

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГИИ И ДИЗАЙНА»

Кафедра теоретической и прикладной механики

## **КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА**

Методические указания к выполнению самостоятельных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов всех форм обучения

СОСТАВИТЕЛИ  
М. Р. Рудая  
В. В. Шим  
А.М. Майоров

Санкт-Петербург  
2010

Утверждено

на заседании кафедры \_\_\_\_\_ 2010 г.

протокол № \_\_\_\_\_

Рецензент

д-р техн. наук, профессор

И.И. Матюшев

Оригинал подготовлен составителями  
и издан в авторской редакции

|                                  |            |
|----------------------------------|------------|
| Подписано в печать               | Формат     |
| Печать трафаретная. Усл. печ. л. | Тираж экз. |
| Заказ                            |            |

Электронный адрес: <http://tpm.sutd.ru>  
Отпечатано в типографии СПГУТД  
191028, Санкт-Петербург, ул. Моховая, 26

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для самостоятельной работы студентов изучающих курс «Детали машин» при выполнении расчетно-графической работы и курсового проекта на тему «Проектирование привода машины».

Выполнение расчетно-графической работы закрепляет и углубляет знания, полученные при изучении высшей математики, теоретической механики, теории механизмов и машин и сопротивления материалов.

Работая над курсовым проектом, студент знакомится с этапами проектирования и исследования современных машин, действующими методиками расчета с использованием компьютерных программ, получает навыки работы со справочной и технической литературой.

При выполнении инженерных расчетов реальные конструкции заменяют идеализированными моделями, которые состоят из определенных допущениями. Так неоднородный материал деталей рассматривают как сплошной и однородный, идеализируют опоры, нагрузки и форму деталей. При этом расчет становится приближенным. Неточность расчетов на прочность компенсируют за счет запасов прочности. При этом выбор коэффициентов запаса прочности становится весьма ответственным этапом расчета. Нормы и рекомендации вырабатываются в результате обобщения предшествующего опыта, например нормы допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности.

Методические указания содержат требования к оформлению работы, пример расчета привода машины и приложение со справочными таблицами.

### **1.1 Требования к оформлению расчетно-графической работы и курсового проекта.**

Расчетно-графическая работа (курсовой проект) состоит из пояснительной записки и графической части, которые должны быть оформлены в соответствии с требованиями Государственных стандартов (ГОСТов).

Во всех расчетных формулах должна использоваться Международная система единиц СИ.

**Пояснительная записка должна содержать:**

1. Титульный лист;
2. Бланк задания с подписью преподавателя;
3. Расчеты:
  - кинематический расчет привода
  - расчет цилиндрических зубчатых передач
  - конструирование валов редукторов
  - конструктивные размеры зубчатых колес
  - выбор и расчет подшипников
  - выбор и расчет шпонок
4. Список использованных источников;
5. Содержание.

Записка должна быть тщательно оформлена на листах формата А4 (297x210), иллюстрирована схемами и эскизами, поясняющими расчеты. Формулы должны быть в буквенных выражениях, а затем с подстановкой числовых данных и результатов вычисления. Все буквенные данные, входящие в формулы, должны иметь объяснения в тексте. Ссылки на литературные источники приводятся в квадратных скобках и соответствуют списку использованной литературы.

**Графическая часть расчетно-графической работы:**

1 лист (формат А3). *Вал редуктора*. Сборочный чертеж, спецификация.

**Графическая часть курсового проекта:**

1 лист (формат А1). *Редуктор*. Сборочный чертеж. 3 вида (вид спереди, вид сверху со снятой крышкой, вид сбоку). Спецификация.

2 лист (формат А1). *Общий вид привода*. Сборочный чертеж. 2 вида (вид спереди, вид сверху). Спецификация. Конструкция рамы для установки всех элементов привода.

3, 4 листы (формат А4 или А3). Детали: *выходной вал, зубчатое колесо выходного вала*.

