение реакций подшипников в вертикальной плоскости.

7. Определение реакций подшипников в горизонтальной плоскости.

8. Определение суммарной радиальной нагрузки в каждом подшипнике.

9. Определение эквивалентной нагрузки в каждом подшипнике.

10. Определение долговечности наиболее нагруженного подшипника

11.Вывод о пригодности выбранных подшипников.

12. Вывод по работе.

13. Ответы на контрольные вопросы.

**Критерии оценивания практических работ.**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № п/п | Критерии оценивания | Оценка |
| 1 | Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями без помощи преподавателя | 5 (отлично) |
| 2 | Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными самос-тоятельно | 4 (хорошо) |
| 3 | Выполнение работы в основном в соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными с помощью преподавателя | 3 (удовлетворительно) |

**РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА**

При подготовке и выполнении практических работ необходимо пользоваться теоретическим материалом, представленным в данных методических рекомендациях (в разрезе каждой практической работы.) и ГОСТами на детали, узлы и соединения.