Областное государственное бюджетное

профессиональное образовательное учреждение

«Томский политехнический техникум»

(ОГБПОУ «ТПТ»)



Методические указания для студентов по выполнению лабораторных и практических работ

учебной дисциплины «ДЕТАЛИ МАШИН»

для специальности

|  |  |
| --- | --- |
| 15.02.01 | Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования. |

2018

|  |  |
| --- | --- |
| Рассмотрено на заседании ЦМК  Обще профессиональных дисциплин  Протокол № \_\_\_\_\_\_  «\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_­­­­­ 2018 г.  Председатель ЦМК  \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Л.В. Петлина | Одобрено и рекомендовано к  использованию  методическим советом техникума  «\_\_\_\_\_»\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2018\_г.  Зам. директора по УМР  \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ /Е.А. Метелькова |

**Наименование методического пособия:** Методические указания для студентов по выполнению практических и лабораторных работ. Издание 2-е переработанное и дополненное **-** ТПТ.-2018.

**Разработал:** Которова Галина Сергеевна, преподаватель ОГБПОУ «ТПТ»

**Рецензент:**

Бай Д.Г., преподаватель ОГБПОУ «ТПТ»

Горкунова И.В., зам. директора по качеству ООО НПВО НИ «СИАМ».

634027, г. Томск тел.: 8-953-9123-11-04

ул. Смирнова, 44 e-mail: kotorova1959@yandex.ru

АННОТАЦИЯ

Методические указания для студентов по выполнению практических и лабораторных работ по учебной дисциплине «Детали машин» разработаны на основе Федерального государственного образовательного стандарта (далее ФГОС) по подготовки специалистов среднего звена (ППССЗ) по специальности СПО: *15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования.* Издание 2-е переработанное и дополненное в 2018г.

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

|  |  |
| --- | --- |
| ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА | 5 |
| **Практическая работа №1**  Расчет многоступенчатого привода | 6 |
| **Практическая работа №2**  Расчет фрикционных передач | 10 |
| **Практическая работа №3**  Расчет ременной передачи | 14 |
| **Практическая работа №4**  Расчет цепной передачи | 21 |
| **Практическая работа №5**  Расчет цилиндрических передач | 27 |
| **Практическая работа №6**  Расчет конических передач | 34 |
| **Практическая работа №7**  Расчет червячных передач | 38 |
| **Практическая работа №8**  Расчет передачи винт-гайка | 44 |
| **Практическая работа №9**  Расчет вала | 51 |
| **Практическая работа №10**  Расчет подшипников качения | 55 |
| **Практическая работа №11**  Расчет шпоночных соединений | 59 |
| **Лабораторная работа №1**  Исследование характеристик редуктора общего назначения | 62 |
| **Лабораторная работа №2**  Исследование действительных размеров подшипников качения и сравнение с ГОСТом | 63 |

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические указания по выполнению практических и лабораторных работ по дисциплине «Детали машин» для специальности:  *15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования,* разработан в соответствии со стандартом, учебным планом, паспортом и программой подготовки специалистов среднего звена (ППССЗ) по специальности 15.02.01. Издание 2-е переработанное и дополненное в 2018г.

Методические указания по выполнению практических и лабораторных работ предназначены для развития у студентов технического мышления, умения выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество, осуществлять поиск и использовать информацию, необходимую для эффективного выполнения профессиональных задач, работать с технической литературой.

Методические указания представлены для выполнения 11 практических и 2 лабораторных работ.

В результате выполнения практических и лабораторных работ обучающийся может сформировать *общие компетенций:*

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

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность;

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития;

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями;

ОК 7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

В результате выполнения практических и лабораторных работ обучающийся должен

освоить умения и усвоить знания:

|  |  |
| --- | --- |
| **Код**  **и наименование умений** | **Код**  **и наименование знаний** |
| У1. Умение производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;  У2. Умение читать кинематические схемы | З1. Знание видов механизмов, их кинематические и динамические характеристики;  З2. Знание основ расчета механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения. |

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ И ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ.

Практические и лабораторные работы следует выполнять в отдельной тетради, на обложке которой указать: наименование дисциплины, номер группы, номер варианта, Ф.И.О. Работы оформляются четким подчерком без помарок. Эскизы, схемы, графики, таблицы следует оформлять с применением чертежных принадлежностей.

**Практическая работа №1**

**2 часа**

**РАСЧЕТ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПРИВОДА.**

1. ***Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи:***
2. Ознакомиться с основными элементами кинематических схем механических передач.

2. Научиться определять кинематические и силовые характеристики многоступенчатых приводов.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы;

***3. Требования к отчету:***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. задания).
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

* 1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.
  2. В соответствие с вариантом задания вычертите кинематическую схему привода.
  3. Определите передаточные отношения ступеней и привода в целом.
  4. Определите КПД привода.
  5. Определите угловые скорости валов ω и частоты вращения n.
  6. Определите мощности на валах привода.
  7. Рассчитайте крутящие моменты на валах.
  8. Заполните таблицу полученных результатов.
  9. Сделайте выводы о проделанной работе.
  10. Устно ответить на контрольные вопросы.

*Теоретический материал*

Умение читать кинематические схемы является неотъемлемой частью каждого специалиста и является основополагающим при выполнении конструкторских работ. Без этого невозможен практически ни один расчет, в том числе и кинематический расчет электромеханического привода. Основные обозначения кинематических схем механических передач приведены в таблице №2.

Привод представляет собой двигатель и передаточный механизм, который, в свою очередь, может состоять из нескольких передач, и служит для передачи энергии от двигателя к рабочему звену. Кинематический расчет привода включает в себя определение угловых скоростей валов привода, определение мощностей и крутящих моментов на валах. Каждая ступень привода имеет свое передаточное отношение. Передаточное отношение привода в целом определяется произведением передаточных отношений всех ступеней, образующих передаточный механизм:

Uобщ = U1 · U2 ….· Un **,** (1)

где Uобщ - общее передаточное отношение;

Un - передаточные отношения ступеней.

Частные передаточные отношения можно определить по формуле

U = , (2)

где ω1 – угловая скорость ведущего звена передачи;

ω2 – угловая скорость ведомого звена передачи.

При расчетах угловая скорость ведомого звена заранее не известна, но известно передаточное отношение механизма, тогда преобразуя формулу (2), полечим зависимость для определения угловой скорости ω2:

ω2 = . (3)

Значение передаточного отношения передачи в этом случае следует определять по известным геометрическим параметрам. Так, например, для зубчатой и цепной передачи передаточное отношение можно определить, зная числа зубьев звеньев передачи:

U =  , (4)

где z1 – число зубьев ведущего звена;

z2 – число зубьев ведомого звена.

Для ременной или фрикционной передачи:

U = , (5)

где D1 – диаметр ведущего звена;

D2 – диаметр ведомого звена.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| При передаче энергии в результате несовершенности элементов механизма, а также из-за трения в передачах, происходят небольшие потери энергии, которые характеризуются коэффициентом полезного действия КПД. При этом результирующий КПД привода будет являться произведением всех частных КПД элементов, составляющих привод: | Таблица №1- Значение КПД механических передач.   |  |  | | --- | --- | | Тип передачи | η | | Муфта соединительная | 0,98 | | Зубчатая закрытая передача | 0,96 - 0,98 | | Зубчатая открытая передача | 0,95 - 0,96 | | Червячная передача | 0,7 - 0,9 | | Ременная передача | 0,94 - 0,96 | | Цепная передача | 0,92 - 0,95 | | Подшипники качения | 0,99 - 0,995 | |

η общ = η 1 · η 2 · η 3 ·…. η n ,  (6)

где η общ - КПД привода;

η n  - КПД элементов привода.

Значения КПД некоторых передач приведен в таблице №1. таким образом, зная частные значения КПД, можно определить мощности на валах привода. При этом мощность на последующем валу будет ниже на величину КПД элементов, участвующих в передаче энергии:

Р2 =Р1·η1, (7)

где Р1 – мощность на ведущем валу;

Р2 – мощность на ведомом валу.

Еще одной важной характеристикой любой механической передачи является крутящий момент на ее валах. Значение этого момента можно определить по формуле:

Т = , (8)

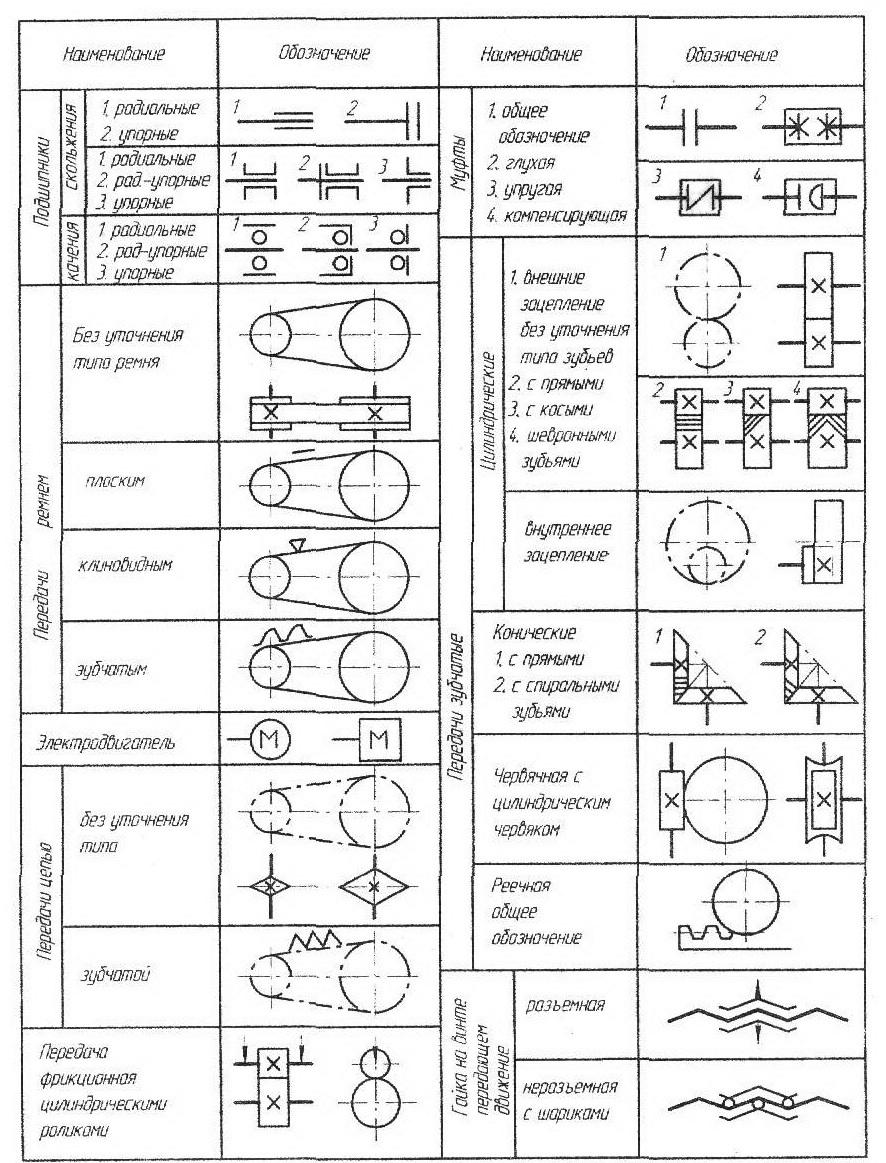
где Р – мощность на валу , кВт;

ω – угловая скорость вала, рад/с;

Т – крутящий момент на валу, Нм.

Кинематический и силовой расчеты механического привода являются базовыми. Полученные данные используются в дальнейшем для расчета передач, составляющих привод.

Таблица №2. Обозначения на кинематических схемах

****

***5.Задания для выполнения работы***

Для привода рабочей машины, состоящей из трех ступеней, составить кинематическую схему привода и определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Исходные данные взять из таблицы 3.

Таблица 3- Исходные данные.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *вариант* | *Рдв,*  *кВт* | *nдв,*  *об/мин* | *I ступень*  *(ременная)* | | *II ступень* | | | *III ступень* | | |
| *D1 , мм* | *D2 , мм* | *Тип* | *z1* | *z2* | *Тип* | *z1* | *z2* |
| 1 | 0,8 | 1500 | 100 | 180 | цилиндрическая | 25 | 106 | коническая | 13 | 35 |
| 2 | 1,4 | 24 | 112 | 15 | 35 |
| 3 | 2,7 | 20 | 110 | 17 | 40 |
| 4 | 4,5 | 32 | 160 | 17 | 40 |
| 5 | 6,4 | 125 | 27 | 100 | 19 | 45 |
| 6 | 7,6 | 1200 | 28 | 180 | 22 | 54 |
| 7 | 1,6 | 26 | 160 | цилиндрическая | 25 | 112 |
| 8 | 8,2 | 30 | 200 | 20 | 110 |
| 9 | 3,0 | 140 | 200 | червячная | 1 | 32 | 24 | 120 |
| 10 | 0,9 | 2 | 40 | 27 | 180 |
| 11 | 4,8 | 3000 | 4 | 128 | 21 | 160 |
| 12 | 6,8 | 2 | 30 | 30 | 210 |
| 13 | 3,4 | 160 | 1 | 24 | 32 | 200 |
| 14 | 7,7 | 2 | 28 | 28 | 180 |
| 15 | 1,8 | 2 | 40 | 32 | 210 |
| 16 | 5,0 | 1000 | 1 | 40 | 27 | 160 |
| 17 | 8,5 | 180 | 280 | 4 | 128 | 22 | 40 |
| 18 | 3,8 | 1 | 26 | 22 | 40 |
| 19 | 1,0 | коническая | 19 | 50 | 21 | 41 |
| 20 | 7,8 |  |  |  |  | 21 | 54 |  | 21 | 41 |
| 21 | 5,4 | 750 | 200 | 23 | 60 | 20 | 50 |
| 22 | 9,3 | 19 | 48 | 19 | 50 |
| 23 | 2,0 | 17 | 46 | 22 | 70 |
| 24 | 10,0 | 21 | 56 | 21 | 70 |
| 25 | 4,0 | 120 | 220 | червячная | 4 | 64 | 23 | 64 |
| 26 | 5,7 | 1500 | 2 | 16 | 18 | 54 |
| 27 | 1,1 | 2 | 18 | 15 | 54 |
| 28 | 7,0 | 1 | 16 | коническая | 21 | 184 |
| 29 | 2,3 | 150 | 4 | 40 | 22 | 80 |
| 30 | 8,0 | 1 | 16 | 22 | 45 |
| 31 | 4,2 | 1000 | цилиндрическая | 21 | 120 | 21 | 54 |
| 32 | 6,1 | 23 | 83 | 23 | 60 |
| 33 | 1,2 | 190 | 450 | 18 | 60 | 23 | 84 |
| 34 | 7,2 | 25 | 64 | 19 | 80 |
| 35 | 2,5 | 28 | 100 | 19 | 64 |
| 36 | 6,2 | 900 | 24 | 52 | 20 | 56 |
| 37 | 3,3 | 300 | 30 | 82 | 20 | 54 |
| 38 | 2,4 | 21 | 110 | 17 | 40 |
| 39 | 7,5 | 25 | 62 | 19 | 42 |
| 40 | 6,0 | 19 | 58 | 17 | 45 |

Таблица 4 - Результаты расчетов

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *Параметр* | *Порядковый номер вала* | | | |
| *Вал двигателя* | *I – ый вал* | *II –ый вал* | *III-ый вал* |
| n, об/мин |  |  |  |  |
| ω, рад/с |  |  |  |  |
| Р, кВт |  |  |  |  |
| Т , Нм |  |  |  |  |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Что такое кинематическая схема?

2. В каких единицах измеряется передаточное число?

3. Что определяет КПД передачи?

4. Как называется понижающая передача, чему равно передаточное число?

5. Как называется повышающая передача, чему равно передаточное число?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.
2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.
2. Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1. Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №2**

**2часа**

**РАСЧЕТ ФРИКЦИОННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи:***

Научиться рассчитывать фрикционную передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету:***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (диаметры ведущего и ведомого катков, ширину катков, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Основными критериями работоспособности фрикционных передач являются усталостная прочность, которая зависит от величины сил трения между катками.

Расчет фрикционной передачи выполняется как проектировочный, а затем проверочный расчет передачи на прочность.

Порядок расчета фрикционной передачи.

*1.Проектировочный расчет.*

1.1. В зависимости от условий работы выбирают материал катков и по таблице 2 принимают [σ] Н; Е.

1.2. По таблице 1 задают коэффициент трения *f,* после чего принимают коэффициент Кс- коэффициент запаса сцепления, вводится для пробуксовки от перегрузок в период пуска передачи: для силовых передач Кс=1,25…1,5; для передач приборов Кс=3…5.

1.3. Рассчитываем межосевое расстояние

aw= , (1)

1.4. Определяем геометрические размеры катков

Диаметр ведущего катка D1 =, (2)

Диаметр ведомого катка D2 = D1 ·u, (3)

Ширина обода катков b= aw ·, -коэффициент ширина обода катка по межосевому расстоянию, =0,2…0,4. (4)

Уточняем межосевое расстояние по формуле 5. aw= , (5)

1.5. Определяем силу нажатия Fr = , (6)

1.6. Проверка передачи по окружной скорости V<Vmax = 7…..10 м/с

V= , (7)

*2. Проверочный расчет*

Передачу проверяют на прочность по формуле Условие прочности σН ≤ [σ] Н;

Расчетное контактное напряжение σН =  (8)

При этом следует иметь ввиду, что допускаемая недогрузка передачи не более 10%, перегрузка – не более 5%.

Таблица 1- Значения коэффициента трения f следующие:

|  |  |
| --- | --- |
| *сочетание материалов* | *коэффициента трения, f* |
| Сталь по стали (в масле) | 0,04…0,05 |
| Сталь по стали или чугуну (всухую) | 0,15…0,18 |
| Текстолит по чугуну или стали (всухую) | 0,30…0,35 |
| Металлокерамика по стали (всухую) | 0,30…0,35 |
| Сталь по бронзе (периодическое смазывание) | 0,08…0,10 |

Таблица 2- Допускаемые напряжения

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Материал* | *[σ] Н* | *Е* |
| *МПа* | |
| Закаленная сталь (при хорошем смазывании) | 600-800 | 2,1·105 |
| Серый чугун марок СЧ10 до СЧ30 | 420-720 | 1,1·105 |
| Текстолит | 80-100 | 6 ·105 |

*Пример.*Рассчитать открытую цилиндрическую фрикционную передачу с гладкими катками по следующим данным: мощность на ведущем катке Р1=4,1 кВт; частота вращения n1=1000 об/мин; передаточное число u=3,27, материал катков сталь по стали всухую.

1.Проектировочный расчет.

1.1. В зависимости от условий работы выбирают материал катков и по таблице 2 принимают [σ] Н = 600МПа; Е=2,1·105.

1.2. По таблице 1 задаем коэффициент трения *f=*0,15; выбираем =0,3 *,* после чего принимаем коэффициент Кс=1,5.

1.3. Определяем момент на валу = 39Нм= 39·103 Нмм

рассчитываем межосевое расстояние по формуле1

aw=  = 148мм,

1.4. Определяем геометрические размеры катков

Диаметр ведущего катка D1 == 69мм, принимаем D1 =70мм

Диаметр ведомого катка D2 = 69 ·3,27= 228мм, принимаем D2 =230мм

Уточняем межосевое расстояние по формуле 5

aw=  150мм

Ширина обода ведомого катка b= 150·0,3 = 45мм,

ведущего b1= b+5 =45+5 =50мм

1.5. Определяем силу нажатия

Fr = = 11  Н

1.6. Проверяем передачу по окружной скорости V<Vmax = 7…..10 м/с

V= = 3,6 м/с, что меньше Vmax = 7…..10 м/с

2. Проверочный расчет

Передачу проверяем на прочность по формуле

Условие прочности σН ≤ [σ] Н;

Рассчитываем контактное напряжение по формуле 8

σН =  =574МПа < [σ] Н = 600МПа

Вывод:Недогрузка составляет 4,35%, что допустимо.

***5.Задания для выполнения работы***

Рассчитать открытую цилиндрическую фрикционную передачу с гладкими катками по следующим данным: мощность на ведущем катке Р1, частота вращения n1, передаточное число u, материал катков сталь по стали всухую. Исходные данные взять в таблице 3.

Таблица 3 - Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *вариант* | *Р1,*  *кВт* | *n1,*  *об/мин* | *u* | *Материалы катков* |
| 1 | 0,8 | 1500 | 1,8 | Сталь по стали (в масле) |
| 2 | 1,4 |
| 3 | 2,7 |
| 4 | 4,5 |
| 5 | 6,4 | 2,6 |
| 6 | 7,6 | 1200 |
| 7 | 1,6 |
| 8 | 8,2 |
| 9 | 3,0 | 3,5 | Сталь по бронзе (периодическое смазывание) |
| 10 | 0,9 |
| 11 | 4,8 | 3000 |
| 12 | 6,8 |
| 13 | 3,4 | 2,87 |
| 14 | 7,7 |
| 15 | 1,8 |
| 16 | 5,0 | 1000 |
| 17 | 8,5 | 3,8 | Текстолит по чугуну или стали (всухую) |
| 18 | 3,8 |
| 19 | 1,0 |
| 20 | 7,8 |
| 21 | 5,4 | 750 | 2,96 |
| 22 | 9,3 |
| 23 | 2,0 |
| 24 | 10,0 |
| 25 | 4,0 | 3,11 | Сталь по стали или чугуну (всухую) |
| 26 | 5,7 | 1500 |
| 27 | 1,1 |
| 28 | 7,0 |
| 29 | 2,3 | 2,7 |
| 30 | 8,0 |
| 31 | 4,2 | 1000 |
| 32 | 6,1 |  |  |  |
| 33 | 1,2 | 2 | Металлокерамика по стали (всухую) |
| 34 | 7,2 |
| 35 | 2,5 |
| 36 | 6,2 | 900 |
| 37 | 3,3 | 2,4 |
| 38 | 2,4 |
| 39 | 7,5 |
| 40 | 6,0 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Что такое фрикционная передача?

2. В каких единицах измеряется межосевое расстояние?

3. Дайте определение работоспособности фрикционной передачи?

4. Как называется понижающая передача, чему равно передаточное число?

5. Как называется повышающая передача, чему равно передаточное число?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №3**

**2часа**

**РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи:***

Научиться рассчитывать ременную передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету:***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (диаметры ведущего и ведомого шкивов, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Основными критериями работоспособности ременных передач являются: тяговая способность, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом и долговечность ремня, т.е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Расчет ременной передачи по тяговой способности выполняется как проектный, а затем подобранный в результате расчета ремень проверяется на долговечность.

1. *Порядок расчета плоскоременной передачи*.
   1. Проектный расчет.
      1. Определяем диаметр меньшего шкива (ведущего) и, полученное значение, округлить до ближайшего меньшего (табл.1).

d1= (1100….1300)·(мм), (1)

где: P1(кВт)- мощность, передаваемая ведущим шкивом

n1 (об/мин)- частота вращения ведущего вала

Таблица 1 – Диаметры шкивов по ГОСТ 17383-73

|  |
| --- |
| 40, 45, 50, 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 |

Определяем диаметр ведомого шкива с учетом скольжения. Полученное значение округляем до ближайшего (табл.1) d2 = (1-ζ) · d1 ·u (2)

где: u - передаточное число

ζ - коэффициент скольжения, ζ = 0,01…0,03, меньшее значение принимать при спокойной нагрузке.

* + 1. Определяем окружную скорость ведущей ветви ремня

V1 = 0,5 · d1· ω1 (3)

где: ω1 - угловая скорость ведущего шкива

* + 1. Выбираем тип ремня в зависимости от V1

V1 при до 15 м/с прорезиненный тип В

V1 при до 20 м/с прорезиненный тип Б

V1 при до 30 м/с прорезиненный тип А

V1 при до 60 м/с пленочный

V1 при до 100 м/с синтетический тканевый

* + 1. Определяем межосевое расстояние и округляем по стандарту к среднему значению (табл.2)

(d1+ d2) ≤ аw ≤ 2,5·(d1+ d2) (4)

Таблица 2 – Межосевое расстояние по Ra40

|  |  |
| --- | --- |
| 1 ряд | 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500, и.д.\*10 |
| 2 ряд | 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120, 1400, 1800, 2240, 3550, и.д.\*10 |

* + 1. Определяем угол обхвата ремнем малого шкива

α1 = 180º - (5)

Если α1 < 150, необходимо увеличить межосевое расстояние аw

* + 1. Определяем рабочую длину ремня

L = 2· аw + 0,5· π · (d1+ d2) +  (6)

* + 1. Определяем общую длину ремня

L0 = L + ΔL (7)

ΔL= 100…400 мм на сшивку ремня

* + 1. Определяем толщину ремня

Для прорезных и синтетических ремней из соотношений:

d1/δ = 50 – для прорезиненного типа А

d1/δ = 45 – для прорезиненного типа Б

d1/δ = 40 – для прорезиненного типа В

d1/δ = 250 – для синтетического ремня

Для пленочного ремня по таблице 3

Таблица 3 – Толщина пленочного ремня

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| δ,мм | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |
| d1,мм | 28 | 36 | 45 | 56 | 63 | 75 | 80 | 90 | 100 |

* + 1. Определяем площадь поперечного сечения ремня

S = Ft / [σпп] (8)

где: Ft - окружная сила (н)

Ft =  (9)

[σпп] - допускаемое проектное напряжение

[σпп] = [σп] · Cα · Cv ·Co · Cp (10)

[σп] - допускаемое полезное напряжение

[σп] = 2,3 МПа для ремня типа А

[σп] = 2,28 МПа для ремня типа Б

[σп] = 2,25 МПа для ремня типа В

[σп] = 3 МПа для синтетического ремня

[σп] = 2,6 МПа для пленочного ремня

Cα - коэффициент угла обхвата (табл.4)

Cv - скоростной коэффициент (табл.5)

Cp - коэффициент режима нагрузки (табл.6)

Co - коэффициент, учитывающий наклон линии центров передачи (табл.7)

Таблица 4- Значение коэффициента Cα

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| α, град. | 150 | 160 | 170 | 180 | 200 | 220 |
| Cα | 0,91 | 0,94 | 0,97 | 1,0 | 1,1 | 1,2 |

Таблица 5 – Значение коэффициента Cv

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V1, м/с | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| Cv | 1,03 | 1,0 | 0,95 | 0,88 | 0,79 | 0,68 |

Таблица 6 – Значение коэффициента

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Нагрузка | спокойная | Умеренные колебания | Значительные колебания | Ударная |
| Cp | 1….0,85 | 0,9….0,8 | 0,8….0,7 | 0,7….0,6 |

Таблица 7 – Значение коэффициента

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Угол наклона линии центров | 0….60 | 60….80 | 80…90 |
| Co | 1,0 | 0,9 | 0,8 |

* + 1. Определяем ширину ремня. Ширину ремня округлить до стандартного значения (табл. 8)

b = аw / δ (11)

Таблица 8 – Ширина ремня

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *Число прокладок* | *А* | *Б* | *В* |
| *Ширина ремня, мм* | | |
| 2 | ------------------ | 20…45 | ------------------- |
| 3 | ------------------ | --------------------- | 20…40 |
| 3…5 | 20….75 | --------------------- | 50…75 |
| 3…6 | 80…..100 | --------------------- | 80….100 |
| 4…6 | 125….250 | 150….250 | 125…250 |
| 4…8 | 250….350 | 250…..300 | 250….300 |
| Ширину ремня назначают из ряда: 20, 25, (30), 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, 125, 160, 180, 200, 224, 250, 280, (300), 355, 400 | | | |

* 1. Проверочный расчет.