## 1.2 Задание и исходные данные для расчета.

Задание на проектирование включает в себя схему привода (рис.1), исходные данные для его расчета. В состав привода обычно входят передача гибкой связью, закрытые зубчатые передачи, а в ряде случаев и открытые зубчатые передачи.

В качестве примера расчета предлагается привод машины состоящий из:

- электродвигателя;
- клиноременной передачи;
- двухступенчатого редуктора, состоящего из быстроходной косозубой передачи (зубчатые пары  $z_1, z_2$  и  $z'_1, z'_2$ ) и тихоходной прямозубой передачи (зубчатая пара  $z_3, z_4$ ).

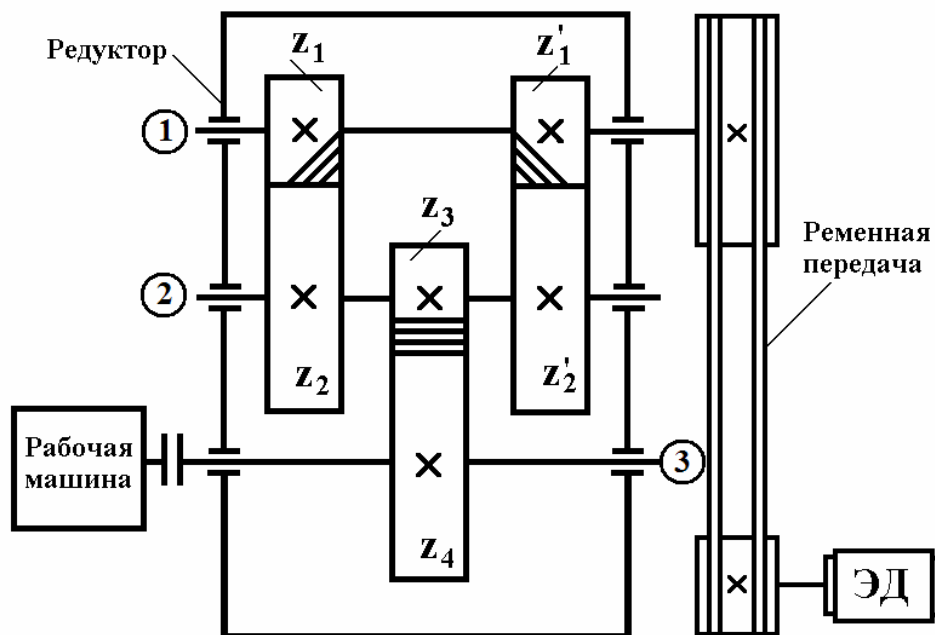


Рис 1.Схема привода машины

- Мощность на приводном валу рабочей машины  $N_{рм} = 4,9$  кВт.
- Частота вращения вала рабочей машины  $n_{рм} = 38$  мин<sup>-1</sup>.
- Синхронная частота вращения вала электродвигателя  $n_{дв} = 1500$  мин<sup>-1</sup>.
- Долговечность привода  $h = 8000$  ч
- Характер работы машины – нереверсивная,  $k = 1,3$ .
- Погрешность частоты вращения вала рабочей машины  $\Delta n \leq 5\%$ .
- Опорами валов служат подшипники качения.

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 2.1. Определение КПД привода и выбор электродвигателя.

Общий КПД привода определяется с учетом потерь во всех элементах привода. При определении значений КПД элементов привода могут быть использованы данные, приведенные в табл. 1.

