|  |  |
| --- | --- |
| **SPB9** | **САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ**  **ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ** Механико-машиностроительный факультет ***Кафедра “Транспортные и технологические системы”*** |

###### РАСЧЕТНОЕ ЗАДАНИЕ № 3

###### ТТС.РЗ12ШН.0003

**Тема: Расчёт и конструирование промежуточного вала зубчатой передачи.**

**По дисциплине “Детали машин ”**

***Студент гр.2038/2 \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Н.А.Широкова***

***Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Е.П.Кукушкина***

**Санкт-Петербург**

**2012**

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

1.Исходные данные и расчеты 3

2. Выбор материала 4

3. Расчет допускаемых напряжений 5

3.1 Допускаемые контактные напряжения 5

3.1 Допускаемые напряжения изгиба 6

3. Определение межосевого расстояния 7

4. Определение ширины колёс и шестерен 8

5. Предварительный выбор модуля зубчатого зацепления 8

6. Определение числа зубьев передач и диаметров делительных окружностей 8

7. Расчёт прочности зубьев по контактным напряжениям 9

8. Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба 10

9. Расчёт вала 10

9.1 Определение сил в зацеплении 10

9.2 Определение длины вала 10

9.3 Выбор расчётной схемы и определение расчётных нагрузок 11

9.4 Построение эпюр изгибающих, крутящих и приведённых моментов 12

9.5 Построение теоретического профиля вала 14

### Введение

Объектом проектирования является промежуточный вал редуктора или другого агрегата, предназначенного для изменения параметров движения: скорости вращения и величины крутящего момента.

Передача движения на рассматриваемый в задании промежуточный вал осуществляется от ведущего вала I (рис.1) через пару цилиндрических зубчатых колес с передаточным числом i1. Крутящий момент Мкр от промежуточного вала передается через зубчатую пару с передаточным числом i2 на ведомый вал II. В данном задании зубчатые колеса передачи прямозубые и крепятся на валу при помощи шпонки. Опорами вала служат подшипники качения.

Целью задания является определение размеров промежуточного вала и связанных с ним деталей: зубчатых передач, шпонок, опорных подшипников.

### 1.Исходные данные и расчеты

### Таблица 1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры | | | | | | | | | |
| Мкр, Н⋅м | n,  об/мин | i1 | i2 | φ1,о | φ2,о | Вид зацепления |  |  |  |
| 1100 | 280 | 3.55 | 6.3 | 90 | 0 | прямозубое | 1.2 | 2.3 | 1.3 |

Здесь приняты обозначения:

**Мкр** – крутящий момент, переданный от промежуточного вала через зубчатую пару с передаточным числом i2 на ведомый вал II,**n** – число оборотов вала в минуту;

**i1, i2 –** передаточные числа;

**φ1, φ2 –** углы между осями зубчатых колес;

**l1, l2, l3** – соответственно расстояния между левой опорой и колесом, колесом и правой опорой, правой опорой и шестерней;

**bк**– ширина зубчатого колеса;

**bш** – ширина шестерни.

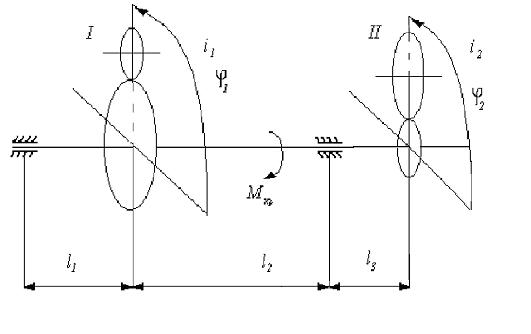


Рис. 1. Схема промежуточного вала зубчатой передачи

Определим момент М и число оборотов n для колеса и шестерни ведущего и ведомого валов:

; (1)

, (2)

где *i* - передаточное число;

- число оборотов шестерни;

- число оборотов колеса;

-крутящий момент шестерни;

- крутящий момент колеса;

-коэффициент полезного действия, принимаем =0,98 [2].