Долговечность ремня характеризуется числом пробегов ремня за весь срок службы передачи

* + 1. Определяем число пробегов ремня

N = V1 /L (12)

Проверяем условие долговечности

N ≤ [N] , где допускаемое число пробегов для плоского ремня не должно превышать 15ед/с ([N] = 15 ед/с)

*2. Расчет клиноременной передачи*

2.1. Проектный расчет

2.1.1. По графику (рисунок 1), в зависимости от мощности, передаваемой на ведущим валом (P1) и частоты вращения этого вала (n1) выбираем тип ремня и по ГОСТ 1284-86 (таблица 9) выбираем его размеры: b, h, A, d1min.

2.1.2. Определяем диаметры малого шкива (d1), увеличив табличное значение d1min на один-два номера по таблице 1.

2.1.3. Определяем диаметр ведущего шкива (d2) по формуле 2.

2.1.4. Определяем межосевое расстояние

2· (d1+ d2) ≤ аw ≤ [0,55·(d1+ d2)]+h (13)

аw по стандарту к среднему значению (табл.2)

2.1.5. Определяем длину ремня (L) по формуле 6. Полученное значение скорректировать по ГОСТ 1284-86 (таблица 10)

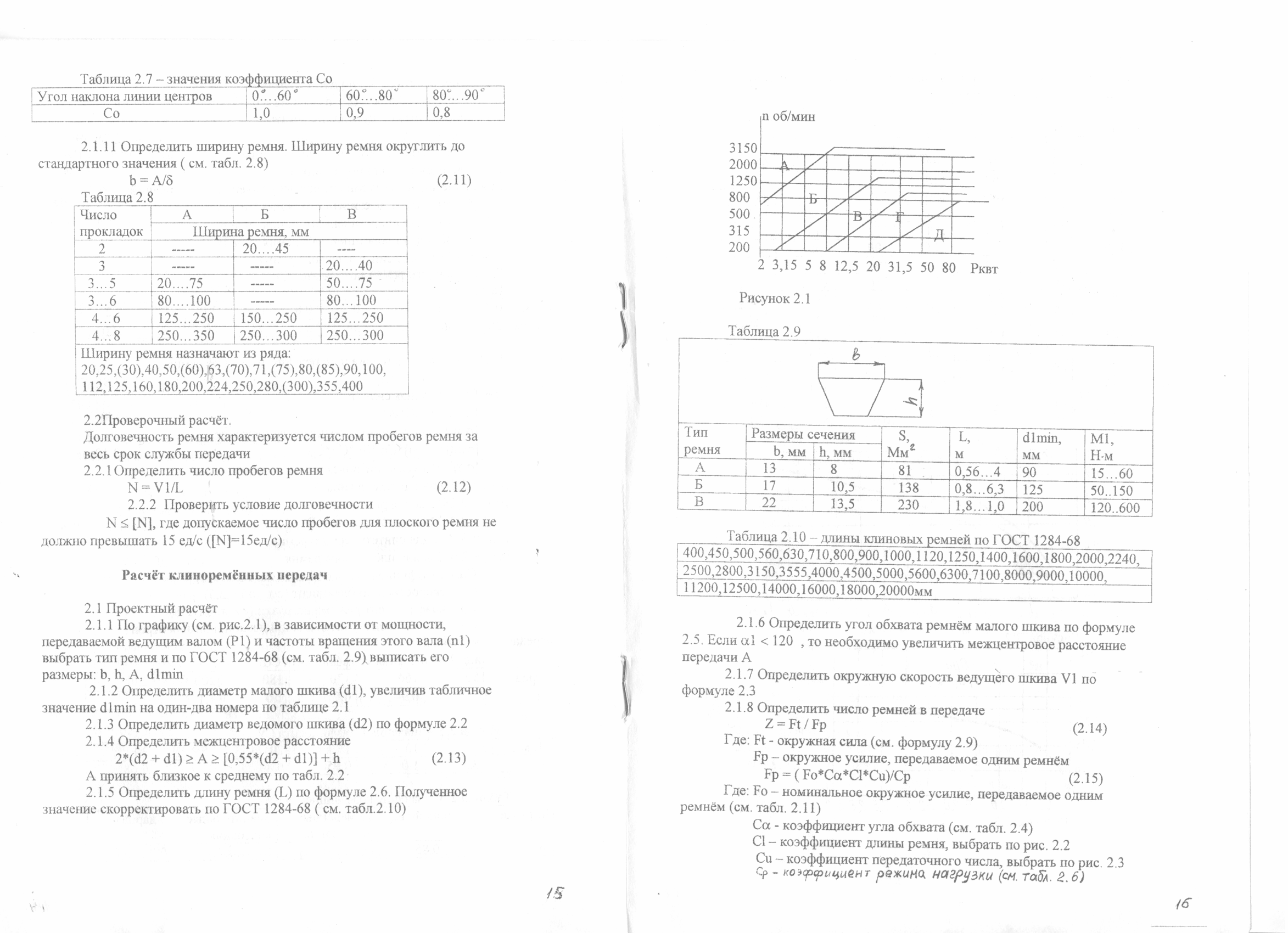


Рисунок 1- Тип ремня

Таблица 9 – Размеры ремня

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *Тип*  *ремня* | *Размеры сечения* | | *S,мм²* | *L,м* | *d1min,мм* | *M1,Нм* |
|  | *b,мм* | *h,мм* |
| А | 13 | 8 | 81 | 0,56…4 | 90 | 15…60 |
| Б | 17 | 10,5 | 138 | 0,8…6,3 | 125 | 50…150 |
| В | 22 | 13,5 | 230 | 1,8…1,0 | 200 | 120…600 |

Таблица 10 – Длина клиновых ремней по ГОСТ 1284-68

|  |
| --- |
| 400; 450; 500; 560;630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; |
| 2240; 2500; 2800; 3150; 3555; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300;7100; 8000; 9000; |
| 100004 11200; 12500; 14000; 16000; 18000; 20000мм |

2.1.6.Определяем угол обхвата ремнем малого шкива по формуле , если α1<120, то необходимо увеличить межосевое расстояние передачи аw .

2.1.7. Определяем окружную скорость ведущего шкива V1 по формуле 3.

2.1.8. Определяем число ремней в передаче

Z = Ft / Fp (14)

где: Ft - окружная сила

Fp - окружное усилие, передаваемое одним ремнем

Fp = (Fо · Cα · C1 ·Cu )/ Cp (15)

где: Fо - номинальное окружное усилие, передаваемое одним ремнем (табл. 11)

Cα - коэффициент угла обхвата (табл.4)

C1 - коэффициент длины ремня (рисунок 2)

Cu - коэффициент передаточного числа (рисунок 3)

Cр – коэффициент режима нагрузки (таблица 6)

Таблица 11 -Значения номинального окружного усилия, Fо (Н)

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Тип ремня* | *d1, мм* | *Окружная скорость, V1 (м/с) до* | | | | | |
| 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 |
| О | 71 | 112 | 95 | 81 | 68 | 56 | - |
| 80 | 124 | 107 | 94 | 80 | 66 | - |
| 90 | 134 | 116 | 104 | 86 | 76 | 62 |
| А | 100 | 190 | 160 | 138 | 115 | 91 | - |
| 112 | 210 | 182 | 160 | 137 | 112 | 83 |
| 125 | 230 | 200 | 177 | 155 | 132 | 105 |
| 140 | 246 | 218 | 194 | 172 | 148 | 105 |
| 160 | 264 | 235 | 214 | 190 | 165 | 121 |
| Б | 140 | 322 | 270 | 230 | 191 | - | 138 |
| 160 | 366 | 315 | 275 | 236 | 196 | 149 |
| 180 | 402 | 351 | 310 | 272 | 230 | 148 |
| 200 | 430 | 379 | 338 | 300 | 257 | 212 |
| 224 | 452 | 405 | 363 | 325 | 282 | 271 |
| В | 224 | 630 | 535 | 463 | 393 | 318 | 235 |
| 250 | 696 | 602 | 530 | 460 | 384 | 302 |
| 280 | 756 | 663 | 590 | 520 | 444 | 383 |
| 315 | 814 | 719 | 647 | 558 | 500 | 416 |
| 355 | 864 | 770 | 700 | 630 | 550 | 470 |

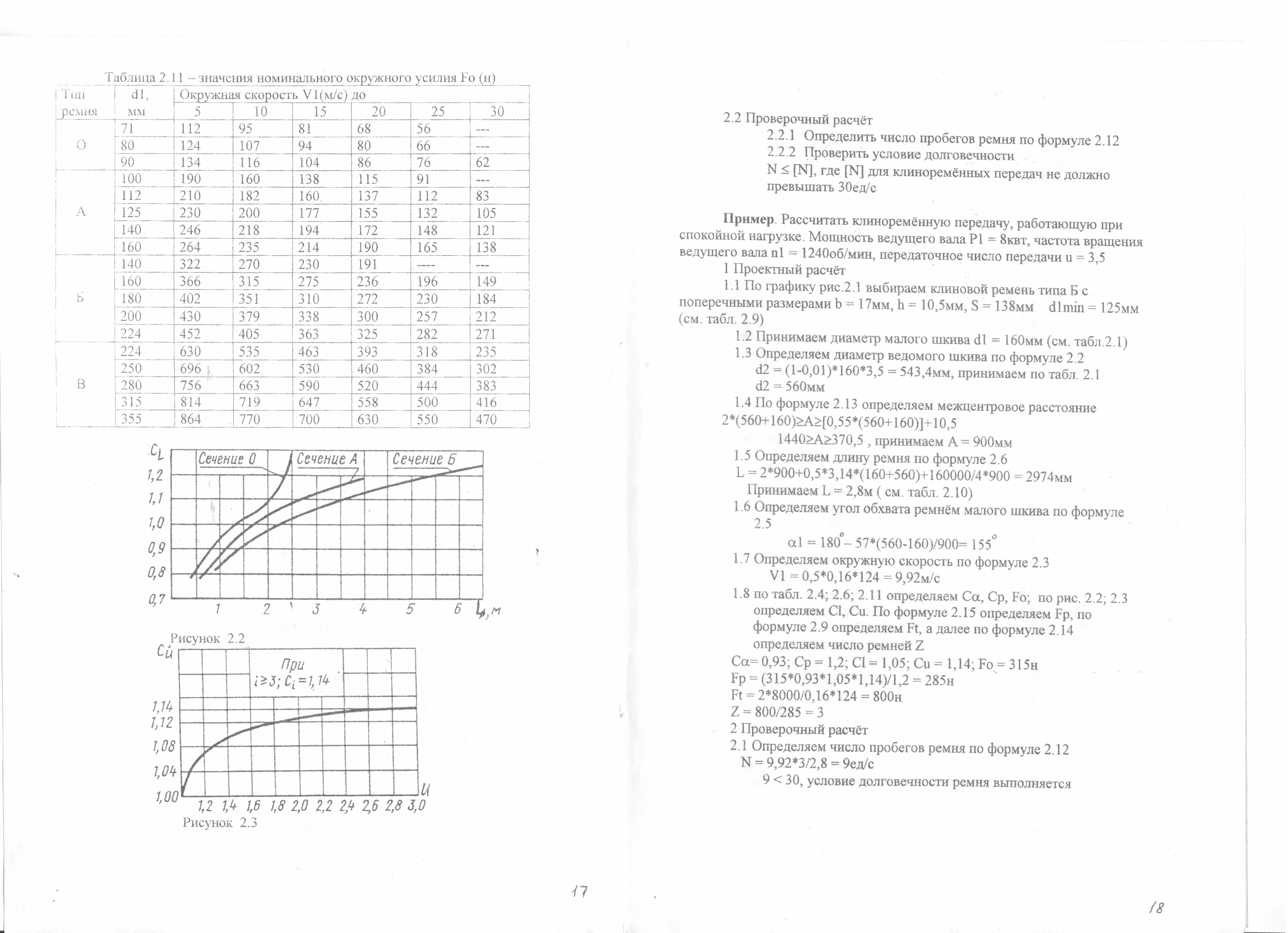


Рисунок 2- Коэффициент длины ремня

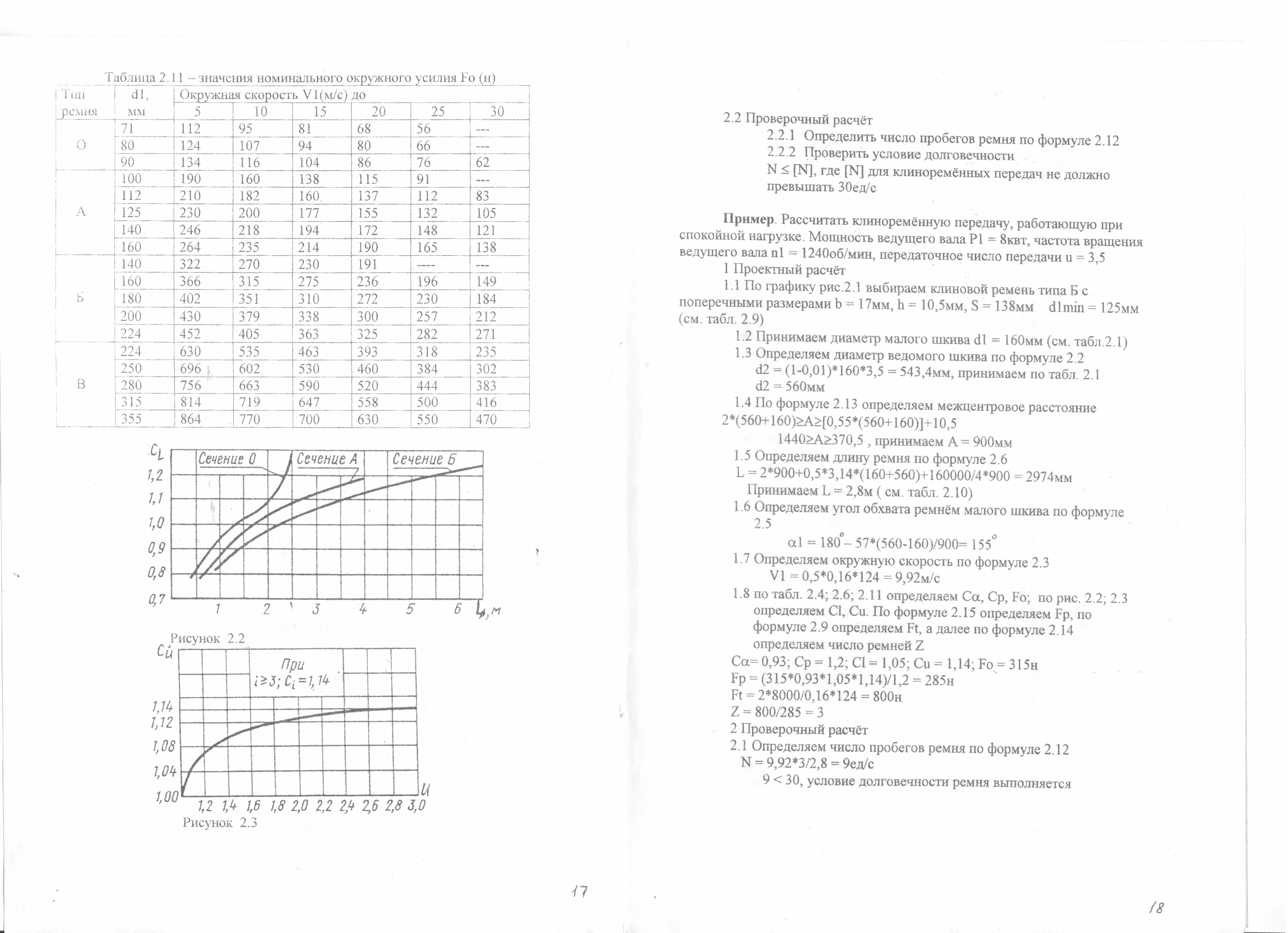


Рисунок 3-Коэффициент передаточного числа

2.2. Проверочный расчет

2.2.1. Определяем число пробегов ремня по формуле 12.

* + 1. Проверяем условие долговечности

N ≤ [N] , где допускаемое число пробегов для клиноременного ремня не должно превышать 30ед/с ([N] = 30 ед/с)

*Пример.*Рассчитать клиноременную передачу, работающую при спокойной нагрузке. Мощность ведущего вала P1= 8 кВт, частота вращения ведущего вала n1= 1240 об/мин, передаточное число передачи u= 3,5.

1. Проектный расчет*.*
   1. По графику 1 выбираем клиновой ремень типа Б с поперечными размерами b= 17мм, h=10,5 мм, S=138мм, d1min=125мм (таблица 9).
   2. Принимаем диаметр малого шкива d1=160мм (табл. 1)

1.3. Определяем диаметр ведущего шкива (d2) по формуле 2.

d2 = (1-0,01) · 160 ·3,5 = 543, 4 мм, принимаем по табл.1 d2 =560мм

1.4. Определяем межосевое расстояние по формуле 13

2· (560+ 160) ≤ аw ≤ [0,55·(560+ 160]+10,5

1440 ≤ аw ≤ 370,5, принимаем аw 900мм (по стандарту к среднему значению (табл.2))

1.5. Определяем длину ремня (L) по формуле 6.

L = 2· 900 + 0,5· 3,14 · (560+ 160) + 160000/4 · 900 = 2974мм, принимаем L = 2,8м (табл.10)

1.6.Определяем угол обхвата ремнем малого шкива по формуле 5

α1 = 180º - 57 · (560-160)/900 = 155º

1.7. Определяем окружную скорость ведущего шкива V1 по формуле 3.

V1 = 0,5 · 0,16· 124= 9,92мм

1.8. По таблицам 4,6,11 определяем Fо, Cp ,, Cα; по рисункам 2,3 определяем

C1 ,Cu . По формуле определяем Ft , далее по формуле , определяем число ремней в передаче Z

Cα =0,93; Cp = 1,2; C1 =1,05; Cu =1,14; Fо =315н

Fp = (315 ·0,93 · 1,05 · 1,14)/ 1,2 = 800н

Z = 800 / 285 =3

2. Проверочный расчет

2.1. Определяем число пробегов ремня по формуле

N = 9,92 · 3 /2,8 = 9 ед/с

* 1. Проверяем условие долговечности

N ≤ [N] , 9 ед/с ≤ 30 ед/с ,

*Вывод:*Условие долговечности ремня выполняется

***5.Задания для расчета ременных передач***

Рассчитать ременную передачу для заданных условий работы. Исходные данные выбрать по таблице 12, где P1- мощность на ведущем шкиве, ω1 -угловая скорость ведущего шкива, передаточное число – u. Исходные данные взять из таблицы 12.

Таблица 12- Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Вариант* | *P1, кВт* | *ω1,*  *рад/с* | *u* | *Вид передачи* | *Характеристика работы передачи* |
| 1 | 2,8 | 40 | 3 | Плоскоременная полуперекрестная | Нагрузка спокойная, угол наклона центров 50º |
| 2 | 8 | 25 | 3 |
| 3 | 3 | 42 | 1,5 | Нагрузка со значительными колебаниями, угол наклона центров 70º |
| 4 | 2,5 | 32 | 2 |  |  |
| 5 | 3,2 | 27 | 2,5 |
| 6 | 8 | 100 | 2 | Клиноременная | Нагрузка с умеренными колебаниями, угол наклона центров 40º |
| 7 | 0,8 | 95 | 2,5 |
| 8 | 12 | 120 | 2 |
| 9 | 4,2 | 72 | 3 | Нагрузка спокойная |
| 10 | 5 | 64 | 3 |

продолжение таблицы 12

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 11 | 1,1 | 37 | 2,5 | Плоскоременная полуперекрестная | Нагрузка с умеренными колебаниями, угол наклона центров 30º |
| 12 | 2,2 | 42 | 2 |
| 13 | 1,8 | 50 | 3 |
| 14 | 3,2 | 62 | 1,75 | Нагрузка ударная, угол наклона центров 45º |
| 15 | 4,0 | 40 | 2 |
| 16 | 2,2 | 75,4 | 2 | Клиноременная | Нагрузка с умеренными толчками |
| 17 | 10 | 100 | 2,5 |
| 18 | 5,5 | 130 | 2,5 | Нагрузка со значительными колебаниями, угол наклона центров 60º |
| 19 | 6,3 | 92 | 3 |
| 20 | 7,2 | 100 | 2 |
| 21 | 1,2 | 81 | 2,8 | Плоскоременная перекрестная | Нагрузка спокойная, угол наклона центров85º |
| 22 | 1,1 | 78 | 1,5 |
| 23 | 1,3 | 92 | 2 | Нагрузка ударная, угол наклона центров 30º |
| 24 | 2,6 | 54 | 2,5 |
| 25 | 3,5 | 73 | 2 |
| 26 | 15 | 145 | 3 | Клиноременная | Нагрузка спокойная |
| 27 | 11 | 104 | 2,5 |
| 28 | 7,5 | 147 | 3,5 | Нагрузка ударная |
| 29 | 6 | 100 | 2 |
| 30 | 5,2 | 78 | 2,5 | Плоскоременная перекрестная | Нагрузка с умеренными колебаниями, угол наклона центров 85º |
| 31 | 1,5 | 94 | 2 |
| 32 | 2,3 | 72 | 2,5 | Нагрузка со значительными колебаниями, угол наклона центров 65º |
| 33 | 1,8 | 46 | 2 |
| 34 | 4,3 | 56 | 2,5 |
| 35 | 0.8 | 23 | 1,8 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Дайте определение передаточного числа ременной передачи, если известны угловые скорости и частота вращения.

2. В каких единицах измеряется передаточное число?

3. Что определяет КПД передачи?

4. Почему клиноременные передачи по сравнению с плоскоременными при одних и тех же габаритах могут передать большую мощность?

5. Чем отличаются шкивы клиноременных передач от поликлиновых?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №4**

**2часа**

**РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи:***

Научиться рассчитывать цепную передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету:***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (диаметры ведущей и ведомой звездочек, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Основным критерием работоспособности цепной передачи является износостойкость шарниров цепи.

В соответствии с этим в качестве основного расчета принят расчет износостойкости шарниров, а основной расчетный критерий – давление в шарнире

p=Ft/S≤[p], (1)

где: p – давление в шарнире;

Ft – окружная сила;

S – площадь опорной поверхности шарнира;

[p] – допускаемое давление в шарнире.

*1.Проектный расчет.*

1.1. Определить числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Число зубьев ведущей звездочки выбрать в зависимости от передаточного числа по таблице 1, а число зубьев по формуле 2.

Таблица 1 – Выбор числа зубьев в зависимости от передаточного числа.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| U | 1….2 | 2…..3 | 3…..4 | 4…..5 | 5…..6 | > |
| Z1 | 30….27 | 27….25 | 25….23 | 23…..21 | 21….17 | 17….15 |
| Примечание. Меньшие значения выбирать при n1≤ 500 об/мин | | | | | | |

Z2=Z1 ·U (2)

Найденное значение Z2 не должно превышать Z2max= 120

1.2 Определить расчетную мощность

Рр=Р1·Кэ·Кz·Кn (3)

где: Р1 – мощность на ведущем валу передачи;

Кэ – коэффициент эксплуатации

Кэ = Кд·Кн· Крег·Кс·Креж (4)

Кд - коэффициент динамичности

Кн - коэффициент наклона передачи к горизонту

Крег - коэффициент способа регулирования натяжения цепи

Кс - коэффициент смазки и загрязнения передачи

Креж - коэффициент режима работы передачи

Коэффициенты Кд, Кн, Крег, Кс, ·Креж выбирать по таблице 2.