Таблица 1

| Элемент привода          | Рекомендуемые значения КПД                 |             |
|--------------------------|--|-------------|
|                          | Закрытый, работающий при постоянной смазке | Открытый    |
| Передачи:                |  |             |
| зубчатая цилиндрическая  | 0,97...0,99                                | 0,95...0,97 |
| зубчатая коническая      | 0,95...0,98                                | 0,94...0,96 |
| червячная однозаходная   | 0,70...0,75                                | 0,55...0,65 |
| червячная двухзаходная   | 0,75...0,82                                | 0,95...0,75 |
| плоскоременная           | –  | 0,95...0,97 |
| клиноременная            | –  | 0,97...0,98 |
| цепная                   | –  | 0,94...0,97 |
| Пара подшипников качения | 0,99                                       | –           |
| Соединительная муфта     | –  | 0,99        |

Для схемы, представленной на рис.1, общий КПД будет равен

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{р.п}} \cdot \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{п}}^3 \cdot \eta_{\text{м}} = 0,98 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,99 = 0,904, \quad (2.1)$$

где  $\eta_{\text{р.п}} = 0,98$  – КПД клиноременной передачи;

$\eta_{\text{зп}} = 0,99$  – КПД закрытой зубчатой передачи (две ступени);

$\eta_{\text{п}} = 0,98$  – КПД подшипников качения (3 пары);

$\eta_{\text{м}} = 0,99$  – КПД соединительной муфты.

Потребная мощность электродвигателя будет равна

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_{\text{рм}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{4,9}{0,904} = 5,42 \text{ кВт}. \quad (2.2)$$

Для заданной синхронной частоты вращения выбираем по таблице 2 электродвигатель типа 4А112М4, имеющий мощность  $N_{\text{эд}} = 5,5$  кВт и частоту вращения  $n_{\text{дв}} = 1445 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 2

## Электродвигатели серии 4А (выборка из ГОСТ 19523-81)

| Тип   | N, кВт | n <sub>ном</sub> , мин <sup>-1</sup> | D, мм |
|---|--------|--------------------------------------|-------|
| n <sub>синх.</sub> = 3000 / 1500 / 1000 / 750 мин <sup>-1</sup> |        |                                      |       |
| 4АА56В2   | 0,25   | 2735                                 | 11    |
| 4АА64А4   |        | 1380                                 | 14    |
| 4АА63В6   |        | 890                                  | 14    |
| 4АА71В8   |        | 680                                  | 19    |
| 4АА63А2   | 0,37   | 2720                                 | 14    |
| 4АА63В4   |        | 1365                                 | 14    |
| 4АА71В8   |        | 910                                  | 19    |
| 4АА80А8   |        | 675                                  | 22    |
| 4АА63В2   | 0,55   | 2745                                 | 14    |
| 4АА71А4   |        | 1390                                 | 19    |
| 4АА71В6   |        | 900                                  | 19    |
| 4АА80В8   |        | 680                                  | 22    |
| 4А71А2  | 0,75   | 2820                                 | 19    |
| 4А71В4  |        | 1390                                 | 19    |
| 4А80А6  |        | 915                                  | 22    |
| 4А90ЛA8   |        | 705                                  | 24    |
| 4А71В2  | 1,1    | 2810                                 | 19    |
| 4А80А4  |        | 1420                                 | 22    |
| 4А80В6  |        | 920                                  | 22    |
| 4А90ЛВ8   |        | 700                                  | 24    |
| 4А80А2  | 1,5    | 2875                                 | 22    |
| 4А80В4  |        | 1415                                 | 22    |
| 4А90Л6  |        | 935                                  | 24    |
| 4А100Л8   |        | 700                                  | 28    |
| 4А80В2  | 2,2    | 2870                                 | 22    |
| 4А90Л4  |        | 1425                                 | 24    |
| 4А100Л6   |        | 950                                  | 28    |
| 4А112МА8  |        | 705                                  | 32    |
| 4А90Л2  | 3,0    | 2870                                 | 24    |
| 4А100С4   |        | 1435                                 | 28    |
| 4А112МА6  |        | 955                                  | 32    |
| 4А112МВ8  |        | 705                                  | 32    |
| 4А100С2   | 4,0    | 2900                                 | 28    |
| 4А100Л4   |        | 1430                                 | 28    |
| 4А112МВ6  |        | 950                                  | 32    |
| 4А132С8   |        | 720                                  | 38    |
| 4А100Л2   | 5,5    | 2900                                 | 28    |
| 4А112М4   |        | 1455                                 | 32    |
| 4А132С6   |        | 965                                  | 38    |
| 4А132М8   |        | 720                                  | 38    |