Для передачи 1 на валу закреплено колесо, поэтому = и . Согласно формулам (1), (2) получим:

==994 *об/мин;*

= .

Для передачи 2 на валу закреплена шестерня, поэтому = и . Согласно формулам (1), (2) получим:

== 44,4 *об/мин;*

= .

*Характеристики промежуточного вала.*

**Таблица 2**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Момент на колесе, *Н м* | Момент на шестерне, *Н м* | Число оборотов колеса, *об/мин* | Число оборотов шестерни, *об/мин* |
| Первая передача | 1100 | 316,2 | 280 | 994 |
| Вторая передача | 6791,4 | 1100 | 44,4 | 280 |

### 2. Выбор материала

Выбор материала для колес и шестерен зависит от величины крутящего момента, который действует на них. Для шестерни выбираем металл с более высокой твёрдостью, чем для колеса. Для колеса требуется материал с твёрдостью большей, чем 350HB, поэтому, в качестве материала колеса выбираем сталь 40ХН, подвергнутую закалке. Для шестерни подойдёт сталь 40Х, обработанная азотированием.[1]

Данные по материалам сводим в таблицу:

**Таблица 3**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Шестерня | Колесо |
|  | 1000 | 1600 |
|  | 800 | 1400 |
| Твёрдость, HB | 530 | 480 |

### 3. Расчет допускаемых напряжений

### 3.1 Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые контактные напряжения определяются формулой

, (3)

где - коэффициент безопасности, принимаем =1,2; - контактное напряжение, =2*НВ*+70; (4)- коэффициент долговечности, ограничен 1≤ ≤1,8 (если <1, тогда принимаем =1, если >1,8 , тогда принимаем =1,8).

= , (5)

где - количество циклов, которое может выдержать материал, берется в зависимости от твердости;- класс нагружения, принимаем далее =0,25[2]; -суммарное число циклов перемены напряжений.

=, (6)

где - коэффициент, зависящий от вида нагрузки - односторонняя или двухсторонняя, принимаем =3600 (односторонняя нагрузка); - число оборотов в секунду; - число зубчатых колес в зацеплении, принимаем =1; -норма времени работы передачи, для нашего расчета принимаем=10000 *ч*.

**Передача 1:**

Определим допускаемое контактное напряжение для колеса.

По формуле (4):

=2\*480+70 = 1030 МПа.

Принимаем , 

По формуле (6) найдём N.

По формуле (3):

Определим допускаемое контактное напряжение шестерни.

=2\*530+70 = 1130 МПа.

Принимаем , 

принимаем его равным единице.

**Передача 2:**

Определим допускаемое контактное напряжение для колеса.

 = 1030 МПа.

Принимаем , 

Определим допускаемое контактное напряжение шестерни.

=2\*530+70 = 1130 МПа.

Принимаем , 

### 3.1 Допускаемые напряжения изгиба

Допускаемое напряжение изгиба определяется формулой

 , (7)

где - предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба;

=1,8НВ; (8)

- коэффициент безопасности, принимаем =1,7; - коэффициент долговечности и лежит в промежутке .

=, (9)

где  - коэффициент интенсивности режима для зубчатых передач (изгибная долговечность), принимаем далее =0,1[2]; -суммарное число циклов перемены напряжений.

**Передача 1:**

Определим допускаемое напряжение изгиба для колеса.

Согласно формуле (8):

=1,8\*480=864МПа.

По формуле (9):

=, принимаем за единицу.

.

Определим допускаемое напряжение изгиба для шестерни.

=1,8\*530=954МПа.

=, принимаем за единицу.

.

**Передача 2:**

Определим допускаемое напряжение изгиба для колеса.

=1,8\*480=864МПа.

=, принимаем за единицу.

.

Определим допускаемое напряжение изгиба для шестерни.