Кz – коэффициент числа зубьев

Кz =Z0/ Z1, Z0 = 25 (5)

Кn коэффициент частоты вращения

Кn =n0/ n1 (6)

n0 – принимать ближайшим к n1 из ряда:

50; 200; 400; 600; 800; 1000; 1200; 1600

Таблица 2 – Выбор коэффициентов

|  |  |
| --- | --- |
| Условия работы | Значения коэффициентов |
| Нагрузка равномерная или близкая к ней  Нагрузка переменная | Кд =1  Кд =1,2…1,5 |
| Линия центров звездочек наклонена к горизонту: до 60º  свыше 60º | Кн = 1  Кн = 1,25 |
| Положение оси регулируется:  одной из звездочек  нажимным роликом  не регулируется | Крег =1  Крег =1,1  Крег =1,25 |
| Производство: Смазка:  без пыли I  II  запыленное II  III  грязное III  IV | Кс =0,8  Кс = 1  Кс =1,3  Кс =1,8 до 4 м/с  Кс =3 до 7 м/с  Кс =3 до 4 м/с  Кс =6 до 7 м/с  Кс =6 до 4 м/с |
| Режим работы:  односменная  двухсменная  трехсменная | Креж = 1  Креж = 1,25  Креж = 1,45 |

1.3. По таблице 3, в зависимости от n0 и Рр выбрать цепь и по таблице 4, убедитесь,

что Рz< Рzmax

Таблица 3 – Выбор цепи

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Приводные роликовые цепи по ГОСТ 13568-75* | *Шаг,*  *Рz, мм* | *Диаметр валика d, мм* | *Длина втулки В,мм* | *Рр, кВт, при частоте вращения малой звездочки n0 (об/мин)* | | | | | | | |
| *50* | *200* | *400* | *600* | *800* | *1000* | *1200* | *1600* |
| ПР-12,7-9000-2 | 12,7 | 3,66 | 5,80 | 0,19 | 0,68 | 1,23 | 1,68 | 2,06 | 2,42 | 2,72 | 3,20 |
| ПР-12,7-18000-2\* | 12,7 | 4,45 | 11,3 | 0,45 | 1,61 | 2,91 | 3,98 | 4,90 | 5,74 | 6,43 | 7,55 |
| ПР-15,875-23000-2\* | 15,875 | 5,08 | 13,28 | 0,75 | 2,7 | 4,88 | 6,67 | 8,22 | 9,63 | 10,8 | 12,7 |
| ПР-19,05-32000\* | 19,05 | 5,96 | 17,75 | 1,41 | 4,80 | 8,38 | 11,4 | 13,5 | 15,3 | 16,9 | 19,3 |
| ПР-25,4-56700\* | 25,4 | 7,95 | 22,61 | 3,20 | 11,0 | 19,0 | 25,7 | 30,7 | 34,7 | 38,8 | 43,8 |
| ПР-31,75-88500\* | 31,75 | 9,55 | 27,46 | 5,83 | 19,3 | 32,0 | 42,0 | 49,3 | 54,9 | 60,0 | - |

продолжение таблицы 3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ПР-38,1-127000\* | 38,1 | 11,1 | 35,46 | 10,5 | 34,8 | 57,7 | 75,7 | 88,9 | 99,2 | 108 | - |
| ПР-44,45-172400\* | 44,45 | 12,7 | 37,19 | 14,7 | 43,7 | 70,6 | 88,3 | 101 | - | - | - |
| ПР-50,8-226800\* | 50,8 | 14,3 | 45,21 | 22,9 | 68,1 | 110 | 138 | 157 | - | - | - |
| *Примечание*. Цепи, отмеченные звездочкой, изготавливают также двухрядными и трехрядными | | | | | | | | | | | |

Таблица 4 – Шаг цепи

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| n1, мм | 1250 | 1000 | 900 | 800 | 630 | 500 | 400 | 300 |
| Рzmax,мм | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |

1.4. Определить окружную скорость движения цепи

V= ; (7)

Назначить вид смазки передачи по таблице 5

Таблица 5 - Смазка

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Качество смазки | Смазка цепных передач при окружной скорости V, м/с | | | |
| <4 | <7 | <12 | 12 |
| I – хорошая | Капельная | В масляной ванне | Циркуляционная под давлением | Разбрызгиванием |
| II – удовлетворительная | Густая внутришарнирная | Капельная | В масляной ванне | Циркуляционная под давлением |
| III – недостаточная | Периодическая через 6-8 часов | | | |
| IV – работа без смазки | Допускается при V до 0,007 м/с | | | |

1.5. Определить длину цепи в шагах, полученное значение округлить до целого числа

Lp = ; (8)

где: К=30, при U= 1…2

К=40, при U= 3…5

К=50, при U= 6…7

1.6. Определить межосевое расстояние

а, (9)

т.к. передача лучше работает при небольшом провисании холостой ветви цепи, рекомендуется межосевое расстояние аw назначить меньше расчетного на Δа

Δа = (0,002…0,004)ар (10)

а = ар - Δа целое число

1.7. Определить делительные диаметры звездочек

d= Рz/sin (π/Z) (11)

1.8. Определить ширину цепи

Ширину цепи В принимают равной длине втулки ( см. табл. 3)

*2.Проверочный расчет.*

2.1. Проверить отсутствие резонансных колебаний.

Проверка сводится к определению критической частоты вращения ведущей звездочки, при которой возможно появление резонансных колебаний

n1·k; (12)

n1к - критическая частота вращения

g- масса 1м длины однорядной цепи (см. табл.6)

Ft = P1/V1 – окружная сила (13)

Таблица 6- Параметры цепи ГОСТ 13568-75

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Цепь ГОСТ 13568-75 | Шаг цепи, мм | Масса 1м цепи, кг | Площадь опорной поверхности шарнира, см² |
| ПР-12,7-18000 | 12,7 | 0,65 | 0,22 |
| ПР-15,875-23000 | 15,875 | 0,8 | 0,51 |
| ПР-19,05-32000 | 19,05 | 1,9 | 1,05 |
| ПР-25,4-56700 | 25,4 | 2,6 | 1,79 |
| ПР-31,75-88500 | 31,75 | 3,8 | 2,62 |
| ПР-38,1-127000 | 38,1 | 5,5 | 4,72 |
| ПР-44,45-172400 | 44,45 | 7,5 | 3,94 |

2.2. Проверить долговечность цепи (формула 1)

где [Р] = [Ро] / Кэ (15)

[Ро] – допускаемое давление для типовой передачи выбрать по таблице 7.

Кэ – коэффициент эксплуатации определить по формуле 4

Таблица 7 – Значения [Ро], МПа

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Шаг цепи | Частота вращения ведущей звездочки n1, об/мин | | | | | | | | |
| 50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 |
| 12,7-15,875 | 35 | 31 | 28 | 26 | 24 | 22 | 21 | 18 | 16 |
| 19,05-25,4 | 35 | 30 | 26 | 23 | 21 | 19 | 17 | 15 | - |
| 31,75-38,1 | 35 | 29 | 24 | 21 | 18 | 16 | 15 | - | - |
| 44,45-50,8 | 35 | 26 | 21 | 17 | 15 | - | - | - | - |

*Пример.*Рассчитать цепную передачу в приводе транспортера, если: мощность на ведущем валу Р1 = 2,8 кВт, частота вращения ведущей звездочки n1= 150 об/мин, передаточное число u = 3, расположение линии центров передачи под углом 30 º к горизонту, передача открытая, работает в пыльном помещении в одну смену, регулируется малой звездочкой.

1. *Проектный расчет*
   1. Определяем числа зубьев звездочек.

Z1 = 25, принимаем по таблице 1

Z2 = 25 · 3 =75 < Z2max= 120, определяем по формуле 2

* 1. Определяем расчетную мощность по формуле 3

По таблице 2 определяем коэффициенты

Кд =1, нагрузка близка к равномерной

Кн = 1, угол наклона центров до 60º

Крег = 1, положение оси регулируется одной звездочкой

Кс = 1,3 , производство запыленное (выбираем тип смазки II)

Креж = 1, работа односменная

По формулам 4, 5, 6 определяем коэффициенты: Кэ, Кz, Кn

Кэ = 1·1· 1·1,2·1 =1,3

Кz = 25/25 = 1

Кn = 200/150 =1

Рр=2,8·1,3·1·1,3= 4,85 кВт

1.3. По таблице 3 выбираем цепь ПР-19,05-32000 ГОСТ 13568-75, шаг которой Рz = 19,05 мм. По таблице 4 проверяем условие

Рz=19,05 < Рzmax= 50,8

* 1. Определяем окружную скорость по формуле 7

V1= = 1,2м/с;

* 1. Определяем длину цепи в шагах по формуле 8

Lp = = 131,6мм;

Принимаем Lp = 132

1.6. Определяем межосевое расстояние по формулам 9,10

а= 765мм,

Δа = (0,002…0,004) ·765 = 2мм

а = 765 – 2=763мм

1.7. Определить делительные диаметры звездочек

d1= 19,05/sin (3,14/25)= 152мм

d2= 19,05/sin (3,14/75)= 455мм

1.8. Определить ширину цепи равной длине втулке ( см. табл. 3) В = 17,75 мм

1. *Проверочный расчет.*

2.1. Проверяем критическую частоту вращения ведущей звездочки по формуле 13 и сравниваем ее с действительной частотой вращения

Ft = 2800/1,2 = 2330Н

n1·kоб/мин < n1=150об/мин;

Следовательно, резонансные колебания в цепи не возникают

2.2. Проверяем условие долговечности (формула 1)

По таблице 7 выбираем [Ро], по формуле 15 определяем [Р], по таблице 6 определяем площадь опорной поверхности шарнира S

Р = 2330 /105 = 22,19 МПа

[Ро] = 30 ·1,3 = 39 МПа

*Вывод***:**  p≤[pо]=, 22,19 МПа≤39 МПа, условие выполняется

***5.Задания по расчету цепных передач***

Рассчитать цепную передачу, условия работы которой и исходные данные представлены в таблице 8

Таблица 8- Исходные данные.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *вариант* | *Р1, кВт* | *n1, об/мин* | *u* | *a* | *Вид нагрузки* | *Характеристика цепи, смазка* | *Характеристика производства* |
| 1 | 0,8 | 300 | 2 | 1 | Равномерная | Смазка цепи хорошая. Цепь нерегулируемая, угол наклона центров к горизонту 65º | Производство без пыли |
| 2 | 0,6 | 300 | 1,5 | 1 |
| 3 | 1,2 | 210 | 3 | 2 |
| 4 | 4 | 310 | 2,5 | 1 | Неравномерная |
| 5 | 10 | 300 | 2 | 3 |
| 6 | 3,2 | 100 | 2,5 | 2 |  |  |  |
| 7 | 7,1 | 245 | 2 | 1 | Равномерная | Смазка цепи удовлетворительная.  Цепь регулируется звездочкой, угол наклона центров к горизонту 30º |
| 8 | 3,6 | 180 | 2,5 | 3 |
| 9 | 6,3 | 120 | 3 | 2 |
| 10 | 5,5 | 320 | 3 | 1 | Переменная |

продолжение таблицы 8

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 11 | 1,5 | 310 | 3 | 2 |  |  |  |
| 12 | 2,2 | 180 | 1,8 | 3 |
| 13 | 3 | 140 | 3 | 2 | Равномерная | Смазка цепи удовлетворительная.  Цепь регулируется натяжным роликом, угол наклона центров к горизонту 80º | Производство запыленное |
| 14 | 7,5 | 150 | 3 | 2 |
| 15 | 1,8 | 320 | 4 | 1 |
| 16 | 2,7 | 240 | 3,5 | 2 | Переменная |
| 17 | 3,2 | 400 | 2 | 1 |
| 18 | 4,5 | 150 | 4 | 1 |
| 19 | 5,3 | 210 | 3 | 2 | Равномерная | Смазка цепи недостаточная. Цепь нерегулируемая, угол наклона центров к горизонту 45º |
| 20 | 5,8 | 180 | 2 | 2 |
| 21 | 6,3 | 240 | 2,5 | 1 |
| 22 | 6,7 | 210 | 3,5 | 2 | Переменная |
| 23 | 7,1 | 240 | 3 | 2 |
| 24 | 8 | 160 | 3,5 | 1 |
| 25 | 7,6 | 320 | 4 | 2 | Равномерная | Смазка цепи недостаточная. Цепь регулируется звездочкой, угол наклона центров к горизонту 78º | Производство грязное |
| 26 | 4 | 300 | 3 | 1 |
| 27 | 2,9 | 210 | 2,5 | 2 |
| 28 | 7 | 180 | 5 | 2 | Переменная |
| 29 | 7,2 | 150 | 4,5 | 3 |
| 30 | 4,5 | 250 | 4 | 2 |
| 31 | 2,8 | 140 | 2 | 2 | Равномерная | Цепь работает без смазки, регулируется натяжным роликом, угол наклона центров к горизонту 50º |
| 32 | 1,2 | 100 | 2 | 3 |
| 33 | 0,8 | 200 | 3 | 2 |
| 34 | 3,4 | 210 | 2,5 | 3 | Переменная |
| 35 | 4,3 | 240 | 3,5 | 2 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Укажите основные достоинства и недостатки цепной передачи по сравнению с другими известные Вам видами передач.

2. Назовите наиболее характерную причину выхода из строя цепной передачи.

3. Что определяет КПД передачи?

4. Кратко опишите устройство цепной передачи.

5. От какого параметра зависит стрела провисания цепи?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №5**

**2 часа**

**РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать цилиндрическую зубчатую передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (число зубьев ведущего и ведомого колеса, делительный диаметр шестерни и колеса, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Основным критерием работоспособности цилиндрических передач является: контактная прочность зубьев в полюсе зацепления и прочность зубьев на изгиб. Нарушение контактной прочности приводит к повреждению поверхностей зубьев: выкрашиванию, износу, заеданию. Нарушение прочности зубьев на изгиб приводит к поломке зубьев.

Поэтому, как правило, проектный расчет передачи выполняют из условия контактной прочности, а проверочный расчет – из условия прочности зубьев на изгиб

*1. Проектный расчет*

1.1. Определить кинематические характеристики передачи по заданным значениям: Р1 – мощность на ведущем валу передачи, передаточное число – u, ω1 – угловая скорость ведущего вала.

ω2 =ω1/ u - угловая скорость ведомого вала. (1)

T2 = ; (2)

T1 =; (3)

где: T1 , T2 -вращающие моменты на ведомого и ведущего валах передачи

η – коэффициент полезного действия передачи, выбирается по таблице1.

Таблица 1 – Определение КПД, η

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Передача | К.П.Д. | Передача | К.П.Д. |
| Закрытая зубчатая:  цилиндрическая  коническая | 0,97…0,98  0,96…0,97 | Цепная:  открытая  закрытая | 0,90…0,95  0,95…0,97 |
| Открытая зубчатая | 0,95…0,96 |  |  |
| Червячная при числе заходов червяка:  Z1=1  Z2=2  Z3=4 | 0,7…0,75  0,8…0,85  0,85…0,95 | Ременная:  с плоским ремнем  с клиновым ремнем | 0,96…0,98  0,95…0,97 |
| Муфта соединительная | 0,98 | Подшипники качения | 0,99 |

1.2. Определить межосевое расстояние аW и полученное значение скорректировать по СТ СЭВ 229-75.

аW = ; (4)

где: Ка – вспомогательный коэффициент: для прямозубых передач Ка =49,5; для косозубых передач Ка = 43.

Кbа – коэффициент распределения нагрузки по ширине колеса, выбираем по таблице 2;

ψba – относительная ширина колеса, выбираем по таблице 2.

[σ]Н - допускаемое контактное напряжение, МПа

[σ]Н = (σН lim  /SН )·ZН; (5)

σН lim  - предел контактной выносливости при базовом числе циклов (таблица3)

SН – коэффициент безопасности (таблица 3)

ZН- коэффициент долговечности, учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи

zN = , (6)

Nz = 60 · n1 ·Lh·а, (7)

n1  - частота вращения ведущего вала передачи, об/мин

Lh- долговечность или срок службы передачи , час

а – количество смен в сутки

Таблица 2- Коэффициенты Кbа, ψba

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Расположение зубчатых колес относительно опор | Твердость поверхностей зуба | | | |
| НВ ≤ 350 | | НВ > 350 | |
| Кbа | ψba | Кbа | ψba |
| Симметричное | 1,0…1,15 | 0,3…0,5 | 1,05…1,25 | 0,25…0,3 |
| Несимметричное | 1,1…1,25 | 0,25…0,4 | 1,15…1,35 | 0,2…0,25 |
| Консольное | 1,2…1,35 | 0,2…0,25 | 1,25…1,45 | 0,15…0,2 |
| При постоянной нагрузке Кbа = 1 | | | | |

Таблица 3- Контактная выносливость

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Термообработка | Твердость | Группа  сталей | σн lim,  МПа | Sн | σF lim,  МПа | SF |
| нормализация  улучшение | 180…350 НВ | 40Л, 40, 45, 50, 40Х, 40ХН и др. | 1,8 НВ ср +67 | 1,1 | 1,03 НВср | 1,75 |
| объемная  закалка | 45…55 HRCэ | 40Х, 40ХН,  35ХМ и др. | 14HRCср +170 | 310 |
| закалка | 56…63 HRCэ | 17 HRCср+200 | 1,2 | 900 |
| азотирование | 50…67 HRCэ | 1050 | 12 HRCср+300 |
| цементация | 55…63 HRCэ | Цементируемые стали всех марок | 19 HRCср | 480 | 1,5 |

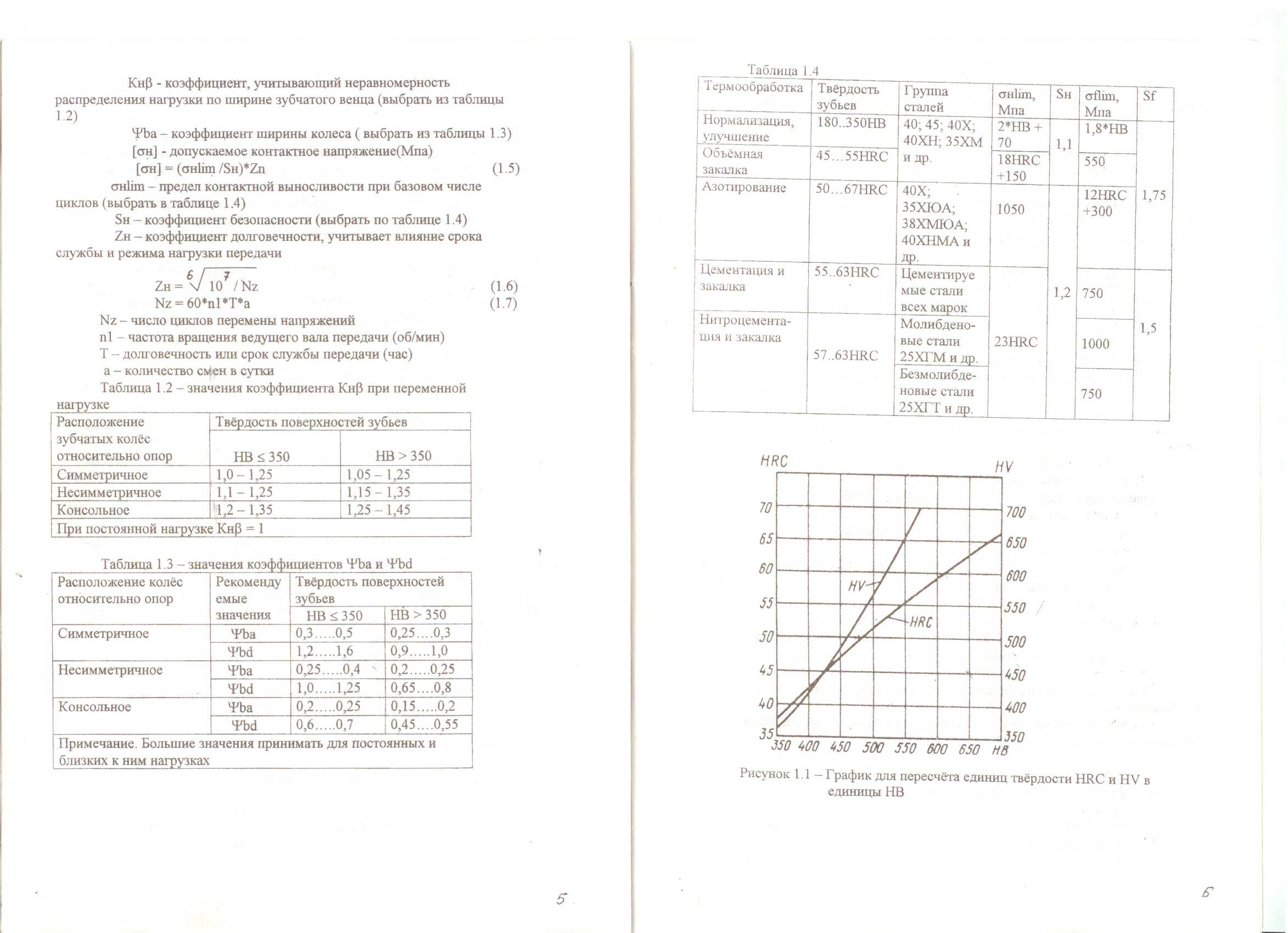


Рисунок 1- График для пересчета HRC и HV в единицы НВ

Таблица 4 –Межосевое расстояние СТ СЭВ 229-75

|  |  |
| --- | --- |
| 1 ряд | 50;63;80;100;125;160;200;250;315;400;500;630;800;1000 |
| 2 ряд | 71;90;112;140;180;224;280;355;450;560;710;900 |

1.3. Определить модуль зацепления и полученное значение округлить по СТ СЭВ 310-76

m = (0,01….0,02) · аW; (8)

Таблица 5- Модули зацепления СТ СЭВ 310-76

|  |  |
| --- | --- |
| 1 ряд | 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20;25 |
| 2 ряд | 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22 |

Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса Z:

ΣZ = 2· аW· / m – для прямозубых передач (9)

ΣZ =  –для косозубых и шевронных передач (10)

β – угол наклона зуба;

β -5˚…15˚ - для косозубых колес;

β - 25˚…40˚ - для шевронных колес.

1.5. Определить числа зубьев шестерни и колеса

Z1 =ΣZ/(u+1) (11)

Полученные значения Z1 ,Z2  должны быть целыми числами, причем для прямозубых колес Z1 должно быть не менее 17, а для косозубых - не менее 12.

Z2 = ΣZ-Z1 (12)

1.6. Определить геометрические размеры зубчатых колес

**К1**

Рисунок 2- Геометрические параметры цилиндрической передачи

Геометрические размеры зубчатых колес находим по формулам в таблице 6:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| *Прямозубые колеса* | *Косозубые колеса* | № формулы |
| Делительный диаметр, d = m · z | d = | 13 |
| Диаметр окружности вершин, da = m · (z+2) | da = d + 2· m | 14 |
| Диаметр окружности впадин, df = m · (z – 2,5) | df = d -2,5· m | 15 |
| Высота зуба, h = 2,25·m | | 16 |
| Ширина зубчатого венца, b = аW · ψbа | | 17 |

*2.Проверочный расчет*

Методика расчета передачи на прочность при изгибе в зависимости от заданных условий работы передачи.

2.1. Определить расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

σF2 = KFa· KFß ·KFv· Yß · YFS2 · Ft / b2 ·m; (18)

Ft – окружная сила, Ft = 2 T1 /d1 ; (19)

KFa- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица 7);

Таблица 7 – Значения коэффициента KFa

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Степень точности | 6 | 7 | 8 | 9 |
| KFa | 0,72 | 0,81 | 0,91 | 1,0 |

KFß - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

KFß = 1+ 1,5· ψbd / S ≤ 1,7; (20)

где S – индекс схемы (см. табл. 8)

Таблица 8- Значения индекса S

|  |  |
| --- | --- |
| Расположение шестерни относительно опор | S |
| Консольное, опоры-шарикоподшипники | 1 |
| Консольное, опоры-роликоподшипники | 2 |
| Несимметричное | 3 |
| Симметричное | 4 |

Коэффициент ширины ψbd = b2/ d1 (21)

KFv – коэффициент динамической нагрузки в зависимости от степени точности и окружной скорости. Коэффициент KFv принимают:

- для прямозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ -1,4;

>350 НВ -1,2;

- для косозубых колес при твердости зубьев ≤ 350 НВ -1,2;

>350 НВ -1,1;

Yß – коэффициент, учитывающий наклон линии зуба косозубой передачи, Yß =0 для прямозубых колос, для косозубых коэффициент Yß вычисляют по формуле (β в градусах):

Yß = 1- β/100 º;

YFS – коэффициент формы зубу (таблица 9)

Таблица 9 – Значение коэффициента YFS

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Z или Zv | 17 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 65 | ≥80 |
| YFS | 4,30 | 4,08 | 3,98 | 3,92 | 3,88 | 3,84 | 3,80 | 3,75 | 3,70 | 3,66 | 3,65 | 3,62 | 3,61 |

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

σF1 = σF2 · YFS1 / YFS2 ; (22)

Расчетные напряжения могут отклоняться от допускаемых:

σF ≤ 1,1· [σF] ; (23)

Определяем окружную скорость в зацеплении и назначаем степень точности передачи по таблице 10.

V=( ω · d) /2; (24)

Таблица 10 – Окружная скорость

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Степень точности не ниже | Окружная скорость V, м/с | | Примечание |
| Прямозубая | Косозубая |
| 6  (высокоточные) | 15 | 30 | Высокоточные, высокоскоростные механизмы |
| 7  (точные) | 10 | 15 | Высокоскоростные при умеренных нагрузках |
| 8  (средней точности) | 6 | 10 | Передачи общего машиностроения |
| 9  (пониженной точности) | 2 | 4 | Тихоходные передачи с пониженными требованиями |

Назначив все коэффициенты определяем расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса, используя формулу 18.

Определяем расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни, используя формулу 18

2.2. Определяем допускаемое напряжение на изгиб по формуле 5

2.3. Сравниваем расчетные напряжения с допускаемыми по формуле 23. Прочность зубьев передачи обеспечена, если рабочее напряжение меньше или равно допускаемому напряжению, т.е. выполняется условие прочности.

*Пример.*Рассчитать цилиндрическую открытую прямозубую передачу, в которой шестерня и колесо расположены на валах симметрично относительно опор. Работа передачи односменная с постоянной нагрузкой, срок службы Lh =30 000 час. Материалы колес: сталь 40Х, улучшенная до НВ270 (для шестерни); 40Х , нормализованная до НВ 235 (для колеса). Передаваемая мощность на ведущем валу Р1= 4,5 кВт, часта вращения ведущего вала n1 =960 об/мин,  передаточное число u = 4.

*1. Проектный расчет.*

Выполняем из условия контактной прочности зубьев в полюсе зацепления.

1.1. Определяем кинематические характеристики передачи по формулам 1, 2.

ω1 = π·n1/ 30 = 3,14·960/30 =100рад/с

ω2 = 100/3 = 25 рад/с

T2 =  = 171 Нм;

T1 == 45 Нм;

η- кпд выбрать по таблице1.

1.2. Определяем допускаемое контактное напряжение по формуле 5.

По таблице 3 выбираем

σН lim  = 2·НВ + 70= 2·235 +70 = 540 МПа

SН =1,1

zN = 0,53

Nz = 60 · 960 ·30 000·1= 172,8·10

[σ]Н = (540 /1,1 )·0,53 =260МПа

1.3. Определяем межосевое расстояние аW

аW == 367,5мм

По стандарту СЭВ 229-75 принимаем аW =315мм.

1.4. Определяем модуль зацепления и полученное значение округляем по СТ СЭВ 310-76

m = (0,01….0,02) · 315;

m = 3,15…. 6,3, принимаем m =5.