|         |      |      |    |
|---------|------|------|----|
| 4A112M2 | 7,5  | 2925 | 32 |
| 4A132S4 |      | 1455 | 38 |
| 4A132M6 |      | 970  | 38 |
| 4A160S8 |      | 730  | 38 |
| 4A132M2 | 11,0 | 2930 | 38 |
| 4A132M4 |      | 1460 | 38 |
| 4A160S6 |      | 970  | 42 |
| 4A160M8 |      | 730  | 42 |

Номинальная частота вращения  $n_{ном}$  меньше  $n_{синх}$  вследствие явления проскальзывания ротора электродвигателя относительно вращающегося магнитного поля, создаваемого статорной обмоткой. Эта разница выражается величиной проскальзывания  $s$ , вследствие чего:

$$n_{ном} = n_{синх} \left(1 - \frac{S}{100}\right), \quad (2.2)$$

где  $n_{синх}$  – синхронная частота вращения электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $S$  – величина проскальзывания, %.

## 2.2. Определение общего передаточного числа привода, его ступеней и частот вращения валов

Простейший зубчатый механизм состоит из двух подвижно соединенных между собой зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо называют *шестерней*, а большее – *зубчатым колесом*.

Общее передаточное число привода машины определяется по зависимости

$$U_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{рм}} = \frac{1445}{38} = 38,026, \quad (2.3)$$

где  $n_{ном}$  – частота вращения вала двигателя;

$n_{рм}$  – частота вращения вала рабочей машины.

Разбивка общего передаточного числа привода между его ступенями, наряду с принятым материалом и относительной шириной зубчатого венца колес, существенно влияет на габариты и массу зубчатых передач. Для определения оптимальной массы и габаритов зубчатых передач расчет ведется методом последовательного приближения при варьировании вышеуказанными данными. Такой расчет является трудоемким и обычно выполняется с использованием средств вычислительной техники.

Под передаточным числом зубчатой передачи понимают отношение чисел зубьев зубчатого колеса к числу зубьев шестерни.

$$U = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.4)$$



Для предварительной разбивки общего передаточного числа могут быть использованы данные табл.3 и 4. При этом для редуктора передаточные числа необходимо выбирать из стандартного ряда.