=1,8\*530=954МПа.

=, принимаем за единицу.

.

Полученные данные объединим в таблицу.

**Таблица 4**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Колесо | | Шестерня | |
| , МПа | , МПа | , МПа | , МПа |
| Передача 1 | 978,5 | 508,24 | 942,67 | 561,17 |
| Передача 2 | 1321,8 | 508,24 | 1111,17 | 561,17 |

### 3. Определение межосевого расстояния

Габариты передачи определяет межосевое расстояние, которое находится по формуле:

где =2,1\* - модуль упругости, - коэффициент ширины колеса, относительно межосевого расстояния, - коэффициент концентрации нагрузки при расчётах по контактным напряжениям, выбирается в зависимости от

Ширина зубчатого колеса зависит от межосевого расстояния и определяется соотношением: , а в качестве берём наибольшее из значений

Определим межосевые расстояния для 1 и 2 передач.

, принимаем , .[1]

, принимаем , .[1]

### 4. Определение ширины колёс и шестерен

Ширина колеса и шестерни каждой пары определяется по следующим формулам:

**Передача 1:**

**Передача 2:**

### 5. Предварительный выбор модуля зубчатого зацепления

Модуль определяется, как где , примем Тогда:

### 6. Определение числа зубьев передач и диаметров делительных окружностей

Суммарное число зубьев в паре: . Полученное значение округляем до целых.

**Передача 1:**

Найдём значение расхождения передаточных чисел.

**Передача 2:**

Диаметры делительных окружностей находим по следующим формулам:

**Передача 1:**

**Передача 2:**

Сведём результаты в таблицу:

**Таблица 5**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Колесо | | Шестерня | |
| ,мм | ,мм | , мм | , мм |
| Передача 1 | 275 | 44 | 77,5 | 50 |
| Передача 2 | 517,5 | 75 | 81 | 80 |

### 7. Расчёт прочности зубьев по контактным напряжениям

Необходимо проверить передачи по контактным напряжениям, причём расчёт ведётся по шестерне, т.к. зубья шестерни чаще входят в зацепление.

где - угол зацепления, - ширина зуба колеса (длина линии контакта), - коэффициент расчётной нагрузки при расчётах по контактным напряжениям.

где - коэффициент динамической нагрузки при расчётах по контактным напряжениям.

**Передача 1:**

Принимаем , тогда

Определим напряжение на шестерне.

Условие

**Передача 2:**

Принимаем , тогда

Определим напряжение на шестерне.

Условие следовательно, нужно изменить ширину колеса. Примем её за 100 мм.

Условие

Новая ширина шестерни будет равна 105 мм.

### 8. Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба

Расчёт прочности зубьев по напряжениям изгиба носит проверочный характер. Расчёт ведётся о шестерне.

где коэффициент формы зуба, который принимается в зависимости от суммарного количества зубьев на шестерне и колесе.

**Передача 1:**

Принимаем .

Условие .

**Передача 2:**

Принимаем

### 9. Расчёт вала

### 9.1 Определение сил в зацеплении

В прямозубой передаче, при взаимодействии колеса и шестерни возникают следующие силы:

M и d берутся в зависимости от того, что находится на промежуточном валу (колесо или шестерня).

**Передача 1:**

На валу находится колесо.

**Передача 1:**

На валу находится шестерня.

### 9.2 Определение длины вала

Согласно **таблице 1** и **таблице 5**:

Общая длинна вала: L=52,8+101,2+136,5=290,5мм.

### 9.3 Выбор расчётной схемы и определение расчётных нагрузок

Расчёт вала базируется на тех разделах курса сопротивления материалов, в которых рассматривают неоднородное наряжённое состояние и расчёт при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчётных схем. При переходе от конструкции к расчётной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала.

Допустим, что левая опора шарнирно-неподвижна, а правая шарнирно-подвижна.