1.5.Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса Z:

ΣZ = 2· 315 / 5 = 126 ;

1.6. Определяем числа зубьев шестерни и колеса

Z1 =126/5= 25,2 ; принимаем Z1 = 25

Z2 = 126-25 = 101;

1.7. Определяем геометрические размеры зубчатых колес

Шестерня

Делительный диаметр, d = 5 · 25= 100мм

Диаметр окружности вершин, da = 5 · (25+2)=135мм

Диаметр окружности впадин, df = 5 · (25 – 2,5) = 112,5мм

Высота зуба, h = 2,25·5 =11,25мм

Ширина зубчатого венца, b = 315 · 0,3=94,5мм

Зубчатое колесо

Делительный диаметр, d = 5 · 101= 505мм

Диаметр окружности вершин, da = 5 · (101+2)=515мм

Диаметр окружности впадин, df = 5 · (101 – 2,5) = 492,5мм

Высота зуба, h = 2,25·5 =11,25мм

Ширина зубчатого венца, b = 315 · 0,3=94,5мм

*2. Проверочный расчет*

Проверяем прочность зубьев на изгиб.

2.1. Определяем расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

Определяем окружную скорость в зацеплении и назначаем степень точности передачи по таблице 10.

V=( 100 · 100) /2 = 5м/с, тихоходная передача с пониженными требованиями 9

(пониженной) степени точности.

Ft = 2 ·45000 /100= 900Н;

KFa= 1;

KFß = 1+ 1,5· 0,9 / 4= 0,58 ≤ 1,7;

S=4;

ψbd = 94,5/ 100=0,9

KFv = 1,4;

Yß =0;

YFS = 3,61; при Z1 = 101.

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса:

σF2 = 1· 0,58 ·1,4· 3,61 ·900 /94,5 · 5= 5,58МПа

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни:

σF1 = 5,58· 3,88 / 3,61= 6МПа

2.2. Определяем допускаемое напряжение на изгиб в зубьях колеса и шестерни

[σ] F1 = (σF lim  /SF )·ZН = (553/ 1,75) ·0,53= 167 МПа

[σ] F2 = (σF lim  /SF )·ZН = (490/1,75) ·0,53= 148МПа

σF1 lim  = 1,8 ·270 +67 = 553 МПа

σF2 lim  = 1,8 ·235 +67 = 490 МПа

2.2. Сравниваем расчетные напряжения с допускаемыми по формуле 23.

σF ≤ 1,1· [σF]

6 МПа≤ 1,1· 167МПа =184 МПа

5,58 МПа≤ 1,1· 148МПа = 163МПа

*Вывод:*Условие прочности выполняется.

***5.Задания по расчету зубчатых цилиндрических передач***

Рассчитать зубчатую цилиндрическую передачу для заданных условий работы. Исходные данные выбрать по таблице 11, где мощность на ведущем валу Р1, ω1 – угловая скорость ведущего вала, u - передаточное число, Lh – долговечность или ресурс работы передачи, работа передач односменная. Исходные данные представлены в таблице 11

Таблица 11. – Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *вариант* | *Р1, кВт* | *ω1 , рад/с* | *u* | *Lh ,*  *час* | *Материалы колес* | | *Характеристика передачи* |
| *шестерня* | *колесо* |
| 1 | 0,8 | 100 | 2 | 15000 | 40Х, закалка, HRC 45 | 40Х, улучшение НВ 248 | Передача прямозубая с симметричным расположением колес |
| 2 | 0,6 | 200 | 1,5 | 60000 |
| 3 | 1,2 | 150 | 3 | 30000 |
| 4 | 4 | 110 | 2,5 | 20000 | 38ХЮ, азотирование HRC 52 |
| 5 | 10 | 130 | 2 | 15000 |
| 6 | 3,2 | 100 | 2,5 | 60000 |
| 7 | 7,1 | 145 | 2 | 30000 | 40Х, нормализация НВ 270 | 40Х, закалка,  HRC 57 |
| 8 | 3,6 | 180 | 2,5 | 20000 |
| 9 | 6,3 | 120 | 3 | 90000 |
| 10 | 5,5 | 120 | 3 | 15000 | 40Х, улучшение НВ 230 |
| 11 | 1,5 | 310 | 3 | 60000 |
| 12 | 2,2 | 180 | 1,8 | 30000 |
| 13 | 3 | 140 | 3 | 20000 | 40Х, улучшение НВ 235 | 40, закалка,  HВ 245 | Передача косозубая с симметричным расположением колес |
| 14 | 7,5 | 150 | 3 | 90000 |
| 15 | 1,8 | 62 | 4 | 100000 |
| 16 | 2,7 | 64 | 3,5 | 15000 | 40Х, нормализация НВ 270 |
| 17 | 3,2 | 100 | 2 | 60000 |
| 18 | 4,5 | 150 | 4 | 30000 |
| 19 | 5,3 | 105 | 3 | 20000 | 50, закалка  HRC 45 | 40Х, улучшение НВ 230 |
| 20 | 5,8 | 180 | 2 | 90000 |
| 21 | 6,3 | 140 | 2,5 | 100000 |
| 22 | 6,7 | 110 | 3,5 | 15000 | 50Г, закалка  HВ 245 |
| 23 | 7,1 | 140 | 3 | 60000 |
| 24 | 8 | 160 | 3,5 | 30000 |
| 25 | 7,6 | 120 | 4 | 20000 | Чугун ВЧ -0НВ 230 | | Передача открытая косозубая с консолью |
| 26 | 4 | 300 | 3 | 90000 |
| 27 | 2,9 | 106 | 2,5 | 100000 |
| 28 | 7 | 180 | 5 | 15000 | 40Х, улучшение НВ 240 | |
| 29 | 7,2 | 150 | 4,5 | 60000 |
| 30 | 4,5 | 150 | 4 | 30000 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Критерии работоспособности зубчатой передачи?

2. Виды разрушений поверхностей зубчатых колес.

3. Поясните: срок службы передачи?

4. Из каких материалов изготавливают зубчатые колеса?

5. Как обозначается допускаемое контактное напряжение?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №6**

**2ч**

**РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать коническую зубчатую передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (число зубьев ведущего и ведомого колеса, делительный диаметр шестерни и колеса, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Конические зубчатые передачи применяются при пересекающихся осях валов. Межосевой угол обычно равен 90 .

Конические колеса бывают:

- с прямыми зубьями;

- с круговыми зубьями.

Методика расчета конических передач на допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба:

1. Выбор материала шестерни, колеса и термообработки по таблице 1.
2. По таблице 1 в зависимости от принятого материала колес и термообработки выбираем размеры заготовки шестерни и колеса, твердость заготовок шестерни и колеса, определение среднего значения твердости.
3. Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни.
4. Определяем допускаемые напряжения изгиба.

*Пример.*

Для конической прямозубой передачи рассчитать допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба. Передача нереверсивная, нагрузка постоянная при среднем значении передаваемой мощности (до 8 кВт). Срок службы редуктора (ресурс) Lh =40 000 час. частота вращения быстроходного вала n1 =970 об/мин,  передаточное число u = 3.

Решение.

1. Выбираем материал шестерни, колеса и термообработки по таблице 1.

Шестерня – сталь 45 – улучшение.

Колесо – сталь 45 – улучшение.

2. Выбираем размеры заготовки шестерни и колеса, твердость заготовок шестерни и колеса, определение среднего значения твердости.

В зависимости от принятого материала колес и термообработки выбираем предельные размеры заготовки шестерни Dпр = 125 мм и заготовки колеса Sпр = 50 мм.

Твердость заготовки колеса 235… 262 НВ.

Твердость заготовки шестерни 269 …302 НВ.

Определяем среднюю твердость по таблице 3

НВ ср2= 0,5·( НВmin + НВmax) =0,5·( 235 + 262) = 248,5.

НВ ср1= 0,5·( НВmin + НВmax) =0,5·( 269 + 302) = 285,5.

Разность НВ ср1 - НВ ср2= 285,5 – 248,5 = 37, что в пределах нормы. Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( Р≤ 2 кВт) и средней ( Р≤ 7,5 кВт) мощности при термообработке нормализация и улучшении НВ ср1 - НВ ср2= 20…50.

3. Определяем допускаемые контактные напряжения для шестерни.

[σ] Н1 = КНL1· [σ] НO1 ;

[σ] Н2 = КНL2· [σ] НO2 ;

КНL1= ; КНL2= ;

По таблице 2 NHO1 = 25 при НВ ср1 = 300; NHO2 = 16,5 при НВ ср2 = 250.

N1 =573 ·ω1 · Lh .

ω1= (1/с);

N1 =573 ·104 · 40000 =238·107

N1 = 238·107 ≥ NHO1 = 25

Принимаем КНL1=1, т.к. для улучшенных и нормализованных колес 1≤ КНL1=≤2,6

N2 =573 ·ω2 · Lh ; ω2= ω1/ u = 104/3=34,7 (1/с);

N2 =573 ·34,7 · 40000 =80·107 , так как N2 = 80·107 ≥ NHO2 = 16,5 принимаем КНL2=1

[σ] НO1 =1,8 НВ ср +67 = 1,8·285+67 = 580 Н/мм2

[σ] НO2 =1,8 НВ ср +67 = 1,8·248+67 = 513 Н/мм2

Тогда

[σ] Н1 = КНL1· [σ] НO1 = 1 · 580 Н/мм2 =580 Н/мм2

[σ] Н2 = КНL2· [σ] НO2 = 1 · 513 Н/мм2 =513 Н/мм2

Дальнейший расчет ведем по менее прочным зубьям, т.е. зубьям колеса.

1. Определяем допускаемые напряжения изгиба.

[σ] F1 = КFL1· [σ] FO1 ;

[σ] F2 = КFL2· [σ] FO2 ;

При длительно работающей передачи КFL1,2=1

[σ] FO1 =1,03 НВ ср = 1,03·285,5 = 293 Н/мм2

[σ] FO2 =1,03 НВ ср = 1,03·248,5 = 255 Н/мм2

Тогда

[σ] F1 = КFL1· [σ] FO1 = 1·293 = 293 Н/мм2 ;

[σ] F2 = КFL2· [σ] FO2 = 1·255 = 255 Н/мм2 ;

Дальнейший расчет ведем по менее прочным зубьям колеса.

Таблица 1. Механические свойства и термообработка материалов.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка  стали | Механические свойства | | | | Термообработка |
| Твердость | Предельные размеры заготовки, мм | | Предел текучести, Н/мм2, σт |
| Dпр | Sпр |
| 40Л | 163…207 НВ | 125 | 80 | 320 | нормализация |
| 40 | 192…228 НВ | 125 | 80 | 400 | улучшение |
| 45 | 235…262 НВ | 125 | 80 | 540 | улучшение |
| 269…302 НВ | 80 | 50 | 650 | улучшение |
| 50 | 179…228 НВ | 125 | 80 | 350 | нормализация |
| 228…255 НВ | 80 | 50 | 530 | улучшение |
| 40Х | 260…280 НВ | 200 | 125 | 700 | улучшение |
| 50…59 HRCэ | 125 | 80 | 800 | азотирование |
| 45Х | 230…280 НВ | 200 | 125 | 650 | улучшение |
| 40ХН | 230…300 НВ | 315 | 200 | 600 | улучшение |
| 48…54 HRCэ | 200 | 125 | 1400 | закалка |
| 35ХМ | 241 НВ | 315 | 200 | 800 | улучшение |
| 45…53 HRCэ | 200 | 125 | 1400 | закалка |
| 40ХНМА | > 302 НВ | 200 | 125 | 900 | улучшение |
| 35ХГСА | 270 НВ | 200 | 125 | 880 | улучшение |
| 46…53 HRCэ | 200 | 125 | 1350 | закалка |
| 20Х | 56…63 HRCэ | 200 | 125 | 400 | цементация |
| 20ХНМ | 56…63 HRCэ | 200 | 125 | 800 | цементация |
| 18ХГТ | 56…63 HRCэ | 200 | 125 | 800 | цементация |

Таблица2 . Значение числа циклов NHO.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Средняя твердость поверхностей зубьев | НВср | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 |
|  | НВср | 25 | 32 | 38 | 43 | 47 | 52 | 56 | 60 |
| NHO, млн. циклов | | 10 | 16,5 | 25 | 36,4 | 50 | 68 | 87 | 114 | 143 |

Таблица 3. Допускаемые напряжения

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Термообработка | Твердость | Группа  сталей | σн lim,  МПа | Sн | σF lim,  МПа | SF |
| нормализация  улучшение | 180…350 НВ | 40Л, 40, 45, 50, 40Х, 40ХН и др. | 1,8 НВ ср +67 | 1,1 | 1,03 НВср | 1,75 |
| объемная  закалка | 45…55 HRCэ | 40Х, 40ХН,  35ХМ и др. | 14HRCср +170 | 310 |
| закалка | 56…63 HRCэ | 17 HRCср+200 | 1,2 | 900 |
| азотирование | 50…67 HRCэ | 1050 | 12 HRCср+300 |
| цементация | 55…63 HRCэ | Цементируемые стали всех марок | 19 HRCср | 480 | 1,5 |

***5.Задания по расчету зубчатых цилиндрических передач***

Для конической прямозубой передачи рассчитать допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба. Передача нереверсивная, нагрузка постоянная при среднем значении передаваемой мощности. Срок службы редуктора (ресурс), частоту вращения быстроходного вала n1 ,  передаточное число взять по таблице 4

Таблица 4. Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| № варианта | Р,кВт | Lh , час. | n1 , об/мин | u |
| 1 | 1,2 | 30000 | 305 | 4 |
| 2 | 1,5 | 321 | 2 |
| 3 | 1,4 | 324 | 5 |
| 4 | 6,9 | 504 | 3 |
| 5 | 1,3 | 298 | 3 |
| 6 | 8,9 | 50000 | 850 | 4 |
| 7 | 1,4 | 330 | 2 |
| 8 | 1,1 | 341 | 3 |
| 9 | 6,7 | 420 | 5 |
| 10 | 4,8 | 320 | 5 |
| 11 | 2,3 | 240 | 3 |
| 12 | 3,4 | 25000 | 360 | 4 |
| 13 | 1,8 | 240 | 2 |
| 14 | 2 | 400 | 1 |
| 15 | 3,5 | 420 | 4 |
| 16 | 6,5 | 650 | 4 |
| 17 | 7 | 760 | 5 |
| 18 | 8 | 800 | 5 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. Критерии работоспособности конической зубчатой передачи?

2. Виды разрушений поверхностей зубчатых колес.

3. Поясните: срок службы передачи?

4. Из каких материалов изготавливают конические зубчатые колеса?

5. Как обозначается допускаемое контактное напряжение?

***7.Литература.***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №7**

**2ч**

**РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать червячную передачу.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (число зубьев ведущего и ведомого колеса, делительный диаметр шестерни и колеса, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Для закрытых и открытых червячных передач проектным является расчет на контактную прочность.

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб является проверочным за исключением открытых передач при *z2*80.

Исходными данными являются: передаваемая мощность Р, вращающий момент Т , передаточное число *u,* угловые скорости валов червяка ω1 (частота вращения n1) и червячного колеса ω2 ( n2) -режим работы передачи.

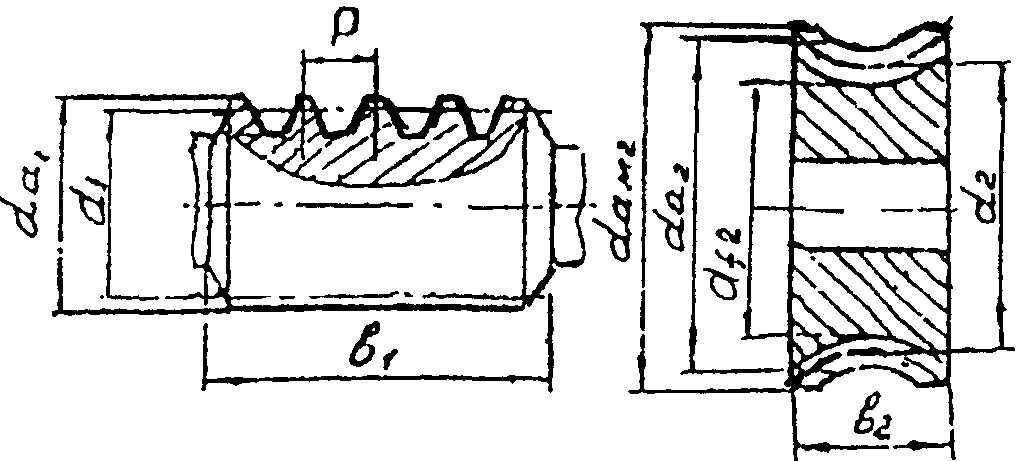


Рисунок 1. Основные размеры червяка и червячного колеса

Последовательность проектировочного расчета.

1. В зависимости от условий работы передачи и дополнительных требований задать скорость скольжения по формуле1 vск =(0,015…0,055)w1 и выбрать материал червяка и червячного колеса (зубчатого венца), рассчитать допускаемые напряжения [σ]Н - допускаемое контактное напряжение, и [σ]F – допускаемое напряжение изгиба по таблицам 1 и 2.

Таблица 1. Значения [σ]Н , МПа , для оловянистых бронз.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Материал и способ литья | Твердость поверхности витков червяка | |
| до HRC 45 | свыше HRC 45 |
| БрО10Ф1, в песчаные формы | 130 | 160 |
| БрО10Ф1, в кокиль | 190 | 225 |
| БрО10НФ, центробежные | 210 | 250 |

Таблица 2. Значения [σ]Н , МПа , для твердых бронз и чугунов по условию стойкости передачи к заеданию.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Червячное колесо - червяк | Скорость скольжения vск, м/с | | | | | | |
| 0,5 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 8 |
| БрА9Ж4 – закаленная сталь | 250 | 230 | 210 | 180 | 160 | 120 | 90 |
| СЧ15 или СЧ20 – сталь 20 или 20Х (цементованная) | 130 | 115 | 90 | - | - | - | - |
| СЧ10 или СЧ15 – сталь 45 или Ст6 | 110 | 90 | 70 | - | - | - | - |

Таблица 3. Значения [σ]F , МПа

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Материалы | Способ литья | Твердость поверхности витков червяка | | | |
| до HRC 45 | | свыше HRC 45 | |
| нереверсивная | реверсивная | нереверсивная | реверсивная |
| БрО10Ф | в песчаные формы | 40 | 29 | 50 | 36 |
| БрО10Ф1 | в кокиль | 58 | 42 | 72 | 52 |
| БрОНФ | центробежные | 65 | 46 | 81 | 57 |
| БрАЖ9-4 | в песчаные формы | 78 | 64 | 100 | 75 |
| СЧ10 | в песчаные формы | 34 | 21 | 42 | 26 |
| СЧ15 | в песчаные формы | 38 | 24 | 48 | 30 |
| СЧ20 | в песчаные формы | 43 | 27 | 54 | 34 |
| СЧ25 | в песчаные формы | 48 | 30 | 60 | 37 |

2. Определить передаточное число (или угловые скорости валов), а в зависимости от передаточного числа выбрать число витков червяка *z1*;и число зубьев колеса *z2*. При этом принимают *z2* 28.

3. Из условия g0,25*z2* задать коэффициент диаметра червяка (g= 7,1 …25 –оптимальные пределы), коэффициенты Кß,  Кv , КПД и по формуле 2 определить межосевое расстояние из условия контактной прочности аW =  (2)

Кß  - коэффициент неравномерности нагрузки (при постоянной нагрузке Кß  =1,0, при переменной нагрузке в зависимости от жесткости червяка Кß  =1,1..1,3); Кv – коэффициент динамической нагрузки (при окружной скорости v2≤3 м/с принимаем Кv =1,1…1,0, при v2>3 м/с – Кv =1,1…1,3. КПД (0,7….0,92).

4. Определить модуль зацепления *m* и округлить его до ближайшего стандартного значения (таблица 4).

Таблица 4- Значения модуля *m* и коэффициента диаметра червяка g

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *m, мм* | 1-й ряд | 2,0 | 2,5 | 3,15 | 4,0 | 5,0 | 6,3 | 8,0 | 10,0 | 12,5 | 16,0 |
| 2-й ряд | 3,0 | 3,5 | 6,0 | 7,5 | 12 |  |  |  |  |  |
| g | 1-й ряд | 8,0 | 10,0 | 12,5 | 16,0 | 20,0 | 25,0 |  |  |  |  |
| 2-й ряд | 7,1 | 9,0 | 11,2 | 14,0 | 18,0 | 22,4 |  |  |  |  |

5. В зависимости от полученного модуля *m* уточнить межосевое расстояние по формуле 3

*aw*= 0,5 *m* (g+*z2*), округлив его до целого числа.

6. Произвести геометрический расчет передачи, найти *d, dа df* и другие размеры, определить конструктивные элементы L, B, *daM2* по таблице5.

Делительные диаметры:

червяка *d1 = m* g;

червячного колеса *d2 = m z2*

Диаметры вершин:

витков червяка *dа1 = d1 +2h а1 ;*

зубьев червячного колеса *dа2 = d2 + 2h а2 .*

Диаметры впадин:

червяка *df1 = d1 -2h f1 ;*

червячного колеса *df2 = d2 - 2h f2 .*

Высота витка винта h*1* = 2,2·m

Высота зуба червячного колеса h*2* = 2,2·m

Высота головки винта h*а1* = m

Высота головки зуба колеса h*а2* = m

Высота ножки витка винта h*f1* = 1,2m

Высота ножки зуба колеса h*f2* = 1,2m

Расчетная толщина витка ρ = 0,5πm

Радиальный зазор c= 0,2m

Таблица 5- Формулы для расчета конструктивных элементов червячной передачи

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Число заходов червяка *z1* | Длина нарезанной части червяка b*1* | Ширина венца колеса b*2* | Наружный диаметр колеса *dаМ2* |
| 1 | b*1* (11+0,06 *z2*) m | b*2*≤0,75dа1 | dаМ2 ≤ dа2 +2m |
| 2 | dаМ2 ≤ dа2 +1,5m |
| 4 | b*1* (12,5+0,09 *z2*) m | b*2*≤0,67dа1 | dаМ2= dа2 +m |

Угол обхвата червяка венцом

2δ,

Угол подъема винтовой линии червяка

,

7.Из условия (1) вычислить скорость скольжения и по таблице 6 определить угол трения.

Таблица 6- Зависимость угла трения ϕ от скорости скольжения vск

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| vск ,м/с | ϕ | vск ,м/с | ϕ |
| 0,01 | 5°40-6°50 | 2,5 | 1°40-2°20 |
| 0,1 | 4°30-5°10 | 3,0 | 1°30-2°00 |
| 0,5 | 3°10-3°40 | 4,0 | 1°20-1°40 |
| 1,0 | 2°30-3°10 | 7,0 | 1°00-1°30 |
| 1,5 | 2°20-2°50 | 10,0 | 0°55-1°20 |
| 2,0 | 2°00-2°30 |  |  |

8. Вычислить КПД передачи и сравнить его значение с предварительно принятым. При значительных расхождениях произвести повторный расчет передачи.

9. По окончательно установленным параметрам передачи уточнить величину расчетной нагрузки, определить фактические контактные напряжения и сравнить их с соответствующими допускаемыми значениями (допускается недогрузка не более 10% и перегрузка до 5%).

10. Определить число зубьев эквивалентного колеса *zv* , по таблице 6 выбрать коэффициент формы зуба Υ*F* по (4) рассчитать фактические напряжения изгиба в зубьях колеса и сравнить их с допускаемыми.

, (4)

Таблица 7-Значение коэффициента формы зубаΥ *F*  червячного колеса

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *zv* | Υ*F* | *zv* | Υ*F* | *zv* | Υ*F* | *zv* | Υ*F* |
| 26 | 1,85 | 35 | 1,64 | 50 | 1,45 | 150 | 1,27 |
| 28 | 1,80 | 37 | 1,61 | 60 | 1,40 | 300 | 1,24 |
| 30 | 1,76 | 40 | 1,55 | 80 | 1,34 |  |  |
| 32 | 1,71 | 45 | 1,48 | 100 | 1,30 |  |  |

11. По формуле 5 провести тепловой расчет передачи

t*м*≤ [t] *м.*

[t] *м.* – допускаемая температура масла в корпусе редуктора ([t] *м.* = 60°±70°С, в исключительных случаях [t] *м.* = 90°С)*.* [1]стр.42, таб.2.14

*Пример.*Рассчитать червячную передачу с архимедовым червяком одноступенчатого редуктора общего назначения при следующих данных: мощность, передаваемая червяком Р1= 7 кВт, угловая скорость червяка ω1 =105 рад/с (n1 =955 об/мин),  передаточное число передачи u = 21; нагрузка постоянная; работа редуктора непрерывная, круглосуточная, спокойная. Передача нереверсивная.

1. Задаем скорость скольжения vск =(0,015…0,055)105, принимаем vск =4м/с; назначаем материалы:

для червяка – сталь 40Х (HRC40-45);

для венца червячного колеса – бронза БрА9Ж4.

Из таблиц 1, 2 и 3 определяем допускаемые напряжения [σ]Н =160 МПа, и допускаемое напряжение изгиба [σ]F = 78МПа.

2. Из условия, что число зубьев колеса должно быть *z2* 28, то при заданном передаточном числе минимально возможное число витков червяка *z1*=2. Число зубьев колеса *z2* = *z1* ·u =2 · 21 =42.

Угловая скорость колеса ω2 = ω1 / u =105/21 = 5 рад/с.

3. Примем условно для данной конструкции передачи коэффициент диаметра червяка g= 8; коэффициенты Кß=1, Кv=1,2 , КПД передачи η=0,82. Определим расчетный момент на червячном колесе (Р2=Р1·η):

= 1,38Нм = 1380Нмм.

По формуле 2 определяем межосевое расстояние передачи из расчета рабочих поверхностей зубьев колеса на контактную прочность:

аW = = 238мм, принимаем аW =250мм.

4. Определяем модуль зацепления *m = =*10мм, что соответствует стандартному значению (таблица 4).

5. Окончательно выбираем g=8, *z2*= 2, в зависимости от полученного модуля уточняем межосевое расстояние *aw*= 0,5·10 (28+2)= 250мм.