Таблица 3

Рекомендуемые значения передаточных чисел  $U$  для механических передач

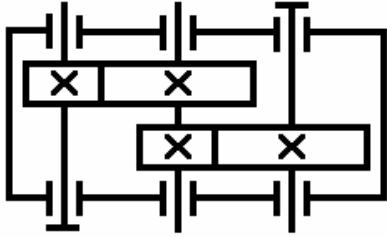
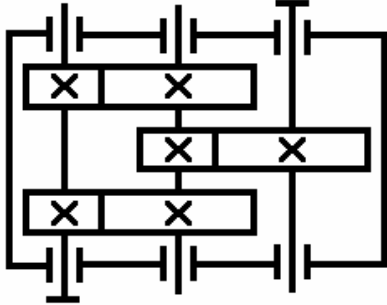
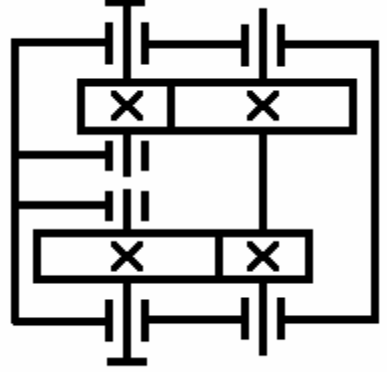
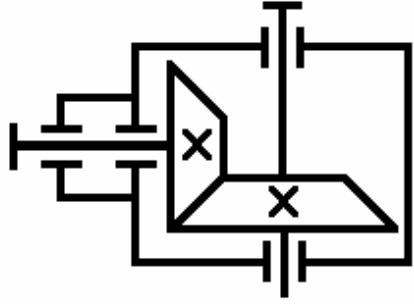
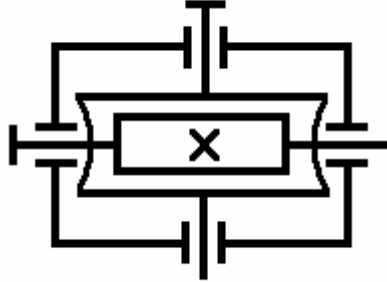
| Тип передачи   | Значение передаточного числа |            |
|--|------------------------------|------------|
|  | Рекомендуемые                | Предельные |
| Зубчатая цилиндрическая:                                     |                              |            |
| тихоходная ступень во всех редукторах $U_m$                  | 2,5...5,0                    | 6,3        |
| быстроходная ступень в редукторах с развернутой схемой $U_b$ | 3,15...5,0                   | 7,1        |
| быстроходная ступень в соосных редукторах $U_b$              | 4,0... 6,3                   | 9,0        |
| планетарная редукторная                                      | 2,8... 8,0                   | 16,0       |
| открытая передача  | 2,5... 5,0                   | 6,3        |
| Зубчатая коническая  | 1,0... 3,0                   | 4,0        |
| Червячная  | 16,0...50,0                  | 80,0       |
| Плоскоременная   | 2,0... 3,0                   | 5,0        |
| Клиноременная  | 2,0... 4,0                   | 6,0        |
| Цепная   | 1,5... 5,0                   | 10,0       |

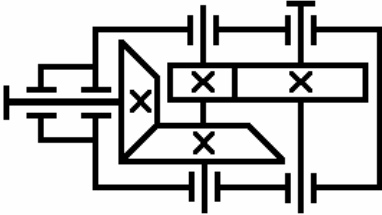
Стандартные значения передаточных чисел редукторов:  
 (1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50;  
 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,00; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4;  
 25,0; 28,0; 31,5; 40,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100,0) [ 2, с.51 ].

Таблица 4

Рекомендуемые значения передаточных чисел в редукторах [1, с.7]

| Тип редуктора                  | Кинематическая схема редуктора  | Передаточное число      |          |          |
|--------------------------------|---|-------------------------|----------|----------|
|                                |   | $U_{ред}$               | $U_{бп}$ | $U_{тп}$ |
| Одноступенчатый цилиндрический |  | 2,5...8<br>max=<br>12,5 |          |          |

|  |   |                  |                          |                             |
|--|---|------------------|--------------------------|-----------------------------|
| <p>Двухступенчатый с развернутой схемой</p>                |    | <p>12,5...25</p> | $\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$ | $0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$ |
| <p>Двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью</p> |    | <p>8...40</p>    | $\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$ | $0,88 \cdot \sqrt{U_{ред}}$ |
| <p>Двухступенчатый соосный</p>                             |   | <p>8...16</p>    | $\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$ | $0,95 \cdot \sqrt{U_{ред}}$ |
| <p>Конический</p>  |  | <p>3,15...5</p>  |                          |                             |
| <p>Червячный</p>   |  | <p>8...80</p>    |                          |                             |

|  |   |           |                          |                            |
|--|---|-----------|--------------------------|----------------------------|
| Двухступенчатый коническо-цилиндрический |  | 12,5...20 | $\frac{U_{ред}}{U_{тп}}$ | $1,1 \cdot \sqrt{U_{ред}}$ |
|--|---|-----------|--------------------------|----------------------------|

В нашем случае общее передаточное число привода машины определяется как произведение частных передаточных чисел

$$U_{общ} = U_{рп} U_{ред} \quad (2.5)$$

Так как редуктор имеет две ступени: быстроходную и тихоходную, то  $U_{ред} = U_{бп} U_{тп}$  – передаточное число редуктора;

$$U_{общ} = U_{рп} U_{ред} = U_{рп} U_{бп} U_{тп}.$$

Здесь  $U_{рп}$  - передаточное число ременной передачи;