Вал можно представить как балку на двух опорах, нагруженную силами в двух плоскостях, следовательно, необходимо рассмотреть отдельно вертикальную и горизонтальную плоскости.

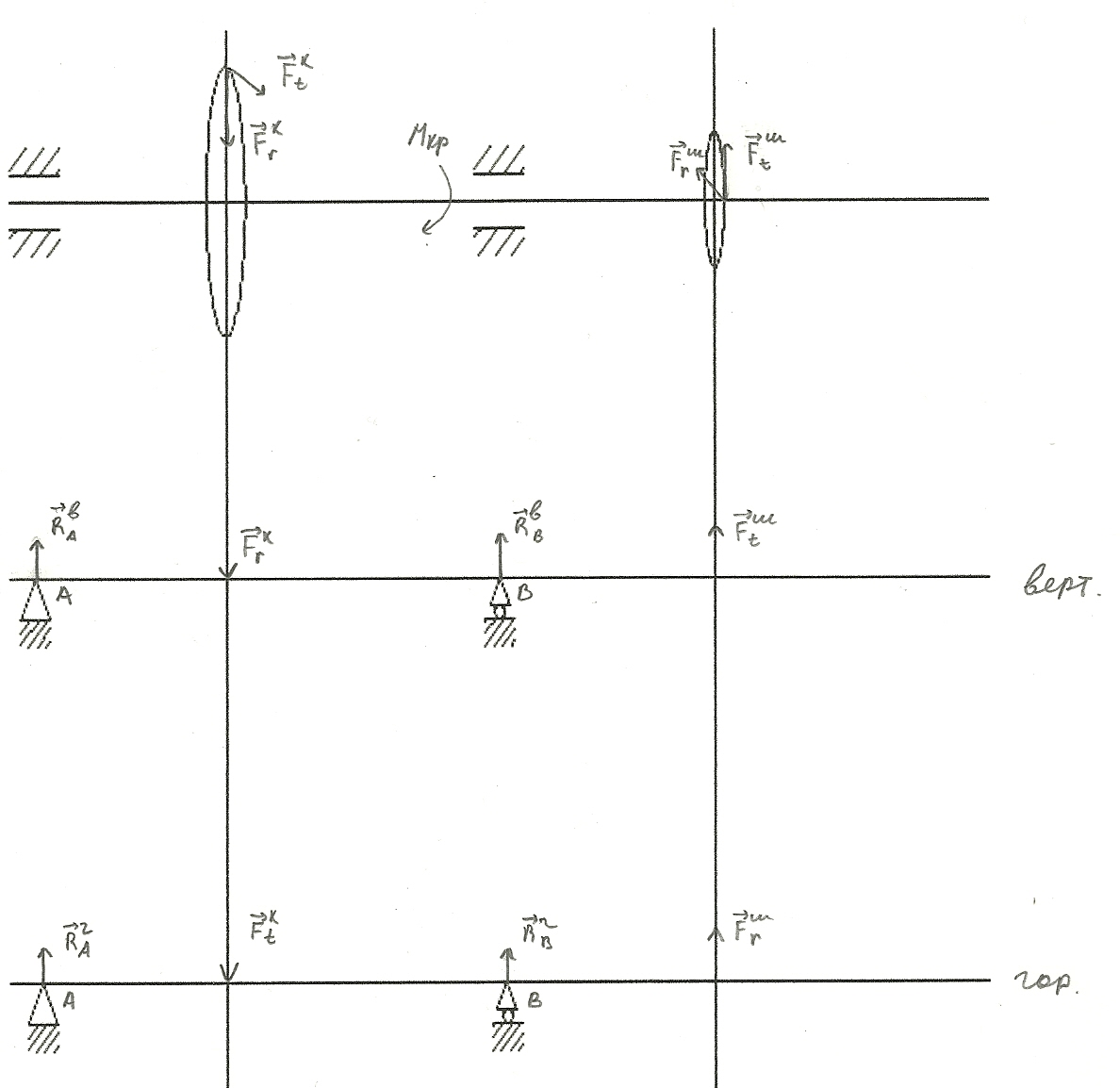


Рис. 2. Силы на валу

В вертикальной плоскости:

В горизонтальной плоскости:

Результирующие силы , по которым производится выбор подшипников, будут находиться по следующим формулам:

### 9.4 Построение эпюр изгибающих, крутящих и приведённых моментов

Силы действуют на вал в двух плоскостях, следовательно, эпюры необходимо строить также в двух плоскостях: вертикальной и горизонтальной.

Подготовим данные к построению эпюры изгибающих моментов.

В вертикальной плоскости:

*;*

*;*

*;*

В горизонтальной плоскости:

*;*

*;*

*;*

Просуммируем то, что получили.

*1)*

*2)*

*3)*

*4)*

Построим эпюры изгибающих моментов.

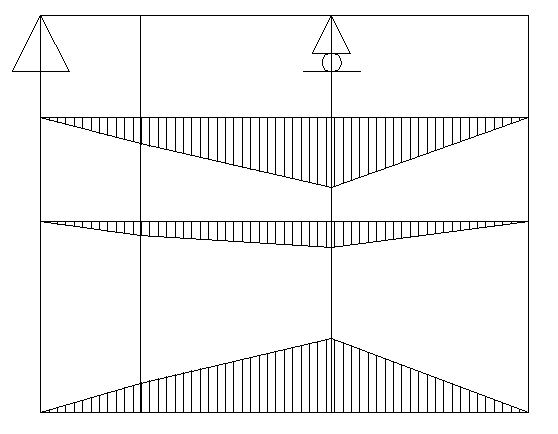


Рис. 3. Эпюры изгибающих моментов

Крутящий момент передаётся валу колесом и снимается шестерней, но моменты на них одинаковы, следовательно, эпюра крутящего момента будет выглядеть следующим образом:

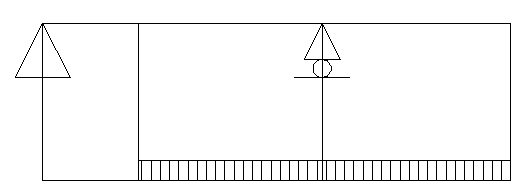


Рис. 4. Эпюра крутящего момента

Приведённый момент, действующий на вал, будет находиться по формуле:

= 0,75 – рекомендуемое значения для механизма подъёмника.

1)

2)

3)

4)

Построим эпюру приведённого момента:

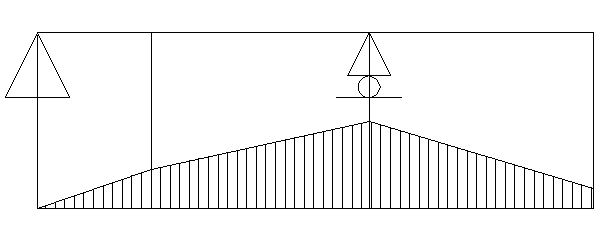


Рис. 5. Эпюра приведённого момента

### 9.5 Построение теоретического профиля вала

Для вала выбираем сталь 40ХН, подвергнутую закалке. Предел текучести

По приведенному моменту определяются минимально допустимые диаметры вала в опасных сечениях по следующей формуле:

Очевидно, что диаметров будет несколько.

Определим диаметры вала.

Построим теоретический профиль вала:

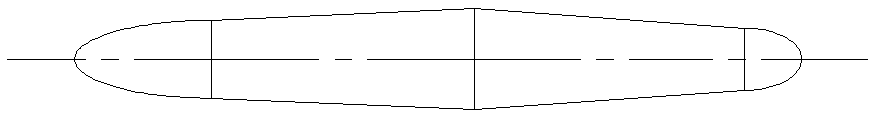


Рис. 6. Теоретический профиль вала