6. Геометрические параметры передачи:

Высота витка винта h*1* = 2,2·10 =22мм

Высота зуба червячного колеса h*2* = 2,2·10=22мм

Высота головки винта h*а1* = 10мм

Высота головки зуба колеса h*а2* = 10мм

Высота ножки витка винта h*f1* = 1,2·10=12мм

Высота ножки зуба колеса h*f2* = 1,2·10=12мм

Делительные диаметры:

червяка *d1 = 10*·8=80мм;

червячного колеса *d2 = 10*·42=420мм.

Диаметры вершин:

витков червяка *dа1 = 80 +2*·10=100мм *;*

зубьев червячного колеса *dа2 = 420 + 2*·10=440мм *.*

Диаметры впадин:

червяка *df1 = 80-2*·12=56мм *;*

червячного колеса *df2 = 420 - 2*·12=396мм

наружный диаметр червячного колеса (см. табл.5) dаМ2 = 440 +1,5·10=455мм

ширина обода червячного колеса (см. табл.5) b*2*=0,75·100=75мм

Расчетная толщина витка ρ = 0,5·3,14·10=15,7мм

Радиальный зазор c= 0,2·10=2мм

Угол обхвата червяка венцом

2δ=2·52° =104°

Угол подъема винтовой линии червяка

= 14°02′

7. Окружная скорость червяка v1 =( ω1· *d1 )*2=4,2м/с

Скорость скольжения определяем по формуле

vск = v1 /cos γ=4,3м/с, очень близко к предварительно принятой.

8. По таблице 6 примем ϕ=1°20 и вычислим КПД передачи, соответствующий выбранным материалам и параметрам:

η= 0,91

Полученное значение несколько больше ранее принятого (η=0,82), поэтому производить повторный расчет передачи нет необходимости.

Для дальнейших расчетов уточним мощность, передаваемую колесом:

Р2=7 ·0,91 =6,4кВт

10. Произведем проверочный расчет зубьев на изгиб. Число зубьев эквивалентного колеса определим по формуле *zv* = =46.

Коэффициент формы зубьев колеса примем по таблице 7: Υ*F* =1,48. Рассчитаем фактические напряжения изгиба в зубьях колеса и сравним их с допускаемыми.

= 8,51 МПа ≤ [σ]F = 78МПа

Фактические напряжения изгиба колеса значительно меньше допускаемых.

11. Температуру масла проверяют по формуле

t*м* =  < [t] *м* 60°±70°

*Вывод:*Условие выполняется.

***5.Задания по расчету червячных передач***

Рассчитать червячную передачу с архимедовым червяком одноступенчатого редуктора общего назначения при следующих данных: мощность, передаваемая червяком Р1, угловая скорость червяка ω1,  передаточное число передачи u ; нагрузка постоянная; работа редуктора непрерывная, круглосуточная, спокойная. Передача нереверсивная. Исходные данные представлены в таблице 6

Таблица 6. – Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *вариант* | *Р1, кВт* | *ω1 , рад/с* | *u* | *вариант* | *Р1, кВт* | *ω1 , рад/с* | *u* |
| 1 | 0,8 | 100 | 8 | 16 | 2,7 | 64 | 35 |
| 2 | 0,6 | 200 | 10 | 17 | 3,2 | 100 | 22 |
| 3 | 1,2 | 150 | 12 | 18 | 4,5 | 150 | 40 |
| 4 | 4 | 110 | 20 | 19 | 5,3 | 105 | 30 |
| 5 | 10 | 130 | 20 | 20 | 5,8 | 180 | 24 |
| 6 | 3,2 | 100 | 25 | 21 | 6,3 | 140 | 25 |
| 7 | 7,1 | 145 | 12 | 22 | 6,7 | 110 | 35 |
| 8 | 3,6 | 180 | 25 | 23 | 7,1 | 140 | 32 |
| 9 | 6,3 | 120 | 30 | 24 | 8 | 160 | 35 |
| 10 | 5,5 | 120 | 35 | 25 | 7,6 | 120 | 44 |
| 11 | 1,5 | 310 | 30 | 26 | 4 | 300 | 31 |
| 12 | 2,2 | 180 | 18 | 27 | 2,9 | 106 | 24 |
| 13 | 3 | 140 | 32 | 28 | 7 | 180 | 15 |
| 14 | 7,5 | 150 | 30 | 29 | 7,2 | 150 | 45 |
| 15 | 1,8 | 62 | 14 | 30 | 4,5 | 150 | 42 |

***6.Контрольные вопросы***

1. Достоинства и недостатки червячных передач в сравнении с зубчатыми.
2. Что такое число витков (заходов) червяка?
3. Что такое модуль зацепления и как его замерить на червяке?
4. Чему равна полная высота зуба в модулях?
5. Трение в червячных передачах и способы борьбы с ним.
6. Материалы червяка и червячного колеса.
7. Конструкция червячных редукторов.

***7.Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №8**

**2ч**

**РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать передачу винт-гайка.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с данными своего варианта (см. таблица 3).
  3. Кинематическую схему передачи вычертить с помощью карандаша и линейки.
  4. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. В соответствие с вариантом, выполнить схему передачи.

4.3. На схеме обозначьте основные характеристики (диаметры, межосевое расстояние).

4.4. Проведите проектировочный и проверочный расчеты по методике представленной ниже.

4.5. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.6. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретические сведения.*

Основная причина выхода из строя передачи – износ резьбы. В качестве критерия износостойкости резьбы винтовой пары применяют допускаемое давление [р]изн с последующей проверкой винта на прочность .Кроме того причиной разрушения длинного винта, находящегося под действием сжимающей силы F, может стать потеря устойчивости.

*1.Проектировочный расчет передачи является износостойкость.*

**А**. Основным критерием работоспособности передач является износостойкость резьбы. При расчете предполагается, что осевая нагрузка Fа, распределена по виткам резьбы равномерно. Условие износостойкости:

ризн = [р]изн (1)

где Fa- осевая нагрузка;

d2 – средний диаметр резьбы;

H1- рабочая высота профиля (ГОСТ 9484-81)

Zв – число витков гайки;

[р]изн ; ризн- расчетное и допускаемое давление в резьбе,

Для пары сталь-бронза [р]изн = 8…13 МПа

Для пары сталь чугун [р]изн = 5….9 МПа.

При проектировочном расчете из формулы определяют средний диаметр d2 резьбы.

Введем понятие относительной высоты гайки ψH = H / d2 (2)

и относительной высоты профиля резьбы ψh = H1 / р, (3)

Где

р-шаг резьбы;

H-высота гайки.

Число витков в гайке высотой H, Zв = H1 / р. (4)

Значение ψH для цельных гаек – 1,2….2,5, для составных и разъемных -2,5 …3,5.

Значение ψh для трапецеидальной резьбы -0,5; для упорной – 7,75; для метрической – 0,541.

Из условия износостойкости , (5)

Полученное значение d2 округляют до ближайшего стандартного и определяют стандартные значения остальных параметров (таб.1)

Таблица 1- Номинальные профили наружной и внутренней трапецеидальной резьбы (упорной по ГОСТ)

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наружный диаметр *d* | Шаг резьбы *р* | Средний диаметр резьбы *d2* | Внутренний диаметр резьбы *d1* | Наружный диаметр *d* | Шаг резьбы *р* | Средний диаметр резьбы *d2* | Внутренний диаметр резьбы *d1* |
| 16 | 2  4 | 15  14 | 13,5  11,5 | 50 | 3  8  12 | 48,5  46  44 | 46,5  41  37 |
| 20 | 2  4 | 19  18 | 17,5  15,5 | 55 | 3  8  12 | 53,5  51  49 | 51,5  46  42 |
| 26 | 2  5  8 | 25  23,5  22 | 23,5  20  17 | 60 | 3  8  12 | 58,5  56  54 | 56,5  51  47 |
| 32 | 3  6  10 | 30,5  29  27 | 28,5  25  21 | 70 | 4  10  16 | 68  65  62 | 65,5  59  53 |
| 36 | 3  6  10 | 34,5  33  31 | 32,5  29  25 | 80 | 4  10  16 | 78  75  72 | 75,5  69  62 |
| 40 | 3  6  10 | 38,5  37  35 | 36,5  33  29 | 90 | 5  12  20 | 87,5  84  80 | 84  77  68 |
| 44 | 3  8  12 | 42,5  40  38 | 40,5  35  31 | 100 | 5  12  20 | 97,5  94  90 | 94  87  78 |

**Б.** Размеры гайки.

Высота гайки H = ψH ⋅ d2 ; (6) полученное значение принять по стандарту Rа40.

Число витков в гайке Zв = H / р. (7)

Наружный диаметр гайки D=1,5d, (8) где d- наружный диаметр резьбы винта.

Диаметр бурта гайки Dб=1,25D (9)

Высота бурта гайки а=0,25H . (10)

*2. Проверочный расчет гайки*

Проверочный расчет гайки ведется по смятию поверхности борта

 , (11)

[σ]см = 42….45 МПа для бронзы или чугуна

Fа –осевое усилие

Проверка стенки гайки на растяжение

 (12)

гдеFрасч = (1,25…1,3) Fа

[σ]р = 33….44 МПа для бронзы

[σ]р = 20….24 МПа для чугуна

*3. Проверка винта на устойчивость*

Длина винта принимается конструктивно в зависимости от требуемой высоты или длины перемещения. Для домкратов l=(8…12)d. (13)

Проверка на устойчивость заключается в определении расчетного коэффициента запаса устойчивости по условию:

Sу = σ кр / σ ≥ [S]у, . (14)

где [S]у - 3,5…5 для машиностроительных конструкций;

σ кр – критическое напряжение в поперечном сечении винта (внутренний диаметр резьбы винта );

σ - расчетное напряжение на сжатие, σ = 4· Fа / π ·d²3 . . (15)

σ кр- определяется в зависимости от гибкости стержня λ.

Если λ > λ пред (табл.2 ), то расчет ведется по формуле Эйлера

σ кр = π² · Е / λ², . (16)

λ = , (17) *i* =  (18)

где:

*μ* ·*l* - приведенная длина стержня винта;

*μ* - коэффициент заделки концов стержня; для домкратов и подъемников *μ* = 2; для ходовых винтов *μ*= 1;

*i* - радиус инерции сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;

*J* - момент инерции минимального сечения

*J1* = - осевой момент инерции; (19)

А = - площадь поперечного сечения (20)

*i* = d3 /4 .

Если λо< λ< λ пред , то расчет ведется по эмпирической формуле Ф.С. Ясинского

σ кр =a - b·λ (табл.2) (21)

Таблица 2- Гибкость стержня

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | λ пред | λо | a | b |
| Н/мм² | |
| 45 | 85 | 52 | 578 | 3,75 |
| 50 | 82 | 50 | 404 | 1,23 |
| 40ХГ | 55 | 28 | 100 | 5,40 |

Если λ < λо , то стержень малой гибкости рассчитывается только на прочность.

В этом случае σ кр =σ.

Винты, несущие большие нагрузки (прессы, домкраты) проверяют на прочность при совместном действии нормальных и касательных напряжений.

******  (22)

σ = 4· Fа / π ·d²3 . ***,***  σ т / σ экв ≥ [S] ~2

*Пример.*

|  |  |
| --- | --- |
| Рассчитать передачу винт-гайка скольжения винтового пресса. Сила прижатия Fа=50кН, ход ползуна lо= 600мм; материал винта – сталь 45, термообработка –улучшение (σт = 540МПа); материал гайки – бронза БрО10Ф1; допускаемое давление пары сталь-бронза [р]изн = 10 МПа. Расчетная длина винта lо= 600мм. |  |

Рисунок 1-Винтовой пресс

**Решение.**

1.1. Допускаемые напряжения:

- для материала винта [σ] = σт / [S т]= 540/3=180 МПа, S т=3- коэффициент запаса прочности; ([S т]=1,5…2- для незатянутых соединений; [S т]=3…4 – для грузоподъемного оборудования; [S т]=1,3…2 – для затянутых соединений.

- для материала гайки [σ]р = 33….44 МПа для бронзы;

- для бронзы или чугуна по стали [σ]см = 42….55 МПа.

1.2. Средний диаметр резьбы. Учитывая небольшую силу прижатия Fа=50кН, принимаем для передачи трапецеидальную резьбу с параметрами:

(Значение для составных и разъемных -2,5 …3,5.

Значение ψh для трапецеидальной резьбы -0,5; для упорной – 7,75; для метрической – 0,541.)

ψH = 1,5- для цельных гаек,

ψh =0,5

= =46,1мм

По таблице1 принимаем:

Наружный диаметр *d=50мм;*

Шаг резьбы *р=8мм;*

Средний диаметр резьбы *d2* =46мм;

Внутренний диаметр резьбы *d1* =41мм.

1.3. Угол подъема резьбы. Принимаем однозаходную трапецеидальную резьбу z=1.

 ψ =3° 2'.

Приведенный угол трения при ƒ=0,1- коэффициент трения для стальных и чугунных поверхностей ƒ=0,15…0,2, для

'= arctg (ƒ/cos)= arctg (0,1/cos15°) = 7°54',

где = 15°- угол наклона боковой стороны у трапецеидальных резьб;

Так как ψ <', передача самотормозящая.

1.4. Размеры гайки

Высота гайки H = ψH ⋅ d2 = 1,5 ⋅ 46=69мм., принимаем по стандарту 71мм. (по ряду Rа40 нормальных размеров);

Число витков в гайке Zв = H / р= 71/8=8,9<Zвmax = 10, что допустимо.

Наружный диаметр гайки D=1,5d =1,5⋅ 50=75мм.;

Диаметр бурта гайки Dб=1,25D =1,25 · 75=93,75мм, принимаем по стандарту Dб=95мм.

Высота бурта гайки а=0,25H =0,25 ·71=18мм.

1.5. Проверочный расчет винта на устойчивость

|  |  |
| --- | --- |
| Рисунок 2. Винт | Определяем гибкость стержня винта по формуле17.  Для круглого сечения *i* = d3 /4=41/4=10,25мм, d3 = d1.  λ = = 1·635,5/10,25 =62,  *l*в*=* *l*0 + Н/2=600+71/21=635,5, , так λ =62>λо=60 (для стали45).  Данный стержень винта средней гибкости 60< λ< λ пред ,следовательно расчет ведется по формуле Ф.С. Ясинского: σ кр =a - b·λ. Коэффициенты a , b постоянные для стали 45 (см. табл.2) a =578 Н/мм², b=3,75 Н/мм², σ кр =578 – 3,75·62=345,5 Н/мм². |

Критическая сила по формуле Ясинского определяется: F кр =σ кр ·А;

А=

Условие устойчивости: 

[S у]- допускаемый запас устойчивости для сталей, [S у]=2…3

Fкр =345,5 ·642,9=222121 Н; F кр =222кН.

Запас устойчивости:

S у= F кр /F а = 222/50=4,44 >[S у]. Так как S у=4,44 >[S у]=3 стержень винта обладает необходимым запасом устойчивости.

1.6. Расчет стержня винта на прочность. Винт работает на растяжение и кручение.

Момент крутящий складывается из момента трения в резьбе Трез и момента трения на торце пяты Т ƒ.

Трез =0,5· Fа · *d2*· tg(ψ +')= 0,5· 50000 · 46· tg(3° 2' +7°54')=232000Нмм

По рисунку 1 винт опирается пятой, диаметр которой *dп*= *d3* =41мм.

|  |  |
| --- | --- |
| Рис.2 Эпюра | Момент торцевого трения Тƒ= (Fа ·ƒ· *dп*)/4 =87000Нмм  Т= Трез +Тƒ=319000Нмм  Из эпюр на Рис.2 видно, что сечение А-А стержень винта испытывает кручение, продольная сила равна 0. практика показала, что опасное сечение винта может быть выше гайки или ниже – сечение Б-Б. В пределах гайки сечение менее опасно.  σр =0, так как продольная сила равна 0. |

В сечении Б-Б: N= Fа ; Тк =Тƒ .

***= ***39,5 МПа < [σ] =180 МПа.

Прочность сечений А-А и Б-Б обеспечена.

1.7. Проверочный расчет гайки на растяжение.

Fрасч = (1,25…1,3) Fа ,Fрасч = 1,25· Fа = 1,25 ·50= 62,5 кН

=25,48МПа < [σ] =40 МПа. Прочность обеспечена.

Проверка опорной поверхности борта гайки:

=18,73 МПа < [σ] =40 МПа. Прочность опорной поверхности борта гайки обеспечена.

***5.Задания по расчету передачи винт-гайка***

|  |  |
| --- | --- |
| Рассчитать передачу винт-гайка скольжения винтового пресса. Если даны: сила прижатия Fа, ход ползуна lо; материал винта и материал гайки; допускаемое давление пары [р]изн. Расчетная длина винта L.    Исходные данные представлены в таблице3 |  |

Рисунок 3 Винтовой пресс

Таблица 3. – Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| вариант | Fa, кH | lо, мм | [р]изн,  МПа | L, мм | Материалы | |
| винт | гайка |
| 1 | 0,8 | 100 | 2 | 15000 | 40Х, закалка, HRC 45 | Бро10Ф1 |
| 2 | 0,6 | 200 | 1,5 | 60000 |
| 3 | 1,2 | 150 | 3 | 30000 |
| 4 | 4 | 110 | 2,5 | 20000 | 45, нормализация, НВ 200 |
| 5 | 10 | 130 | 2 | 15000 |
| 6 | 3,2 | 100 | 2,5 | 60000 |
| 7 | 7,1 | 145 | 2 | 30000 | 40Х, нормализация НВ 270 | СЧ20 |
| 8 | 3,6 | 180 | 2,5 | 20000 |
| 9 | 6,3 | 120 | 3 | 90000 |
| 10 | 5,5 | 120 | 3 | 15000 | 45Х, улучшение НВ 235 |
| 11 | 1,5 | 310 | 3 | 60000 |
| 12 | 2,2 | 180 | 1,8 | 30000 |
| 13 | 3 | 140 | 3 | 20000 | 40Х, улучшение НВ 235 | СЧ25 |
| 14 | 7,5 | 150 | 3 | 90000 |
| 15 | 1,8 | 62 | 4 | 100000 |

продолжение таблицы 3

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 16 | 2,7 | 64 | 3,5 | 15000 | 40Х, нормализация НВ 270 |  |
| 17 | 3,2 | 100 | 2 | 60000 |
| 18 | 4,5 | 150 | 4 | 30000 |
| 19 | 5,3 | 105 | 3 | 20000 | 50, закалка  HRC 45 | БрА9Ж4 |
| 20 | 5,8 | 180 | 2 | 90000 |
| 21 | 6,3 | 140 | 2,5 | 100000 |
| 22 | 6,7 | 110 | 3,5 | 15000 | 50Г, закалка  HВ 245 |
| 23 | 7,1 | 140 | 3 | 60000 |
| 24 | 8 | 160 | 3,5 | 30000 |
| 25 | 7,6 | 120 | 4 | 20000 | 45, нормализация, НВ 207 | БрО6Ц6С3 |
| 26 | 4 | 300 | 3 | 90000 |
| 27 | 2,9 | 106 | 2,5 | 100000 |
| 28 | 7 | 180 | 5 | 15000 | 40Х, улучшение НВ 240 |
| 29 | 7,2 | 150 | 4,5 | 60000 |
| 30 | 4,5 | 150 | 4 | 30000 |

***6.Контрольные вопросы***

1. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка.

2. Что такое число витков (заходов) винта?

3. Что такое модуль зацепления и как его замерить на винте?

4. Чему равна полная высота зуба в модулях?

5. Конструкция конических редукторов.

***7.Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №9**

**2 часа**

**РАСЧЕТ ВАЛ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать валы и оси.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с методическими указаниями.
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. Проведите необходимые расчеты по методике представленной ниже.

4.3.В соответствие с полученными расчетами, вычертите входной и выходной валы в масштабе 1:1, обозначьте диаметры и их длины.

4.4. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.5. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретический материал*

Основными размерами вала являются диаметры (под подшипники и колесо) и диаметр выходного конца вала.

Исходной характеристикой для расчета является вращающий момент T2 на ведомом валу редуктора, т.е. проектный расчет вала производится только на кручение. Влияние на прочность вала изгиба и характера нагрузок компенсируется понижением допускаемого напряжения на кручение.

1. Расчет основных размеров валов.

Диаметр входного (быстроходного) конца вала определяют по формуле

dБ ≥ (7…8) · ; (1)

Диаметр выходного (выходного) конца вала определяют по формуле

dТ ≥ (5…6) · ; (2)

Остальные диаметры вала назначают конструктивно с разницей в 4…5 мм в зависимости от конструкции и условий сборки.

Примерная конструкция вала цилиндрических колес приведена на рисунках 1,2.

2. Определение размеров других участков валов.

Входной вал:

L1 – длина участка вала под муфту или шкив, L1 = (1,1…1,5) · d в ;

L2 – длина участка вала под уплотнение (манжету) с крышкой и подшипником, L2 = 2 · d П ;

L3 - расстояние между внутренними торцами подшипников, это расстояние конструктивно чаще всего принимается равным d2 – делительному или наибольшему диаметру колеса, d =m · z.

В – ширина подшипника, выбираем в зависимости от размера d П по справочнику.

Выходной вал:

L1 – длина участка вала под муфту или шкив, L1 = (1,2…1,5) · d в ;

L2 – длина участка вала под уплотнение (манжету) с крышкой и подшипником, L2 = 1,25· d П + В.

В – ширина подшипника, выбираем в зависимости от размера d П по справочнику.

L3 - расстояние между внутренними торцами подшипников, L3 = lст + 8.

lст - ширина ступицы, lст = (1,2…1,5) · d в



Рисунок 2 *-* Входной вал. Шестерня выполнена за одно целое с валом



Рисунок 3 - Выходной вал.

Диаметры ступеней валов после вычисления округляют в ближайшую сторону до стандартных величин: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 104; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170 и далее через 10мм.

Диаметры концов входного и выходного валов согласуют с диаметрами отверстий устанавливаемых на них деталей (шкива, звездочки, полумуфты).

Рекомендуемые высоты заплечиков и размеры фасок в таблице №1

Таблица1 - Рекомендуемые высоты заплечиков и размеры фасок

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d | 17-22 | 24-30 | 32-38 | 40-44 | 45-50 | 52-58 | 60-65 | 67-75 | 80-85 | 90-95 |
| t цил | 3 | 3,5 | 3,5 | 3,5 | 4 | 4,5 | 4,6 | 5,1 | 5,6 | 5,6 |
| t кон | 1,5 | 1,8 | 2,0 | 2,3 | 2,3 | 2,5 | 2,7 | 2,7 | 2,7 | 2,9 |
| r | 1,5 | 2 | 2,5 | 2,5 | 3 | 3 | 3,5 | 3,5 | 4 | 4 |
| f | 1 | 1 | 1,2 | 1,2 | 1,6 | 2 | 2 | 2,5 | 2.5 | 3 |

*Пример.*Рассчитать основные размеры тихоходного и быстроходного валов, если крутящий момент быстроходного вала ТБ = 51,2 Нм; крутящий момент тихоходного вала ТТ= 221,7 Нм; модуль зацепления m = 2,5; число зубьев шестерни z1 =20. По полученным данным вычертить тихоходный и быстроходный валы.

1. Расчет основных размеров валов.

Определяем диаметр входного (быстроходного) вала по формуле №1 и диаметры других участков по формулам №3:

dВ ≥ (7…8) · = (7…8) · =24,02…27,86мм;

принимаем dВ =25мм;

назначаем dП =30мм; dБП =25мм.

Определяем диаметр выходного вала по формуле

dВ ≥ (5…6) · =(5…6) · = 30,25….36,3мм ;

принимаем dВ =36мм;

назначаем dП =40мм; dБП =35мм; dК =50мм.

2. Определение размеров других участков валов.

Входной вал:

L1 – длина участка вала под муфту или шкив, L1 = (1,1…1,5) · d в ;

L1 = (1,1…1,5) · 25 = 27,5…37,5мм; принимаем L1 =40мм.

L2 – длина участка вала под уплотнение (манжету) с крышкой и подшипником, L2 = 2 · d П ;

L2 = 2 · 30= 60мм.

L3 - расстояние между внутренними торцами подшипников, это расстояние конструктивно чаще всего принимается равным d2 – делительному или наибольшему диаметру колеса, d =2,5 · 20 = 50мм. L3 = 50мм.

В – ширина подшипника, выбираем в зависимости от размера d П =40мм,

шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии №206 , В=16мм.

Выходной вал:

L1 – длина участка вала под муфту или шкив, L1 = (1,2…1,5) · d в ;

L1 = (1,2…1,5) · 36 = 43,2…54мм; принимаем L1 =54мм.

L2 – длина участка вала под уплотнение (манжету) с крышкой и подшипником, L2 = 2 · d П ;

L2 = 1,25· d П + В = 1,25· 40 + 18 = 68мм.

В – ширина подшипника, выбираем в зависимости от размера d П =40мм,

шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии №208, В=18мм.

L3 - расстояние между внутренними торцами подшипников.

L3 = lст + 8.

lст - ширина ступицы, lст = (1,2…1,5) · d в, lст = (1,2…1,5) · 36= 43,2…54мм. , принимаем l ст = 54мм.

L3 = 54 + 8=62мм.

***5.Задания для выполнения работы***

Рассчитать основные размеры тихоходного и быстроходного валов, если крутящий момент быстроходного вала ТБ; крутящий момент тихоходного вала ТТ; модуль зацепления m; число зубьев шестерни z1. По полученным данным вычертить тихоходный и быстроходный валы.

исходные данные взять в таблице 2.

Таблица 2- Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *№ варианта* | *ТБ , Нм* | *ТТ , Нм* | *m, мм* | *z1* |
| 1 | 53,4 | 218,6 | 2 | 20 |
| 2 | 48,9 | 199,4 | 2,5 | 22 |
| 3 | 50,6 | 182,3 | 1.25 | 24 |
| 4 | 52,2 | 197,3 | 3 | 25 |
| 5 | 49,6 | 198,5 | 4 | 32 |
| 6 | 48,8 | 199,7 | 1,75 | 30 |

продолжение таблицы 2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| 7 | 53,2 | 201,4 | 2,25 | 34 |
| 8 | 54,1 | 203,9 | 2,75 | 33 |
| 9 | 51,9 | 213,5 | 3,5 | 28 |
| 10 | 50,6 | 214,2 | 4,5 | 20 |
| 11 | 49,2 | 209,6 | 2 | 22 |
| 12 | 48,3 | 218,6 | 2,5 | 26 |
| 13 | 53,6 | 209,8 | 1,25 | 23 |
| 14 | 52,4 | 212,5 | 3 | 25 |
| 15 | 51,7 | 217,9 | 1,75 | 21 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. В чем разница между валом и осью и какие деформации испытывают вал и ось при работе?