$U_{бп}$  - передаточное число быстроходной передачи;

$U_{тп}$  - передаточное число тихоходной передачи;

По таблице 3 принимаем предварительно передаточное число клиноременной передачи  $U_{рп} = 3$ . Тогда, передаточное число редуктора равно

$$U_{ред} = \frac{U_{общ}}{U_{рп}} = \frac{38,026}{3} = 12,675 \quad (2.6)$$

Определяем передаточное число тихоходной ступени редуктора

$$U_{тп} = 0,88 \sqrt{U_{ред}} = 0,88 \sqrt{12,675} = 3,13 \quad (2.7)$$

Принимаем передаточное число из стандартного ряда  $U_{тп} = 3,15$ .

Тогда

$$U_{бп} = \frac{U_{ред}}{U_{тп}} = \frac{12,675}{3,15} = 4,023 \quad (2.8)$$

Принимаем  $U_{бп} = 4,0$ ,

тогда  $U_{ред} = U_{бп} U_{тп} = 4,0 \cdot 3,15 = 12,6$ .

Уточняем передаточное число ременной передачи

$$U_{рп} = \frac{U_{общ}}{U_{ред}} = \frac{38,026}{12,6} = 3,017 \quad (2.9)$$

Для уточнения передаточных чисел привода определяем числа зубьев зубчатых колес ступеней редуктора и диаметры шкивов ременной передачи.

### 2.2.1 Определение чисел зубьев колес редуктора.

Минимальное число зубьев шестерни при условии неподрезания зуба для некоррегированного профиля зуба равно  $Z_{min} = 17$ .

Принимаем число зубьев шестерни быстроходной передачи

$$Z_1 = Z'_1 = 20.$$

Принимаем число зубьев шестерни тихоходной передачи  $Z_3 = 20$ .

Тогда число зубьев зубчатых колес равно

$$Z_2 = Z'_2 = Z_1 \cdot U_{\text{бп}} = 20 \cdot 4 = 80$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{\text{тп}} = 20 \cdot 3,15 = 63$$

При уточнении числа зубьев колеса необходимо варьировать числом зубьев шестерни, обычно в пределах от 17 до 24, чтобы получить целое число зубьев на колесе. Если этого не удалось добиться подбором зубьев шестерни, то необходимо число зубьев колеса получить близким к целому числу и округлить до целого числа и уточнить передаточное число.

### 2.2.2 Определение диаметров шкивов ременной передачи

При выборе диаметра шкива и типа ремня ориентируемся на мощность, передаваемую одним ремнем [2, с.265]. Выбираем клиновой ремень типа А и минимальный диаметр шкива

$$D_1 = 140 \text{ мм.}$$

$$D_2 = D_1 \cdot U_{\text{рп}} (1 - \varepsilon) = 140 \cdot 3,017 \cdot (1 - 0,02) = 413,93 \text{ мм,} \quad (2.10)$$

где  $\varepsilon = 0,02$  - коэффициент, учитывающий упругое скольжение ремня.

Принимаем  $D_2 = 414$  мм и уточняем  $U_{\text{рп}}$ .

$$U_{\text{рп}} = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{414}{140 (1 - 0,02)} = 3,017 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

### 2.2.3. Определение частоты вращения валов

$$n_1 = \frac{n_{\text{эд}}}{U_{\text{рп}}} = \frac{1445}{3,017} = 478,95 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.12)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{\text{бп}}} = \frac{478,95}{4} = 119,73 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.13)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{\text{тп}}} = \frac{119,73}{3,15} = 38,01 \text{ мин}^{-1}. \quad (2.14)$$