2. Что называют цапфой, шипом, шейкой и пятой?

3. Каковы основные критерии работоспособности валов и осей и какими параметрами их оценивают?

***7.Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №10**

**2 часа**

**РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать подшипники кпачения.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с методическими указаниями.
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. Проведите необходимые расчеты по методике представленной ниже.

4.3.В соответствие с полученными расчетами, вычертите подшипник в масштабе 1:1, обозначьте диаметры и длины.

4.4. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.5. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретический материал*

При проектировании подшипники качения не рассчитывают, а подбирают по каталогу (см. [1] стр.497, табл.19.18-19.26) в зависимости от диаметра вала; величины, направления и характера нагрузки; назначения узла; угловой скорости вращающегося кольца; требуемой долговечности подшипника.

Подбор подшипников практически сводится к следующей схеме:

- на основании эскизной компоновки составляют расчетную схему вала и определяют реакции опор подшипников;

- определяют результирующие осевые нагрузки подшипников;

- вычисляют отношение осевой нагрузки к радиальной Fа  / Fr;

- основным критерием для выбора подшипника служит его динамическая грузоподъемность Сr,

Сr ≤ [Со]; (65)

где: Сr – расчетная динамическая грузоподъемность;

[Сr] – допускаемая динамическая грузоподъемность, выбирается из табл. 19.18 в зависимости от типа подшипника.

Сr = F ; (66)

где: n - частота вращения вала;

L h – ресурс работы узла;

F - эквивалентная нагрузка.

F = (X ·V · Fr + Y · Fа) ·Kb; (67)

где: Fr , Fа - радиальная и осевая нагрузки на подшипник;

Kb - коэффициент безопасности, учитывает характер нагрузки;

Kb =1; при спокойной нагрузке;

Kb = 1,3…1,5; при нагрузке с умеренными толчками и незначительными колебаниями;

Kb = 2,5 ….3; при работе с сильными ударами;

V - коэффициент вращения;

V = 1; при вращающемся внутреннем кольце;

V = 1,2; при вращающемся наружном кольце;

X, Y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, выбираются по каталогу на подшипники (см. [1] стр.134, табл.6.1.). Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников при выборе и предварительно определяют отношение осевой нагрузки к статической

Fа  /С о (68)

где: р - показатель степени;

р = 3 - для шариковых подшипников;

р = 10/3 – для роликовых подшипников;

Если в результате расчета условие С r≤ [Сr] не выполняется, то, не меняя посадочного размера вала, назначают подшипник другого типоразмера (серии) или меняют тип подшипника (шариковый на роликовый) и расчет повторяют.

*Рассчитываем подшипники на ведущем валу*

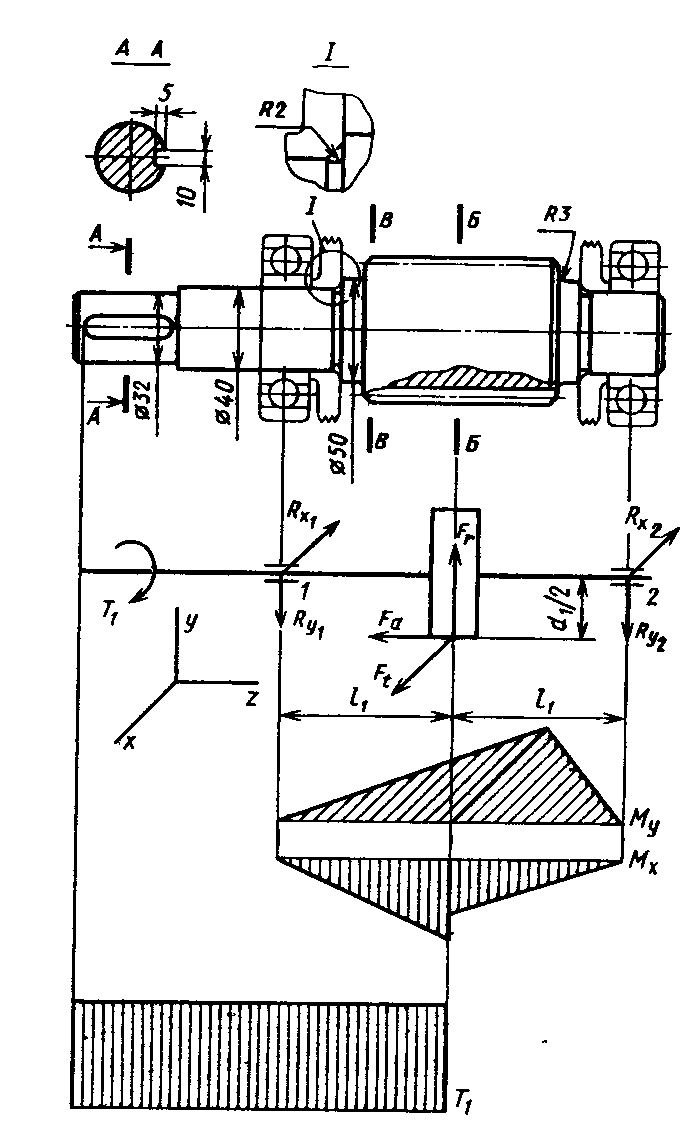


Рисунок 1. Расчетная схема подшипников на ведущем валу

Ft = 3265,3H; Fr =1227,8Н; Fa = 751H; b1 =80мм; dП = 40 мм;

Реакции опор:

в плоскости x

Rx1 = Rx2 = Ft / 2 = 3265,3 / 2 = 1632,65H;

в плоскости y

Ry1 = = =766,27Н

Ry2 ===461,53 Н

где: l1 - расстояние от оси вала-шестерни до оси подшипника;

Проверка:

Ry1 +Ry2 – Fr = 766,27+461,53 -1227,8 = 0.

Подбираем подшипники по наиболее нагруженной опоре 1.

Намечаем радиальные шариковые подшипники средней серии № 308 (см. [1] стр.497, табл.19.18-19.26)

d=40мм, D=90мм, В = 23мм,

С = 41,0 кН, С0 = 22,4 кН.

Эквивалентная нагрузка по формуле 67, X и Y находим по таблице приложения В.

Отношение Fa / C0 = 751 /22400 =0,033; этой величине по каталогу подшипников соответствует е =0,22.

Отношение Fa / Fr =751 / 1227,8 = 0,61 > e; X = 0,56; Y = 1,99; Kb =1; V = 1;

Fэ = (1· 0,56· 1227,8 + 1,99· 751) ·1 = 2182 Н.

Расчётная долговечность, млн. оборотов

Сr = 2182 = 18 329 Н;

Сr ≤ [Сr]; 18 329Н ≤ [22 400Н];

Условие выполняется.

Расчётная долговечность, млн. об. L = (C / Fэ)3 = (41000 /2182)3 =6645 млн. об.

Расчётная долговечность, ч Lh = L·106 / 60n = 6645·106 / 60·1000 =110·103 ч; здесь n = 1000 об/мин – частота вращения ведущего вала, р=3.

Долговечность подшипника обеспечена.

*Рассчитываем подшипники на ведомом валу.*

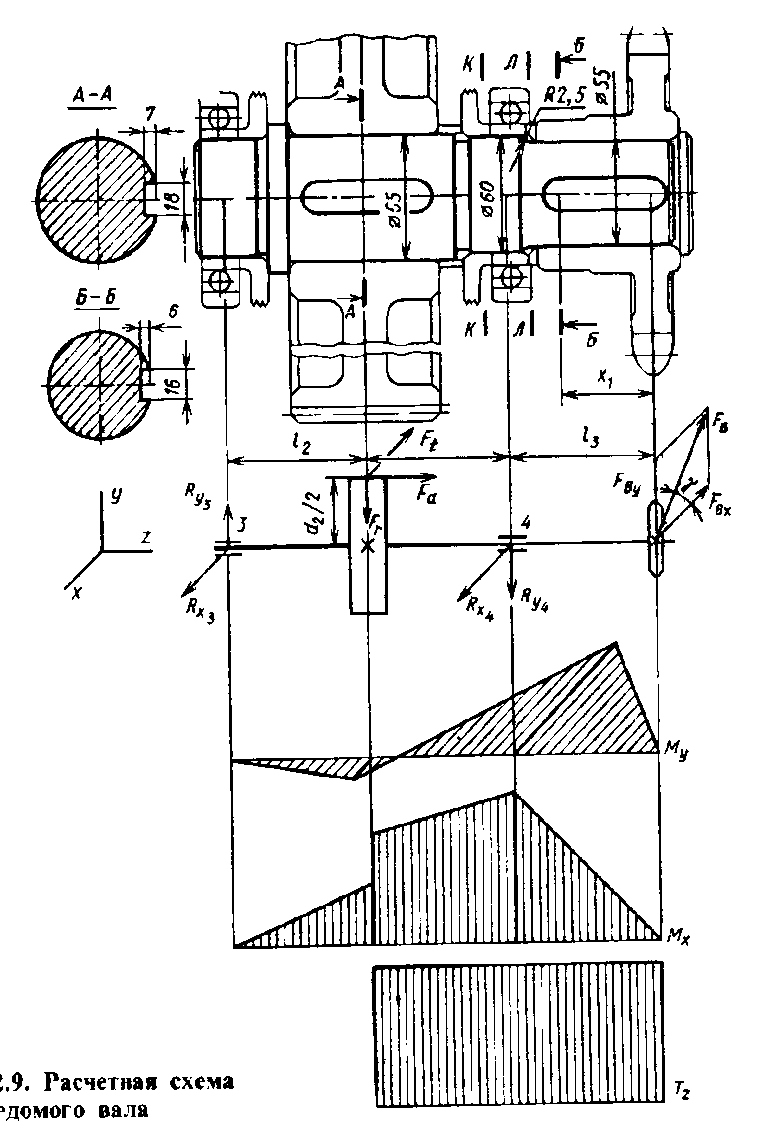


Рисунок 2. Расчетная схема подшипников на ведомом валу

Ведомый вал несет такие же нагрузки, как и ведущий.

Ft = 3265,3H; Fr =1227,8Н; Fa = 751H; b2 =85мм; dП = 60 мм;

в плоскости x

-Rx3 = - Rx4 = -Ft / 2 = -3265,3 / 2 = -1632,65H;

Ry3 = = = 1256Н

Ry4 === -28,2Н

где: l2 - расстояние от оси колеса до оси подшипника

Проверка:

-Ry3 -Ry4 + Fr = -1256 –(-28,2)+1227,8 = 0.

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре 3.

Выбираем радиальные шариковые подшипники средней серии № 312 (см. [1] стр.497, табл.19.18-19.26)

d =60 мм; D = 130 мм; В = 31 мм; С = 81,9 кН; и С0 = 48,0 кН.

Эквивалентная нагрузка по формуле 67, X и Y находим по таблице приложения В.

Отношение Fa / C0 = 751 /48000 =0,015; этой величине по каталогу подшипников соответствует е =0,19.

Отношение Fa / Fr =751 / 1227,8 = 0,61 > e; X = 0,56; Y = 2,30

Осевая нагрузка по отношению к радиальной незначительна и эквивалентную нагрузку можно вычислять по формуле

Fэ = (1· 0,56 · 1227,8+ 2,3 · 751) ·1,2 = 2897Н;

( Кб приняли 1,2 ,учитывая, что цепная передача усиливает неравномерность нагружения).

Расчётная долговечность, млн. оборотов

Сr = 2897 = 15354 Н;

Сr ≤ [Сr]; 15354Н ≤ [48 000Н];

Условие выполняется.

Расчётная долговечность, млн. об. L = (C / Fэ)3 = (81900 /2897)3 =21952 млн. об.

Расчётная долговечность, ч Lh = L·106 / 60n = 22 ·103 ·106 / 60·220 =1700 ·103 ч; здесь n = 220 об/мин – частота вращения ведомого вала.

Для зубчатых редукторов ресурс работы обычно не превышает 40000 часов и мы видим, что подшипники ведущего и ведомого валов проходят с запасом.

В большинстве заданий на курсовое проектирование ресурс работы редуктора задан. Ресурс работы подшипников может превышать ресурс работы редуктора в два раза, но не может быть меньше его.

***5.Задания для выполнения работы***

Выбрать подшипник и рассчитать на долговечность. По полученным данным вычертить тихоходный или быстроходный вал. Исходные данные взять в таблице 2.

Таблица 2- Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № варианта | Тип вала | Ft, Н | Fr, Н | Fa, Н | b, мм | d, мм | n, об/мин |
| 1 | ведомый | 2450 | 1250 | 850 | 65 | 45 | 220 |
| 2 | ведущий | 3450 | 2340 | 750 | 45 | 30 | 1000 |
| 3 | ведомый | 2350 | 2250 | 850 | 65 | 45 | 220 |
| 4 | ведущий | 3450 | 2340 | 850 | 45 | 60 | 1200 |
| 5 | ведомый | 1450 | 1250 | 650 | 65 | 35 | 220 |
| 6 | ведущий | 3450 | 2340 | 750 | 45 | 40 | 1000 |
| 7 | ведомый | 2300 | 2200 | 800 | 35 | 35 | 220 |
| 8 | ведущий | 3450 | 2340 | 950 | 45 | 60 | 1000 |
| 9 | ведомый | 3450 | 1250 | 850 | 65 | 45 | 220 |
| 10 | ведущий | 3450 | 3340 | 750 | 45 | 30 | 1000 |
| 11 | ведомый | 2350 | 2250 | 850 | 65 | 30 | 200 |
| 12 | ведущий | 3450 | 2340 | 850 | 45 | 60 | 1000 |
| 13 | ведомый | 1450 | 1250 | 650 | 65 | 35 | 220 |
| 14 | ведущий | 3450 | 2340 | 750 | 35 | 40 | 1000 |
| 15 | ведомый | 2300 | 2200 | 800 | 35 | 35 | 220 |
| 16 | ведущий | 3450 | 2340 | 950 | 45 | 50 | 1000 |
| 17 | ведомый | 1450 | 1250 | 850 | 65 | 45 | 220 |
| 18 | ведущий | 3450 | 2340 | 750 | 45 | 30 | 1000 |
| 19 | ведомый | 2350 | 2250 | 650 | 65 | 45 | 220 |
| 20 | ведущий | 3450 | 2340 | 850 | 45 | 60 | 1200 |
| 21 | ведомый | 1450 | 1250 | 650 | 65 | 35 | 220 |
| 22 | ведущий | 3450 | 2340 | 750 | 45 | 40 | 1000 |
| 23 | ведомый | 2300 | 1200 | 800 | 35 | 35 | 220 |
| 24 | ведущий | 3450 | 2340 | 950 | 45 | 60 | 1000 |
| 25 | ведомый | 3450 | 1250 | 750 | 65 | 45 | 220 |

***6.Контрольные вопросы:***

1. От каких параметров зависит выбор подшипников?

2. Сколько составляет ресурс работы редуктора?

3. Дайте название обозначениям: Ft ; Fr ; Fa ; b2 ; dП .

***7.Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Практическая работа №11**

**2 часа**

**РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

Научиться рассчитывать шпоночные соединения.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер практической работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с методическими указаниями.
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

4.1. Внимательно изучите методические указания, предложенный теоретический материал.

4.2. Проведите необходимые расчеты по методике представленной ниже.

4.3.В соответствие с полученными расчетами, вычертите шпонку в масштабе 1:1, обозначьте размеры.

4.4. Сделайте выводы о проделанной работе.

4.5. Ответить на контрольные вопросы.

*Теоретический материал*

Критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Шпонки подбирают из таблиц стандартов в зависимости от диаметра вала с последующей проверкой на прочность. Основным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие. Расчет стандартных шпонок на срез чаще всего не производят, т.к. стандартные шпонки имеют размеры b и h, которые подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия, а не среза.

Конструировать шпоночные соединения рекомендуется если имеется большой перепад ступеней вала, при наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей, для удобства для разных ступеней одного и того же вала сочетание одинаковых шпонок, при необходимости возможное использование двух сегментных шпонок на одном валу.

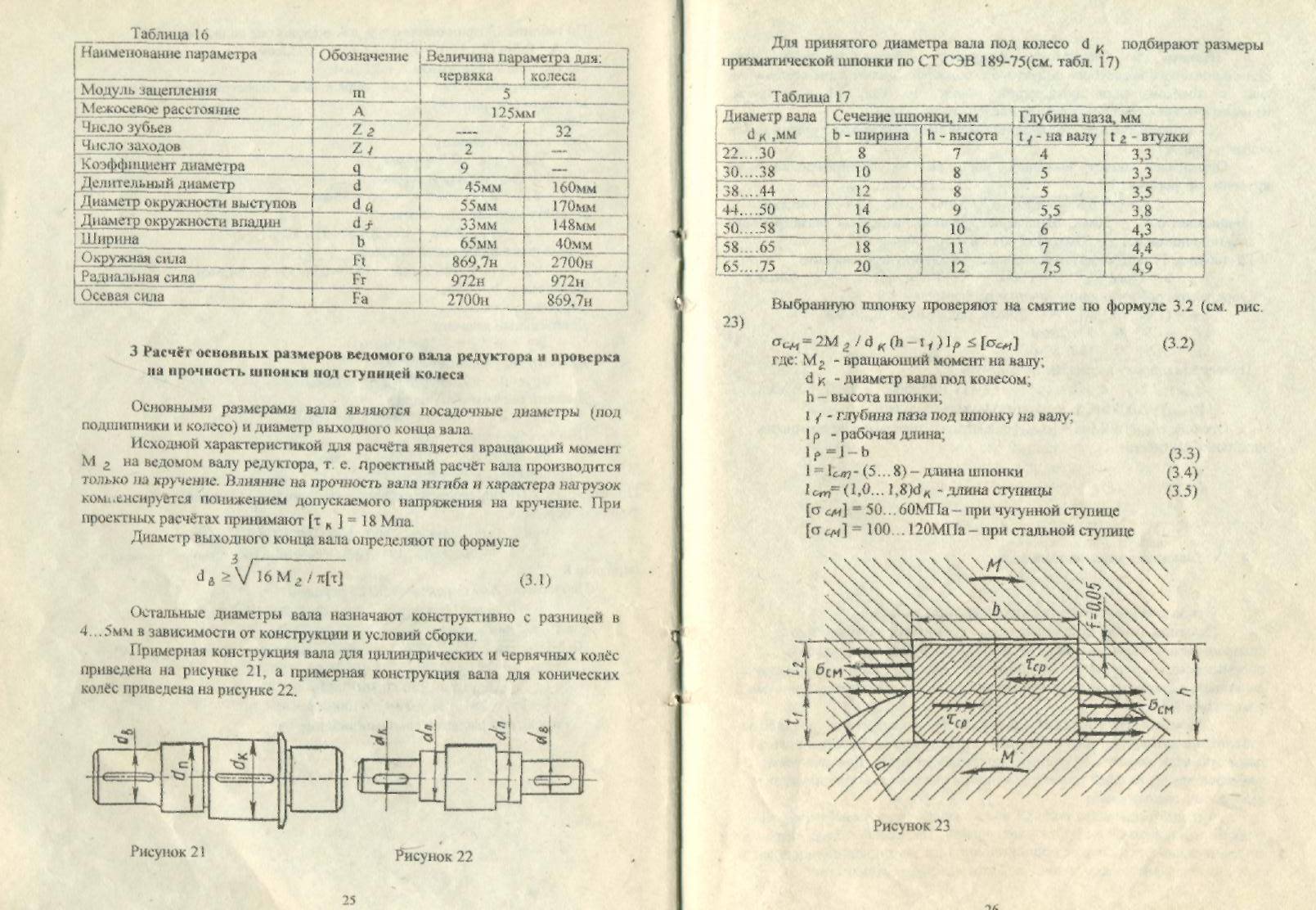


Рис. 1 – Расчетная схема соединения призматической шпонкой.

Для принятого диаметра вала под колесо dк подбирают размеры призматической шпонки по СТ СЭВ 189-75 (см. таблицу 1)

Таблица 1. Подбор размеров призматической шпонки.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Диаметр вала dк, мм | Сечение шпонки, мм | | Глубина паза, мм | |
| b - ширина | h - высота | t1- на валу | t2- на втулке |
| 22….30 | 8 | 7 | 4 | 3,3 |
| 30….38 | 10 | 8 | 5 | 3,3 |
| 38….44 | 12 | 8 | 5 | 3,5 |
| 44….50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 |
| 50….58 | 16 | 10 | 6 | 4,3 |
| 58….65 | 18 | 11 | 7 | 4,4 |
| 65…75 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 |

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений:

- стальная ступица [σсм] = 130….. 200МПа

- чугунная ступица [σсм] = 80….. 110МПа

Допускаемые напряжения на смятие:

- для равномерной нагрузки []ср = 60…90МПа.

*Пример.*

Зубчатое колесо соединено с валом с помощью цилиндрической шпонки. Определить размеры шпонки, напряжения смятия и среза. Вращающийся момент на валу T2 = 220 Нм, диаметр вала d= 35мм. Материал вала сталь, допускаемое напряжение на смятие [σсм] = 100МПа .

Решение

1. Определяем размеры шпонки.

Согласно заданного размера диаметра вала d= 35мм по таблице 1 подбираем призматическую шпонку с размерами:

b =10мм; h = 8мм; t1 = 5мм;  t2= 3,3мм.

Определяем рабочую длину шпонки по формулам 1,2

lр = l – b = 50 - 10 =40мм;

l = lст – (5…8) = 55 - 5=50мм;

2. Проверяем шпонку на смятие по формуле:

σсм = 

Отсюда: [σсм] = 105,5МПа ≤ [σсм] = 100МПа, следовательно прочность шпонки обеспечена.

3. Определяем допускаемые напряжения на смятие



= 3,7МПа

Отсюда: ср = 3,7МПа ≤ []ср = 60МПа, следовательно прочность шпонки обеспечена.

***5. Задание по расчету шпоночного соединения***

Зубчатое колесо соединено с валом с помощью цилиндрической шпонки. Определить размеры шпонки, напряжения смятия и среза. Вращающийся момент на валу T2 , диаметр вала d. Материал вала сталь, допускаемое напряжение на смятие [σсм] = 200МПа .

Таблица 2. – Исходные данные

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| вариант | Т, Hм | d ,мм | вариант | Т, Hм | d ,мм |
| 1 | 280 | 22 | 16 | 270 | 62 |
| 2 | 168 | 45 | 17 | 320 | 28 |
| 3 | 129 | 32 | 18 | 450 | 42 |
| 4 | 405 | 54 | 19 | 530 | 58 |
| 5 | 208 | 40 | 20 | 580 | 26 |
| 6 | 320 | 60 | 21 | 630 | 64 |
| 7 | 471 | 68 | 22 | 670 | 48 |
| 8 | 360 | 64 | 23 | 710 | 60 |
| 9 | 630 | 42 | 24 | 800 | 38 |
| 10 | 550 | 48 | 25 | 760 | 44 |
| 11 | 150 | 38 | 26 | 430 | 68 |
| 12 | 220 | 30 | 27 | 290 | 50 |
| 13 | 320 | 65 | 28 | 700 | 52 |
| 14 | 750 | 58 | 29 | 720 | 60 |
| 15 | 180 | 42 | 30 | 450 | 40 |

***6. Контрольные вопросы:***

1. Какие детали включают шпоночные соединения?

2. Из каких материалов изготавливают шпонки?

3. Какие бывают шпонки?

4. От чего зависят размеры шпонок?

***7. Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Лабораторная работа №1**

**2 часа**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕДУКТОРА ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

1.1. Изучить конструктивные особенности отдельных узлов редуктора, технологию сборки и разборки редуктора

1.2. Научиться определять основные параметры и характеристики редуктора.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

2.2. Редукторы -4 шт.

2.3. Штангенциркуль, линейка.

2.4. Гаечные ключи.

2.5. Мел, фломастер водный.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер лабораторной работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с методическими указаниями.
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

*Изучить:*

4.1.Конструктивные особенности отдельных узлов редукторов и редуктора в целом.

4.2.Способы смазки трущихся поверхностей в редукторе.

4.3.Технологию сборки и разборки редукторов.

4.4.Методику определения основных параметров зубчатых и червячных передач.

*Порядок выполнения работы:*

1. Снять крышку корпуса редуктора. Изучить внутреннее устройство редуктора.

2. Вычертить кинематическую схему редуктора, используя условные обозначения по ГОСТ 2.770-81.

3. Измерить параметры (табл. 1).

4. Вычислить основные параметры (табл. 1).

5. Составить спецификацию деталей и узлов редуктора (табл.2).

6. Выполнить отчет по приведенной форме.

Таблица 1- Основные параметры

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Число зубьев шестерни, Z1 | Число зубьев колеса, Z2 | Передаточное число, U | Межосевое расстояние, aw |  |
|  |  |  |  |  |

Таблица 2- Спецификация деталей и узлов редуктора

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Наименование | Количество | Примечание |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |

***6. Контрольные вопросы:***

1. Какова цель работы?

2. Какие механизмы называются редукторами?

3. По каким признакам классифицируют редукторы?

4. Из каких основных элементов состоит редуктор?

5. Как находят величину передаточного числа пары зубчатых колес?

6. Какая разница в определении передаточного числа червячной передачи по сравнению с цилиндрической передачей ?

7. Как определяется общее передаточное число многоступенчатого редуктора?

8. Как определяется передаточное число конического редуктора через углы делительных конусов ?

9. Что называется модулем зубчатого зацепления?

10.Какие подшипники применяют в качестве опор валов в редукторах?

***7. Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Лабораторная работа №2**

**2 часа**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СРАВНЕНИЕ С ГОСТОМ**

***1.Цель урока, его воспитательные и развивающие задачи***

1.1. Изучить конструктивные особенности подшипников

1.2. Научиться определять типы подшипников по внешнему виду, по маркировке и по отдельным деталям.

***2. Обеспечивающие средства:***

2.1. Методическое руководство по выполнению работы.

2.2. Подшипники качения - 15 шт.

2.3. Штангенциркуль, линейка.

2.4. Мел, фломастер водный.

***3. Требования к отчету***

* 1. Номер лабораторной работы, тема, цель работы.
  2. Выполнить задание в соответствии с методическими указаниями.
  3. Подготовить ответы на вопросы в устной форме.

***4. Технология работы:***

Изучить конструкции подшипников качения и выполнить практическую работу по следующей схеме:

1.Дать характеристику подшипнику качения №\_\_\_\_\_\_

1.1.Определить тип подшипника, расшифровать обозначения, используя теоретический материал и приложение А.

1.2.Определить метод изготовления, предполагаемый режущий инструмент

2.Вычертить подшипника, измерить и нанести основные размеры

3.Сделайте выводы о проделанной работе.

4. Устно ответить на контрольные вопросы

*Порядок выполнения работы*

Студент получает подшипник и мерительный инструмент. Каждый студент должен выполнить эскизы трёх различных подшипников с простановкой основных размеров: d - внутренний диаметр, D - наружный диаметр, b - ширина, r и r1-радиусы скругления внутреннего и наружного колец.

Записать маркировку (условное обозначение) подшипников и, пользуясь настоящим пособием и технической литературой, выполнить расшифровку условных обозначений.

Определить ориентировочно материал деталей подшипников.

В процессе выполнения работы студенты обмениваются подшипниками с целью более широкого ознакомления с различными их типами и изучения более широкого спектра конструктивных отличий в подшипниках. Желательно ознакомиться со всеми типами подшипников: шариковыми, роликовыми, игольчатыми, коническими, сферическими, радиальными, упорными,….

Теоретический материал

*1. Конструкции подшипников качения*

Подшипники качения - это опоры вращающихся или качающихся деталей, в которых элементами качения служат шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором. В процессе работы одно из колец подшипника как правило неподвижно. В некоторых типах подшипников одно или оба кольца могут отсутствовать (в них тела качения опираются непосредственно на поверхность вала или корпуса). Ряд подшипников качения выпускается с уплотнениями. В некоторых подшипниках качения может отсутствовать сепаратор. Посадочные поверхности внутреннего и наружного кольца как правило гладкие цилиндрические, но имеются разновидности колец с буртиками, с канавками, с цилиндрическими или сферическими выемками, с отверстиями для подвода смазки, с конической расточкой, с эксцентриситетом посадочной поверхности и поверхности беговой дорожки, с внутренним кольцом на разжимной втулке и т. п. Типы и конструктивные особенности подшипников качения приведены в ГОСТ 3395-89, а также в нормалях подшипниковых заводов. Небольшая выборка из каталога подшипников качения приведена в табл. 1 и 2 и в приложении.

*2. Классификация подшипников качения*

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам.

*По форме тел качения*: шариковые и роликовые, причём последние могут быть цилиндрическими, коническими, игольчатыми, бочкообразными и витыми.



Рис.1 Форма тел качения подшипников

*По направлению воспринимаемой нагрузки*: радиальные, радильно-упорные, упорно-радиальные и упорные.

*По числу рядов тел качения*: однорядные, двухрядные, трёхрядные, четырёхрядные и многорядные.

Таблица 1 Основные типы радиальных и радиально-упорных подшипников (см. Приложение 8)

*По способности самоустанавливаться*: несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (сферические, допускающие угол перекоса внутреннего и наружного колец до 2-30 ).

*По габаритным размерам*: на серии (для каждого подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся несущей способностью подшипника, т. е. размерами колец и тел качения). В зависимости от размера наружного диаметра подшипника, серии подразделяются на *сверхлёгкие, лёгкие,* *средние* и *тяжёлые.* В зависимости от ширины подшипника серии бывают *особо узкие, узкие, нормальные, широкие* и *особо широкие.*

Таблица 2-Основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников



*3. Система условных обозначений*

Система условных обозначений установлена ГОСТ 3189-75 по следующим признакам: внутренний диаметр подшипника; серия диаметров или серия ширин; тип подшипника; конструктивная разновидность.

Порядок расположения условных обозначений приведен на схемах 1 и 2 Порядок отсчёта цифр в условном обозначении принят справа налево. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, в обозначении не указывают.

Подшипники с внутренним диаметром до 10мм, исключая диаметры 0,6; 1,5; 2,5мм обозначают по схеме 1.

Схема 1

| **х** | **хх** | **х** | **х** | **х** | **х** |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | |  |  |  | Внутренний диаметр подшипника  (соответствует обозначению) |
|  | |  |  | Серия диаметров | |
|  | |  | Цифра 0 | | |
|  | | Тип подшипника | | | |
|  | Конструктивная разновидность | | | | |
| Серия ширин | | | | | |

Подшипники с внутренним диаметром от 10мм и более, исключая подшипники с внутренними диаметрами 22; 28; 32 и 500мм обозначаются по схеме 2.

Схема 2

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Х** | **ХХ** | **Х** | **Х** | **Х** |  |
|  |  |  |  |  | Внутренний диаметр подшипника |
|  |  |  | Серия диаметров | |  |
|  |  | Тип подшипника | | |  |
|  | Конструктивная разновидность | | | |  |
| Серия ширин | | | | |  |

Схему 2 для более удобного прочтения можно представить в виде таблицы 3.

Таблица 3. Значения цифр в условном обозначении подшипников качения

|  |  |
| --- | --- |
| Цифра в условном обозначении (отсчёт справа). | Значения цифр |
| 1-я и 2-я | Внутренний диаметр подшипника |
| 3-я и 7-я | Серия диаметров (3) и серия ширин (7) |
| 4-я | Тип подшипника |
| 5-я и 6-я | Конструктивная разновидность подшипника |

*Условное обозначение подшипников по внутреннему диаметру :*

*Для схемы 1.*

Первая цифра равна значению внутреннего диаметра.

Внутренние диаметры подшипников, равные 0,6; 1,5; 2,5 мм следует отделять от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой " / " .

Внутренний диаметр подшипника, выраженный дробью (кроме значений 0,6; 1,5; 2,5 мм) обозначается приближённым значением внутреннего диаметра, округлённым до целой единицы. В условном обозначении таких подшипников на втором месте ставится цифра 9 (нестандартные внутренние диаметры).

*Для схемы 2.*

Первые две цифры определяют внутренний диаметр подшипника.

Обозначение внутренних диаметров подшипников от 10мм до 20мм должны соответствовать значениям, указанным в таблице 4.

Таблица 4 обозначения подшипника по внутреннему диаметру

|  |  |
| --- | --- |
| Внутренний диаметр подшипника | Обозначение |
| 10 | 00 |
| 12 | 01 |
| 15 | 02 |
| 17 | 03 |

Внутренние диаметры подшипников, не указанные в табл. 4, должны иметь обозначение по ближайшему из указанных диаметров. В условном обозначении таких подшипников на третьем месте ставится цифра 9 (ненормальные внутренние диаметры).

Внутренние диаметры подшипников от 20 мм до 495 мм включительно обозначают частным от деления этого диаметра на 5.

Внутренние диаметры подшипников, равные 22, 28, 32, 500 мм и более обозначают соответствующими цифрами и отделяют от цифр, обозначающих серию диаметров, косой чертой " / ".

Внутренние диаметры подшипников, выраженные дробью или целым числом не кратным цифре 5 , обозначают целым приближённым частным от деления диаметра на 5. В условное обозначение таких подшипников на третьем месте входит цифра 9.

*Условное обозначение серий подшипников*

Подшипник одного внутреннего диаметра обычно изготавливают нескольких размерных серий, т. е. его наружный диаметр и ширина (высота) различны в зависимости от грузоподъёмности и предельной быстроходности.

Вторая цифра в схеме 1 и третья цифра в схеме 2 обозначают серию диаметров. Седьмая цифра в обеих схемах совместно со второй цифрой в схеме 1 или с третьей цифрой в схеме 2 определяют размерную серию подшипника. Установленные серии подшипников приведены в таблице 5.

Таблица 5

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Третья цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1 | Седьмая цифра в схеме 2 или вторая цифра в схеме 1 | Серия подшипника |
| 1 | 8 или 9 | Сверхлёгкая |
| 1 | 7 | Особо лёгкая |
| 2 |  | Лёгкая |
| 2 | 5 | Лёгкая широкая |
| 3 |  | Средняя |
| 3 | 6 | Средняя широкая |
| 4 |  | Тяжёлая |
| 9 | 0 | Серия ненормальных внутренних диаметров |
| 7 или 8 в схеме 2 |  | Серия не стандартных наружных диаметров |

Подшипники не стандартные по внутреннему диаметру или ширине (неопределённая серия), на втором месте обозначают цифрой 6 или 7 (схема 1).

*Условное обозначение типа подшипников*

Четвёртая цифра справа в обозначении подшипника определяет его тип. Типы подшипников в зависимости от воспринимаемой нагрузки приведены в табл. 6.

Таблица 6- Тип подшипника

|  |  |
| --- | --- |
| Тип подшипника | Обозначение |
| Шариковый радиальный | 0 |
| Шариковый радиальный сферический | 1 |
| Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами | 2 |
| Роликовый радиальный со сферическими роликами | 3 |
| Роликовый радиальный с длинными или игольчатыми роликами | 4 |
| Роликовый радиальный с витыми роликами | 5 |
| Шариковый радиально-упорный | 6 |
| Роликовый конический радиально-упорный | 7 |
| Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный | 8 |
| Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный | 9 |

*Условное обозначение подшипников по конструктивным разновидностям*

Пятая и шестая цифры в условном обозначении подшипника определяют его конструктивную разновидность и состоят из двух цифр от 00 до 99. Конструктивных разновидностей подшипников очень много и наиболее распространённые из них приведены в ГОСТ 3395-89.

**Внимание!** *Если в обозначении подшипника должна присутствовать цифра 0 и после неё слева не требуются дополнительные обозначения (дополнительные цифры), то цифра 0 в обозначении не проставляется.*

*4. Примеры расшифровки обозначений подшипников*

|  |  |
| --- | --- |
| **1000094** | расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте),  тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте)  внутренний диаметр 4мм. (цифра 4),  сверхлёгкой серии (цифра 9),  конструктивная разновидность 00,  серия ширин 1. |
| **25** | расшифровывается по схеме 1 (цифра 0 на третьем месте)  тип - радиальный шариковый (цифра 0 на четвёртом месте)  внутренний диаметр 5мм. (цифра 5) ,  лёгкой серии (цифра 2),  конструктивная разновидность 00, |
| **2205**  **12305**  **42305**  **32305**  **92305**  **292305** | Расшифровываются по схеме 2,  тип - радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами, (2)  внутренний диаметр 25мм. (05\*5=25),  средней серии, (3)  конструктивная разновидность: 00 - без бортов на наружном кольце, 01 - с однобортовым наружным кольцом, 03 - с двухбортовым наружным кольцом, 04 - с однобортовым внутренним кольцом и двухбортовым наружным кольцом, 09 - с двухбортовым наружным кольцом и плоской опорной шайбой на внутреннем кольце, 29 - без внутреннего кольца. |
| **74103** | Расшифровывается по схеме 2,  тип - радиальный роликовый игольчатый, (4),  внутренний диаметр 17мм, (03),  особо лёгкой серии, (1),  конструктивная особенность (07) - без сепаратора и с отверстием под смазку на наружном кольце. |
| **602/32** | Расшифровывается по схеме 2,  тип - шариковый радиальный, (0),  внутренний диаметр 32мм, (32),  лёгкой серии, (2),  конструктивная разновидность (06) - с одной защитной шайбой. |

*5. Дополнительные знаки условного обозначения*

Слева через черту от основного обозначения подшипников, которое включает в себя не более семи цифр, указываются требования к точности изготовления подшипников.

Справа через черту от основного обозначения подшипников указываются параметры, определяющие специальные требования к материалу деталей подшипников, к термообработке деталей, конструктивные изменения деталей, специальные требования по шероховатости поверхности, температуре отпуска колец подшипников и требования по шуму при работе.

*Обозначение класса точности подшипников*

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6 ,5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников;

0, 6X, 6, 5, 4, 2 -для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей подшипников. В общем машиностроении обычно применяют классы точности 0, 6, и 5. Следует иметь ввиду, что стоимость одного и того же подшипника класса точности 0 и класса точности 2 отличается в 10 раз.

В зависимости от наличия требований по уровню вибрации установлены три категории подшипников - А, В, С.

К категории А относятся подшипники классов точности 5, 4, 2, Т с одним из дополнительных требований по повышенным нормам уровня вибрации, волнистости и отклонению от круглости поверхностей качения, моменту трения, углу контакта, радиальному биению, осевому биению и их совместному значению.

К категории В относятся подшипники классов точности 0, 6Х, 6, 5 с одним из дополнительных требований, аналогичных категории А.

К категории С относятся подшипники классов точности 7, 8, 0, 6, к которым не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и другие требования по категориям А и В.

*Полные требования к точности подшипников приведены в ГОСТ 520-89.*

Класс точности подшипников указывается цифрой, соответствующей его точности слева от основного условного обозначения через тире. Класс точности "0" в условном обозначении опускается.

Пример: подшипник № 6 - 205.

Расшифровка : шарикоподшипник радиальный (четвёртая цифра слева "0" опущена), диаметром 25 мм (две последние цифры "05"), средней серии (третья цифра слева "2"), класс точности 6.

*Обозначение радиального зазора и момента трения подшипников*

Обозначения: 1, 2, 3, и т. д. расположенные слева от обозначения класса точности подшипника характеризуют различные величины (ряды) радиальных зазоров. Зазор по нормальному ряду обозначается цифрой 0.

Обозначения: 1, 2, 3, и т. д. расположенные слева от радиального зазора, характеризуют различные величины (ряды) моментов трения.

У радиальных шарико - и роликоподшипников с радиальным зазором по нормальному ряду и у радиально-упорных шарикоподшипников в дополнительном обозначении между классами точности и обозначением момента трения проставляется буква "М".

Обозначения категорий подшипника проставляют :

- слева от обозначения ряда момента, например, А1М5 - 205;

- перед обозначением ряда зазоров при отсутствии требований по моменту трения, например, В25 - 205;

- перед классом точности при отсутствии требований по моменту трения и нормальной группе зазора, например, А5 - 205.

*Расшифровка дополнительных знаков справа от основного обозначения*

Дополнительные знаки справа от основного обозначения располагаются в следующем порядке:

* обозначение материала деталей подшипника (табл. 7);
* конструктивные изменения деталей подшипника К, К1, К2, …..;
* специальные требования по шероховатости, покрытиям и т. п., У, У1, У2,…;
* температура отпуска колец подшипника Т1, Т2, ….;
* разновидности смазочных материалов для подшипников закрытого типа С1, С2,..;
* требования по шуму Ш, Ш1, Ш2, ….

Таблица 7. Обозначение материала деталей подшипников

|  |  |
| --- | --- |
| Дополнительные обозначения | Отличительные признаки |
| Б | Сепаратор из безоловянистой бронзы |
| Г | Сепаратор из чёрных металлов |
| Д | Сепаратор из алюминиевых сплавов |
| Е | Сепаратор из пластических материалов |
| Л | Сепаратор из латуни |
| Р | Детали из теплостойкой стали |
| Х | Детали из цементируемой стали |
| Ю | Часть деталей или все детали из нержавеющей стали |
| Я | Кольца и тела качения из редко применяемых материалов (пластмасса, углепластик, стекло, керамика,…) |

Цифры 1, 2, 3, и т. д. справа от дополнительного буквенного обозначения Б,Г,Д,Е,К,Р,Л,У,Х,Ш,Э,Ю,Я указывают на каждое последующее исполнение с каким - либо отличием от предыдущего.

Пример расшифровки подшипника с дополнительными обозначениями

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № А 2 7 5 **-** **3 1 8 0 2 06** Е Т3 С2 Ш1 | | | | | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  | | |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  | | Допускаемый  уровень шума  по 1муряду | | | | |
|  |  |  |  | **Основное условное**  **обозначение**  **подшипника** |
|  |  |  |  |
|  |  |  |  |  | Смазка маслом  ЦИАТИМ22 | | | | | | |
|  |  |  |  | Класс точности 5 | Температура  отпуска колец 2500 С | | | | | | |
|  |  |  | Радиальный зазор по 7му ряду | |
|  |  | Момент трения по второму ряду | | |  | | |  |  |  |  |
|  | Категория А | | | Сепаратор из пластмассы | | | | | | | |
|  |  |  |  |  | |  | |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

*6. Материал деталей подшипников*

Кольца и тела качения подшипников изготавливают из шарикоподшипниковой стали марок ШХ25СГ, ШХ15, ШХ20СГ, ШХ20 и др.

Кольца, ролики или шарики при температурах работы до 1000С должны быть термически обработаны до твёрдости HRC 58-66 в зависимости от марки стали.

Сепараторы изготавливают из листовой стали, латуни, бронзы, дюралюминия, текстолита, полиамидов с различными уплотнителями. Пластмассовые сепараторы уменьшают величину инерционных нагрузок в подшипниках, дают возможность использовать упругие свойства пластмасс при монтаже тел качения.

Сепараторы, изготовленные из самосмазывающегося материала, служат источником твёрдой смазки. В качестве самосмазывающегося материала часто применяется аман. Его можно использовать для сепараторов обычных и высокоскоростных подшипников, работающих без жидкой смазки при нормальных и повышенных температурах.

Сепараторы из амана должны быть более массивны, чем обычные. Для увеличения ударной прочности у этих сепараторов по наружному диаметру устанавливается тонкий, менее 1мм., металлический обод.

Для сепараторов, работающих в вакууме и в невесомости, пригоден аман и различные композиции, например фторопласт - 4 с бронзой, эпоксидная смола в сочетании с двухсернистым молибденом. Механизм действия самосмазывающихся сепараторов основан на молекулярном переносе их материала не поверхность тел качения.

***5. Контрольные вопросы***

1. Назначение подшипников качения, их преимущества и недостатки в сравнении с подшипниками скольжения.
2. Классификация подшипников качения по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки.
3. Расшифровка маркировки подшипников (порядок расположения цифр в условном обозначении и их назначение).
4. Материал и термическая обработка деталей подшипников.
5. Наиболее характерные разновидности конструктивного исполнения подшипников.
6. Пределы применимости в общем машиностроении, представленных на эскизах подшипников.

***6. Литература***

Основные источники:

1. Детали машин. Краткий курс, практические занятия и тестовые задания: Учебное пособие / В.П. Олофинская. - 3-e изд., испр. и доп. - М.: Форум, 2014. - 240 с.

2. Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина. – 11-е изд., стер. – М.: ИЦ Академия, 2015. – 224 с.

Дополнительные источники:

1.Вереина Л.И. Техническая механика: учебник для сред.проф. образования /Л.И. Вереина, М.М. Краснов. – М.: ИЦ Академия, 2017. – 352 с.

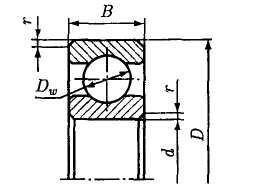
2.Опарин И.С. Основы технической механики: учебник для сред.проф. образования. – М.: ИЦ Академия, 2014. – 144 с.

Интернет-ресурсы:

1.Детали машин: электронный учебный курс для студентов очного и заочного обучения. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.detalmach.ru> (дата обращения 09.01.2018)

**Приложение А**

Таблица 1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ8338 -75)

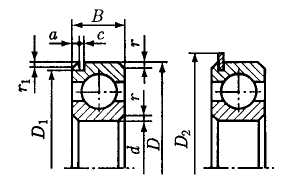


|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозна-  чение | Размеры, мм | | | | | Грузоподъ­емность, кН | | Обозна-  чение | Размеры, мм | | | | | Грузоподъ­емность, кН | |
| *d* | *D* | *В* | *r* | *Dω* | *Cr* | *CUr* | *d* | *D* | *В* | *r* | *Dω* | *Cr* | *CUr* |
| *Легкая серия* | | | | | | | | *Средняя серия* | | | | | | | |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 7,938 | 12,7 | 6,2 | 304 | 20 | 52 | 15 | 2 | 9,525 | 15,9 | 7,8 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 7,938 | 14,0 | 6,95 | 305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 11,509 | 22,5 | 11,4 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 9,525 | 19,5 | 10,0 | 306 | 30 | 72 | 19 | 2 | 12,303 | 28,1 | 14,6 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 11,112 | 25,5 | 13,7 | 307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 14,288 | 33,2 | 18,0 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 12,700 | 32,0 | 17,8 | 308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 15,081 | 41,0 | 22,4 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 2 | 12,700 | 33,2 | 18,6 | 309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 17,462 | 52,7 | 30,0 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 2 | 12,700 | 35,1 | 19,8 | 310 | 50 | НО | 27 | 3 | 19,050 | 61,8 | 36,0 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 14,288 | 43,6 | 25,0 | 311 | 55 | 120 | 29 | 3 | 20,638 | 71,5 | 41,5 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 15,875 | 52,0 | 31,0 | 312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 22,225 | 81,9 | 48,0 |
| 213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 16,669 | 56,0 | 34,0 | 313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 23,812 | 92,3 | 56,0 |
| 214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 17,462 | 61,8 | 37,5 | 314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 25,400 | 104,0 | 63,0 |
| 215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 17,462 | 66,3 | 41,0 | 315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 26,988 | 112,0 | 72,5 |
| 216 | 80 | 140 | 26 | 3 | 19,050 | 70,2 | 45,0 | 316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 28,575 | 124,0 | 80,0 |

Пример обозначения подшипника 209: *«Подшипник 209 ГОСТ 8338—75».*

Таблица 2. Подшипники шариковые радиальные однорядные с канавкой под упорное пружинноекольцо

(из ГОСТ 2893—82)

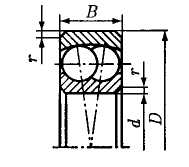


|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Легкая серия | | | | | | Средняя серия | | | | | |
| Обозна-  чение | Размеры, мм | | | | | Обозна-  чение | Размеры, | | | мм |  |
| *d* | *D1* | *D2* | *a* | *с* | *d* | *D1* | *D2* | ***а*** | *с* |
| 50204 | 20 | 44,6 | 52,7 | 2,46 | 1,4 | 50304 | 20 | 49,7 | 57,9 | 2,46 | 1,4 |
| 50205 | 25 | 49,7 | 57,9 | 2,46 | 1,4 | 50305 | 25 | 59,6 | 67,7 | 3,28 | 1,9 |
| 50206 | 30 | 59,6 | 67,7 | 3,28 | 1,9 | 50306 | 30 | 68,8 | 78,6 | 3,28 | 1,9 |
| 50207 | 35 | 68,8 | 78,6 | 3,28 | 1,9 | 50307 | 35 | 76,8 | 86,6 | 3,28 | 1,9 |
| 50208 | 40 | 76,8 | 86,6 | 3,28 | 1,9 | 50308 | 40 | 86,8 | 96,5 | 3,28 | 2,7 |
| 50209 | 45 | 81,8 | 91,6 | 3,28 | 1,9 | 50309 | 45 | 96,8 | 106,5 | 3,28 | 2,7 |
| 50210 | 50 | 86,8 | 96,5 | 3,28 | 2,7 | 50310 | 50 | 106,8 | 116,6 | 3,28 | 2,7 |
| 50211 | 55 | 96,8 | 106,5 | 3,28 | 2,7 | 50311 | 55 | 115,2 | 129,7 | 4,06 | 3,1 |
| 50212 | 60 | 106,8 | 116,6 | 3,28 | 2,7 | 50312 | 60 | 125,2 | 139,7 | 4,06 | 3,1 |
| 50213 | 65 | 115,2 | 129,7 | 4,06 | 3,1 | 50313 | 65 | 135,2 | 149,7 | 4,9 | 3,1 |
| 50214 | 70 | 120,2 | 134,7 | 4,06 | 3,1 | 50314 | 70 | 145,2 | 159,7 | 4,9 | 3,1 |
| 50215 | 75 | 125,2 | 139,7 | 4,06 | 3,1 | 50315 | 75 | 155,2 | 169,7 | 4,9 | 3,1 |
| 50216 | 80 | 135,2 | 148,7 | 4,90 | 3,1 | 50316 | 80 | 163,6 | 182,9 | 5,7 | 3,5 |

*Примечания:* 1. *r1* = 0,5 — 0,8 мм. 2. Значения *D, В, r, Dω, Cr* и *CO ,*следует принимать

по табл. 1 для соответствующего размера подшипника.

Таблица 3. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (из ГОСТ 28428-90)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обо-  значе­ние | | Размеры, мм | | | | | | | Грузоподъем­ность, кН | | | | Расчетные  параметры | | | | | | | | | | | |
| *d* | *D* | *В* | | | *r* | | *Сr* | | *C0r* | | ***е*** | *F/F<e* | | | | | *F/F>e* | | | | *Y0* | |
| *X* | | | *Y* | | *X* | | *Y* | |
| *Легкая серия* | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1204  1205  1206 | | 20  25  30 | 47  52  62 | 14  15  16 | | | 1,5  1,5  1,5 | | 10,0 12,2 15,6 | | 3,45  4,4  6,2 | | 0,27 0,27 0,24 | 1 | | | 2,31 2,32 2,58 | | 0,65 | | 3,57 3,6 3,99 | | 2,42 2,44  2,7 | |
| 1207 | 35 | | 72 | | 17 | 2 | | 16,0 | | 6,95 | | 0,23 | | | 1 | 2,74 | | 0,65 | | 4,24 | | 2,87 | |
| 1208 | 40 | | 80 | | 18 | 2 | | 19,3 | | 8,8 | | 0,22 | | | 2,87 | | 4,44 | | 3,01 | |
| 1209 | 45 | | 85 | | 19 | 2 | | 22,0 | | 10,0 | | 0,21 | | | 2,97 | | 4,6 | | 3,11 | |
| 1210 | 50 | | 90 | | 20 | 2 | | 22,8 | | 11,0 | | 0,21 | | | 3,13 | | 4,85 | | 3,28 | |
| 1211 | 55 | | 100 | | 21 | 2,5 | | 27,0 | | 13,7 | | 0,2 | | | 3,2 | | 5,0 | | 3,39 | |
| 1212 | 60 | | 110 | | 22 | 2,5 | | 30,0 | | 16,0 | | 0,19 | | | 3,4 | | 5,27 | | 3,57 | |
| 1213 | 65 | | 120 | | 23 | 2,5 | | 31,0 | | 17,3 | | 0,17 | | | 3,7 | | 5,73 | | 3,88 | |
| 1214 | 70 | | 125 | | 24 | 2,5 | | 34,5 | | 19,0 | | 0,18 | | | 3,5 | | 5,43 | | 3,68 | |
| 1215 | 75 | | 130 | | 25 | 2,5 | | 39,0 | | 21,6 | | 0,18 | | | 3,6 | | 5,57 | | 3,77 | |
| 1216 | 80 | | 140 | | 26 | 3,0 | | 40,0 | | 23,6 | | 0,16 | | | 3,9 | | 6,10 | | 4,13 | |

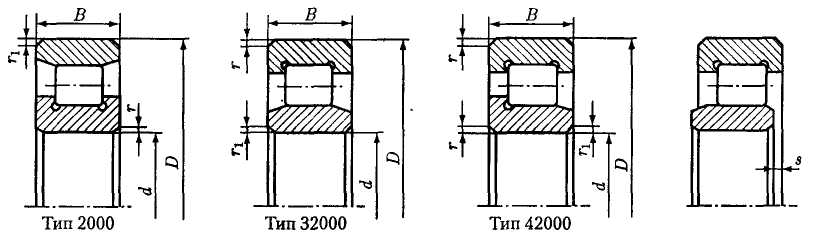
продолжение таблицы 3

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Средняя серия | | | | | | | | | | | | |
| 1304 | 20 | 52 | 15 | 2 | 12,5 | 4,4 | 0,29 | 1 | 2,17 | 0,65 | 3,35 | 2,27 |
| 1305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 18,0 | 6,7 | 0,28 | 2,26 | 3,49 | 2,36 |
| 1306 | 30 | 72 | 19 | 2 | 21,2 | 8,5 | 0,26 | 2,46 | 3,80 | 2,58 |
| 1307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 25,0 | 10,6 | 0,25 | 2,57 | 3,98 | 2,69 |
| 1308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 29,0 | 12,9 | 0,23 | 2,61 | 4,05 | 2,74 |
| 1309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 38,0 | 17,0 | 0,25 | 2,54 | 3,93 | 2,66 |
| 1310 | 50 | 110 | 27 | 3 | 41,5 | 19,3 | 0,24 | 2,68 | 4,14 | 2,80 |
| 1311 | 55 | 120 | 29 | 3 | 51,0 | 24,0 | 0,23 | 2,70 | 4,17 | 2,82 |
| 1312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 57,0 | 28,0 | 0,23 | 2,80 | 4,33 | 2,93 |
| 1313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 62,0 | 31,0 | 0,23 | 2,79 | 4,31 | 2,92 |
| 1314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 75,0 | 37,5 | 0,22 | 2,81 | 4,35 | 2,95 |
| 1315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 80,0 | 40,5 | 0,22 | 2,84 | 4,39 | 2,97 |
| 1316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 88,0 | 45,0 | 0,22 | 2,92 | 4,52 | 3,06 |

Примечания: 1. Коэффициент статической радиальной нагрузки *Хо* = 1,2.

Пример обозначения подшипника 1210: *«Подшипник 1210 ГОСТ 28428—90\**

Таблица 4. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ 8328-75)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | | | Размеры, мм | | | | | | Грузоподъемность, кН | |
| *d* | *D* | *В* | *r* | *r1* | *s\** | *Сr* | *C0r* |
| Легкая серия | | | | | | | | | | |
| 2204 | 32204 | 42204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 1 | 1,0 | 14,7 | 7,35 |
| 2205 | 32205 | 42205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 1 | 1,1 | 16,8 | 8,8 |
| 2206 | 32206 | 42206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 1 | 1,0 | 22,4 | 12,0 |
| 2207 | 32207 | 42207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 1 | 1,1 | 31,9 | 17,6 |
| 2208 | 32208 | 42208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 2 | 1,3 | 41,8 | 24,0 |
| 2209 | 32209 | 42209 | 45 | 85 | 19 | 2 | 2 | 1,2 | 44,0 | 25,5 |
| 2210 | 32210 | 42210 | 50 | 90 | 20 | 2 | 2 | 1,2 | 45,7 | 27,5 |
| 2211 | 32211 | 42211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 2,5 | 1,6 | 56,1 | 34,0 |
| 2212 | 32212 | 42212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 2,5 | 1,4 | 64,4 | 43,0 |
| 2213 | 32213 | 42213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 2,5 | 1,3 | 76,5 | 51,0 |
| 2214 | 32214 | 42214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 2,5 | 1,2 | 79,2 | 51,0 |
| 2215 | 32215 | 42215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 2,5 | 1,2 | 91,3 | 63,0 |
| 2216 | 32216 | 42216 | 80 | 140 | 26 | 3,0 | 3,0 | 0,8 | 106,0 | 68,0 |

продолжение таблицы 4

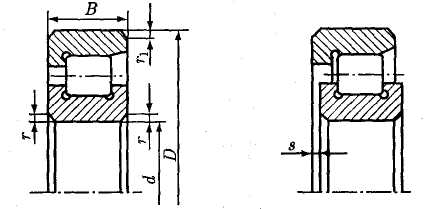
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Средняя серия | | | | | | | | | | |
| 2304 | 32304 | 42304 | 20 | 52 | 15 | *2* | 1 | 1,0 | 20,5 | 10,4 |
| 2305 | 32305 | 42305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 2 | 1,3 | 28,6 | 15,0 |
| 2306 | 32306 | 42306 | 30 | 72 | 19 | 2 | 2 | 1,3 | 36,9 | 20,0 |
| 2307 | 32307 | 42307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 2 | 1,3 | 44,6 | 27,0 |
| 2308 | 32308 | 42308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 2,5 | 1,1 | 56,1 | 32,5 |
| 2309 | 32309 | 42309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 2,5 | 1Д | 72,1 | 41,5 |
| 2310 | 32310 | 42310 | 50 | 110О | 27 | 3 | 3 | 1,6 | 88,0 | 52,0 |
| 2311 | 32311 | 42311 | 55 | 120 | 29 | 3 | 3 | 1,7 | 102,0 | 67,0 |
| 2312 | 32312 | 42312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 3,5 | 2,4 | 123,0 | 76,5 |
| 2313 | 32313 | 42313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 3,5 | 2,5 | 138,0 | 85,0 |
| 2314 | 32314 | 42314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 3,5 | 2,3 | 151,0 | 102,0 |
| 2315 | 32315 | 42315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 3,5 | 2,4 | 183,0 | 125,0 |
| 2316 | 32316 | 42316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 3,5 | 2,3 | 190,0 | 125,0 |

*Примечания:* 1. *s\* —* допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 2207: *«Подшипник 2207 ГОСТ8328-75»*

Таблица 5. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом

на наружном кольце (из ГОСТ 8328—75)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозна-  чение | Размеры, мм | | | | | | Грузоподъемность, кН | |
| *d* | *D* | *В* | *r* | *r1* | *s\** | *Сr* | *C0r* |
| Легкая серия | | | | | | | | |
| 12204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 1 | 1,0 | 14,7 | 7,35 |
| 12205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 1 | 1,1 | 16,8 | 8,8 |
| 12206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 1 | 1,0 | 22,4 | 12,0 |
| 12207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 1 | 1,1 | 31,9 | 17,6 |
| 12208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 2 | 1,3 | 41,8 | 24,0 |
| 12209 | 45 | 85 | 19 | 2 | 2 | 1,2 | 44,0 | 25,5 |
| 12210 | 50 | 90 | 20 | 2 | 2 | 1,2 | 45,7 | 27,5 |
| 12211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 2 | 1,6 | 56,1 | 34,0 |
| 12212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 2,5 | 1,4 | 64,4 | 43,0 |
| 12213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 2,5 | 1,3 | 76,5 | 51,0 |
| 12214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 2,5 | 1,2 | 79,2 | 51,0 |
| 12215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 2,5 | 1,2 | 91,3 | 63,0 |
| 12216 | 80 | 140 | 26 | 3,0 | 3,0 | 0,8 | 106,0 | 68,0 |

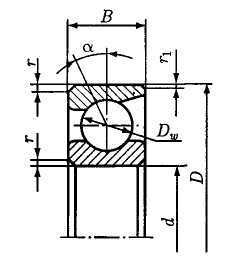
продолжение таблицы 5

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Средняя серия | | | | | | | | |
| 12304 | 20 | 52 | 15 | 2 | 1 | 1,0 | 20,5 | 10,4 |
| 12305 | 25 | 62 | 17 | 2 | 2 | 1,3 | 28,6 | 15,0 |
| 12306 | 30 | 72 | 19 | 2 | 2 | 1,3 | 36,9 | 20,0 |
| 12307 | 35 | 80 | 21 | 2,5 | 2 | 1,3 | 44,6 | 27,0 |
| 12308 | 40 | 90 | 23 | 2,5 | 2,5 | 1,0 | 56,1 | 32,5 |
| 12309 | 45 | 100 | 25 | 2,5 | 2,5 | 1,1 | 72,1 | 41,5 |
| 12310 | 50 | 110 | 27 | 3 | 3 | 1,6 | 88,0 | 52,0 |
| 12311 | 55 | 120 | 29 | 3 | 3 | 1,7 | 102,0 | 67,0 |
| 12312 | 60 | 130 | 31 | 3,5 | 3,5 | 2,4 | 123,0 | 76,5 |
| 12313 | 65 | 140 | 33 | 3,5 | 3,5 | 2,5 | 138,0 | 85,0 |
| 12314 | 70 | 150 | 35 | 3,5 | 3,5 | 2,3 | 151,0 | 102,0 |
| 12315 | 75 | 160 | 37 | 3,5 | 3,5 | 2,4 | 183,0 | 125,0 |
| 12316 | 80 | 170 | 39 | 3,5 | 3,5 | 2,3 | 190,0 | 125,0 |

*Примечания:* 1. *s\* —* допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

2. Пример обозначения подшипника 12207: *«Подшипник 12207**ГОСТ 8328— 75».*

Таблица 6. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | | | Размеры, мм | | | | | Грузоподъемность, кН | | | |
| = 12° | = 26° | | = 12° | | = 26° | |
| *d* | *D* | *В* | *r* |  | *Сr* | *C0r* | *Сr* | *C0r* |
| Легкая серия | | | | | | | | | | | |
| 36204 | | 46204 | 20 | 47 | 14 | 1 | 7,938 | 15,7 | 8,31 | 14,8 | 7,64 |
| 36205 | | 46205 | 25 | 52 | 15 | 1 | 7,938 | 16,7 | 9,1 | 15,7 | 8,34 |
| 36206 | | 46206 | 30 | 62 | 16 | 1 | 9,525 | 22,0 | 12,0 | 21,9 | 12,0 |
| 36207 | | 46207 | 35 | 72 | 17 | 1,1 | 11,112 | 30,8 | 17,8 | 29,0 | 16,4 |
| 36208 | | 46208 | 40 | 80 | 18 | 1,1 | 12,700 | 38,9 | 23,2 | 36,8 | 21,4 |
| 36209 | | 46209 | 45 | 85 | 19 | 1,1 | 12,700 | 41,2 | 25,1 | 38,7 | 23,1 |
| 36210 | | 46210 | 50 | 90 | 20 | 1,1 | 12,700 | 43,2 | 27,0 | 40,6 | 24,9 |
| 36211 | | 46211 | 55 | 100 | 21 | 1,5 | 14,288 | 58,4 | 34,2 | 50,3 | 31,5 |
| 36212 | | 46212 | 60 | 110 | 22 | 1,5 | 15,875 | 61,5 | 39,3 | 60,8 | 38,8 |
| — | | 46213 | 65 | 120 | 23 | 1,5 | 16,669 | — | — | 69,4 | 45,9 |
| 36214 | | — | 70 | 125 | 24 | 1,5 | 17,462 | 80,2 | 54,8 | — | - |
| — | | 46215 | 75 | 130 | 25 | 1,5 | 17,462 | — | — | 78,4 | 53,8 |
| 36216 | | 46216 | 80 | 140 | 26 | 2,0 | 19,050 | 93,6 | 65,0 | 87,9 | 60,0 |

продолжение таблицы 6

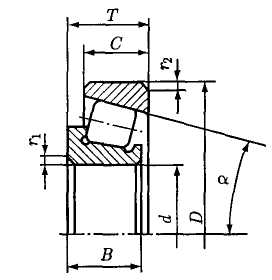
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Средняя серия | | | | | | | | | | | |
| — | | 46304 | 20 | 52 | 15 | 1,1 | 9,525 | — | — | 17,8 | 9,0 |
| — | | 46305 | 25 | 62 | 17 | 1,1 | 11,509 | — | — | 26,9 | 14,6 |
| — | | 46306 | 30 | 72 | 19 | 1,1 | 12,303 | — | — | 32,6 | 18,3 |
| — | | 46307 | 35 | 80 | 21 | 1,5 | 14,288 | — | — | 42,6 | 24,7 |
| 36308 | | 46308 | 40 | 90 | 23 | 1,5 | 15,081 | 53,9 | 32,8 | 50,8 | 30,1 |
| — | | 46309 | 45 | 100 | 25 | 1,5 | 17,462 | — | — | 61,4 | 37,0 |
| — | | 46310 | 50 | 110 | 27 | 2,0 | 19,050 | — | — | 71,8 | 44,0 |
| — | | 46311 | 55 | 120 | 29 | 2,0 | 20,638 | — | — | 82,8 | 51,6 |
| — | | 46312 | 60 | 130 | 31 | 2,1 | 22,225 | — | — | 100,0 | 65,3 |
| — | | 46313 | 65 | 140 | 33 | 2,1 | 23,812 | — | — | 113,0 | 75,0 |
| — | | 46314 | 70 | 150 | 35 | 2,1 | 25,400 | — | — | 127,0 | 85,3 |
| — | | 46316 | 80 | 170 | 39 | 2,1 | 28,575 | — | — | 136,0 | 99,0 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

*Примечания:* Параметры подшипников с углом контакта  *= 15°* (тип 36200К6) .

= 12...16° (из ГОСТ 27365-87)

Пример обозначения подшипника 36209: *«Подшипник 36209 ГОСТ 831-75».*

Таблица 7. Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности,



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозна-  чение | Размеры,  мм | | | | | | | Грузоподъем­ность, кН | | Расчетные параметры | | |
| *d* | *D* | *Тнаиб* | *В* | *С* | *r1* | *r2* | *Cr* | *C0r* | *е* | *Y* | *Yo* |
| *Легкая серия* | | | | | | | | | | | | |
| 7204А | 20 | 47 | 15,5 | 14 | 12 | 1 | 1 | 26,0 | 16,6 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7205А | 25 | 52 | 16,5 | 15 | 13 | 1 | 1 | 29,2 | 21,0 | 0,37 | 1,6 | 0,9 |
| 7206А | 30 | 62 | 17,5 | 16 | 14 | 1 | 1 | 38,0 | 25,5 | 0,37 | 1,6 | 0,9 |
| 7207А | 35 | 72 | 18,5 | 17 | 15 | 1,5 | 1,5 | 48,4 | 32,5 | 0,37 | 1,6 | 0,9 |
| 7208А | 40 | 80 | 20 | 18 | 16 | 1,5 | 1,5 | 58,3 | 40,0 | 0,37 | 1,6 | 0,9 |
| 7209А | 45 | 85 | 21 | 19 | 16 | 1,5 | 1,5 | 62,7 | 50,0 | 0,40 | 1,5 | 0,8 |
| 7210А | 50 | 90 | 22 | 20 | 17 | 1,5 | 1,5 | 70,4 | 55,0 | 0,43 | 1,4 | 0,8 |
| 7211А | 55 | 100 | 23 | 21 | 18 | 2 | 1,5 | 84,2 | 61,0 | 0,40 | 1,5 | 0,8 |
| 7212А | 60 | 110 | 24 | 22 | 19 | 2 | 1,5 | 91,3 | 70,0 | 0,40 | 1,5 | 0,8 |
| 7213А | 65 | 120 | 25 | 23 | 20 | 2 | 1,5 | 108,0 | 78,0 | 0,40 | 1,5 | 0,8 |
| 7214А | 70 | 125 | 26,5 | 24 | 21 | 2 | 1,5 | 119,0 | 89,0 | 0,43 | 1,4 | 0,8 |
| 7215А | 75 | 130 | 27,5 | 25 | 22 | 2 | 1,5 | 130,0 | 100,0 | 0,43 | 1,4 | 0,8 |
| 7216А | 80 | 140 | 28,5 | 26 | 22 | 2,5 | 2 | 140,0 | 114,0 | 0,43 | 1,4 | 0,8 |

продолжение таблицы 7

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Средняя серия* | | | | | | | | | | | | |
| 7304А | 20 | 52 | 16,5 | 15 | 13 | 1,5 | 1,5 | 31,9 | 20,0 | 0,3 | 2,0 | 1,1 |
| 7305А | 25 | 62 | 18,5 | 17 | 15 | 1.5 | 1,5 | 41,8 | 28,0 | 0,3 | 2,0 | 1,1 |
| 7306А | 30 | 72 | 21 | 19 | 16 | 1,5 | 1,5 | 52,8 | 39,0 | 0,31 | 1,9 | 1,1 |
| 7307А | 35 | 80 | 23 | 21 | 18 | 2 | 1,5 | 68,2 | 50,0 | 0,31 | 1,9 | 1,1 |
| 7308А | 40 | 90 | 25,5 | 23 | 20 | 2 | 1,5 | 80,9 | 56,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7309А | 45 | 100 | 27,5 | 25 | 22 | 2 | 1,5 | 101,0 | 72,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7310А | 50 | 110 | 29,5 | 27 | 23 | 2,5 | 2 | 117,0 | 90,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7311А | 55 | 120 | 32 | 29 | 25 | 2,5 | 2 | 134,0 | 110,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7312А | 60 | 130 | 34 | 31 | 26 | 3 | 2,5 | 161,0 | 120,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7313А | 65 | 140 | 36,5 | 33 | 28 | 3 | 2,5 | 183,0 | 150,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7314А | 70 | 150 | 38,5 | 35 | 30 | 3 | 2,5 | 209,0 | 170,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7315А | 75 | 160 | 40,5 | 37 | 31 | 3 | 2,5 | 229,0 | 185,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |
| 7316А | 80 | 170 | 43 | 39 | 33 | 3 | 2,5 | 255,0 | 190,0 | 0,35 | 1,7 | 0,9 |

*Примечание.* Пример обозначения подшипника 7206А: *«Подшипник 7206А ГОСТ27365—87».*

Таблица 8. Подшипники роликовые конические однорядные с большим углом конусности,  = 29°

(из ГОСТ 27365—87) (обозначения по рис. к табл. 8.7)

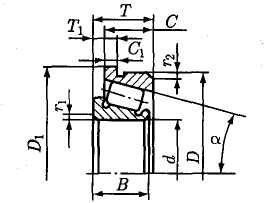
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозна-  чение | Размеры,  мм | | | | | | | Грузоподъем­ность, кН | | Расчетные параметры | | |
| *d* | *D* | *Тнаиб* | *В* | *С* | *r1* | *r2* | *Сr* | *C0r* | *е* | *Y* | *Yо* |
| 1027305А | 25 | 62 | 18,5 | 17 | 13 | 1,5 | 1,5 | 35,8 | 23,2 |  |  |  |
| 1027306А | 30 | 72 | 21 | 19 | 14 | 1,5 | 1,5 | 44,6 | 29,0 |  |  |  |
| 1027307А | 35 | 80 | 23 | 21 | 15 | 2 | 1,5 | 57,2 | 39,0 |  |  |  |
| 1027308А | 40 | 90 | 25,5 | 23 | 17 | 2 | 1,5 | 69,3 | 54,0 | 0,83 | 0,72 | 0,4 |
| 1027309А | 45 | 100 | 27,5 | 25 | 18 | 2 | 1,5 | 85,8 | 60,0 |  |  |  |
| 1027310А | 50 | 110 | 29,5 | 27 | 19 | 2,5 | 2 | 99,0 | 72,5 |  |  |  |
| 1027311А | 55 | 120 | 32 | 29 | 21 | 2,5 | 2 | 114,0 | 80,0 |  |  |  |
| 1027312А | 60 | 130 | 34 | 31 | 22 | 3 | 2,5 | 134,0 | 96,5 |  |  |  |
| 1027313А | 65 | 140 | 36,5 | 33 | 23 | 3 | 2,5 | 154,0 | 112,0 |  |  |  |
| 1027314А | 70 | 150 | 38,5 | 35 | 25 | 3 | 2,5 | 176,0 | 127,0 |  |  |  |
| 1027315А | 75 | 160 | 40,5 | 37 | 26 | 3 | 2,5 | 194,0 | 143,0 |  |  |  |
| 1027316А | 80 | 170 | 42,5 | 39 | 27 | 3 | 2,5 | 212,0 | 153,0 |  |  |  |

*Примечание.* Пример обозначения подшипника 1027308А:

*«Подшипник 1027308А ГОСТ 27365-87».*

Таблица 9. Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце.

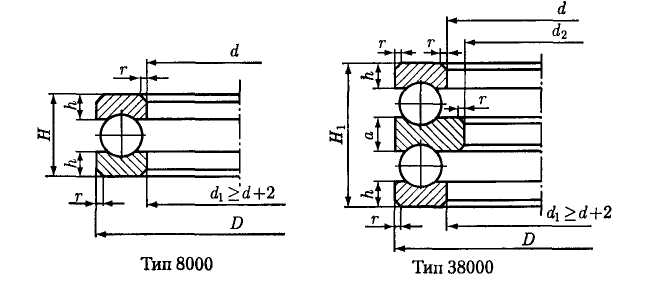
Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365—87)



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *D* | *D1* | *С1* для конструктивной разновидности подшипников | | |
| 7200А | 7300А | 1027300А |
| 47 | 51 | 3,0 | 3,0 | \_ |
| 52 | 57 | 3,5 | 3,5 | \_ |
| 62 | 67 | 3,5 | 4,0 | 4,0 |
| 72 | 77 | 4,0 | 4,0 | 4,0 |
| 80 | 85 | 4,0 | 4,5 | 4,5 |
| 85 | 90 | 4,0 | — |  |
| 90 | 95 | 4,0 | 4,5  5,0  5,0  5,5  **—**  5,5  6,0  7,0  7,0 | 4,5 |
| 100 | 106 | 4,5 | 5,0 |
| ПО | 116 | 4,5 | 5,0 |
| 120 | 127 | 4,5 | 5,5 |
| 125 | 132 | 5,0 | **\_** |
| 130 | 137 | 5,0 | 5,5 |
| 140 | 147 | 5,0 | 6,0 |
| 150 | 158 | 5,0 | 7,0 |
| 160 | 168 | 6,0 | 7,0 |

*Примечания:* 1. *Т1 =Т – С + С1. 2.* Другие параметры подшипников см. табл. 7 и 8.

Таблица 10. Подшипники шариковые упорные одинарные идвойные (из ГОСТ 7872-89)



|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Обозначение | | Размеры, мм | | | | | | | | Грузоподъем­ность, кН | |
| *d* | *d2* | *D* | *Н* | *H1* | *а* | г | *h* | *Ca* | *C0a* |
| Легкая серия | | | | | | | | | | | |
| 8204Н | 38204Н | 20 | 15 | 40 | 14 | 26 | 6 | 1 | 4 | 22,4 | 32,0 |
| 8205Н | 38205Н | 25 | 20 | 47 | 15 | 28 | 7 | 1 | 4,2 | 28,0 | 42,5 |
| 8206Н | 38206Н | 30 | 25 | 52 | 16 | 29 | 7 | 1 | 4,8 | 25,5 | 40,0 |

продолжение таблицы 10

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 8207Н | 38207Н | 35 | 30 | 62 | 18 | 34 | 8 | 1,5 | 5 | 35,5 | 57,0 |
| 8208Н | 38208Н | 40 | 30 | 68 | 19 | 36 | 9 | 1,5 | 5,2 | 46,5 | 83,0 |
| 8209Н | 38209Н | 45 | 35 | 73 | 20 | 37 | 9 | 1,5 | 5,7 | 39,0 | 67,0 |
| 8210Н | 38210Н | 50 | 40 | 78 | 22 | 39 | 9 | 1,5 | 6,3 | 50,0 | 90,0 |
| 8211Н | 38211Н | 55 | 45 | 90 | 25 | 45 | 10 | 1,5 | 7,1 | 61,0 | 114,0 |
| 8212Н | 38212Н | 60 | 50 | 95 | 26 | 46 | 10 | 1,5 | 7,3 | 62,0 | 118,0 |
| 8213Н | 38213Н | 65 | 55 | 100 | 27 | 47 | 10 | 1,5 | 8 | 64,0 | 125,0 |
| 8214Н | 38214Н | 70 | 55 | 105 | 27 | 47 | 10 | 1,5 | 8 | 65,5 | 134,0 |
| 8215Н | 38215Н | 75 | 60 | 110 | 27 | 47 | 10 | 1,5 | 8 | 67,0 | 143,0 |
| Средняя серия | | | | | | | | | | | |
| 8305Н | 38305Н | 25 | 20 | 52 | 18 | 34 | 8 | 1,5 | 5 | 34,5 | 46,5 |
| 8306Н | 38306Н | 30 | 25 | 60 | 21 | 38 | 9 | 1,5 | 6 | 38,0 | 55,0 |
| 8307Н | 38307Н | 35 | 30 | 68 | 24 | 44 | 10 | 1,5 | 7 | 50,0 | 75,0 |
| 8308Н | 38308Н | 40 | 30 | 78 | 26 | 49 | 12 | 1,5 | 7,6 | 61,0 | 95,0 |
| 8309Н | 38309Н | 45 | 35 | 85 | 28 | 52 | 12 | 1,5 | 8,2 | 75,0 | 118,0 |
| 8310Н | 38310Н | 50 | 40 | 95 | 31 | 58 | 14 | 2 | 9,1 | 88,0 | 146,0 |
| 8311Н | 38311Н | 55 | 45 | 105 | 35 | 64 | 15 | 2 | 10,1 | 102,0 | 176,0 |
| 8312Н | 38312Н | 60 | 50 | 110 | 35 | 64 | 15 | 2 | 10,1 | 102,0 | 176,0 |
| 8313Н | 38313Н | 65 | 55 | 115 | 36 | 65 | 15 | 2 | 10,5 | 106,0 | 186,0 |
| 8314Н | 38314Н | 70 | 55 | 125 | 40 | 72 | 16 | 2 | 12 | 137,0 | 250,0 |
| 8315Н | 38315Н | 75 | 60 | 135 | 44 | 79 | 18 | 2,5 | 13 | 163,0 | 300,0 |

*Примечание.* Пример обозначения одинарного подшипника 8210H:

*«Подшипник 8210H ГОСТ 7872-89\*.*