### 2.2.4. Определение погрешности частоты вращения рабочего вала машины

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{n_3 - n_{\text{рм}}}{n_{\text{рм}}} \cdot 100\% = \frac{38,01 - 38}{38} \cdot 100\% = 0,026 \%, < 5\%. \quad (2.15)$$

### 2.2.5. Определение мощностей и крутящих моментов на валах привода машины

$$N_1 = N_{эд} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 5,42 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,2 \text{ кВт}, \quad (2.16)$$

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк} = 5,2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,04 \text{ кВт}, \quad (2.17)$$

$$N_3 = N_2 \cdot \eta_{пк} \cdot \eta_{м} = 5,04 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 4,94 \text{ кВт}. \quad (2.18)$$

$$T_{кр1} = 9550 \frac{N_1}{n_1} = 9550 \frac{5,2}{478,95} = 103,68 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.19)$$

$$T_{кр2} = 9550 \frac{N_2}{n_2} = 9550 \frac{5,04}{119,73} = 402,0 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.20)$$

$$T_{кр3} = 9550 \frac{N_3}{n_3} = 9550 \frac{4,94}{38,01} = 1241,17 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.21)$$

## 3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

### 3.1. Выбор материалов зубчатых колес, способов термической обработки и определение допускаемых напряжений.

Основным материалом зубчатых колес служат термически обрабатываемые стали, так как по сравнению с другими материалами они в наибольшей степени обеспечивают высокую контактную и изгибную прочность зубьев. Известно, что из двух зацепляющихся элементов зубчатой передачи, зуб шестерни подвержен большему числу циклов нагружений по сравнению с колесом. Поэтому для создания равнопрочности шестерня выполняется из материала с более высокими прочностными характеристиками.

По табл. 3.1.[2,с.90] выбираем для шестерни сталь 40ХН, а для колеса – 40Х. Изделия подвергаем закалке при нагреве ТВЧ по всему контуру для обеспечения поверхностной твердости зубьев HRC 50...55.

### 3.2. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяем по зависимости

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{НО} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 1,0}{1,2} = 875 \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

где

$\sigma_{НО} = 17 \cdot \text{HRC} + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа}$  – контактная выносливость;

$K_{HL} = 1,0$  – коэффициент долговечности;

$S_H = 1,2$  – коэффициент безопасности.

### 3.3. Определение допускаемых напряжений изгибной выносливости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FO} \cdot K_{FL}}{S_F} = \frac{420 \cdot 1,0}{1,75} = 240 \text{ МПа}, \quad (3.2)$$

где  $\sigma_{FO} = 420$  МПа – напряжения изгибной выносливости;

$K_{FL} = 1,0$  – коэффициент безопасности;

$S_F = 1,75$  – коэффициент долговечности.

### 3.3 Расчет параметров цилиндрической зубчатой передачи

При расчете параметров зубчатой пары определяются:

- межосевое расстояние;
- модуль зубчатой передачи;
- геометрические размеры зубчатых колес,

#### 3.3.1. Определение межосевого расстояния быстроходной зубчатой передачи (между валами 1 и 2) и модуля зубчатой передачи

Межосевое расстояние быстроходной косозубой зубчатой передачи определяется из условия *контактной прочности зубьев*.

$$a_{w1} = K_a (U_{\text{бп}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H T_{\text{кр}2}}{2U_{\text{бп}}^2 \cdot \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = \quad (3.3)$$
$$= 430(4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 402}{2 \cdot 4^2 \cdot 0,2 \cdot 875^2}} = 101,95 \text{ мм},$$

где  $K_a = 430$  – числовой коэффициент для косозубых передач;

$K_H = 1,3$  – коэффициент нагрузки (задается или определяется расчетом);

$T_{\text{кр}2} = 402$  Н·м – крутящий момент на валу колеса (для раздвоенной передачи делится на два);

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{w1}} = 0,2$  – коэффициент относительной ширины зубчатого

венца колеса (принимается в пределах  $\psi_{ba} = 0,2 \dots 0,4$ ).

При отсутствии в задании данных по коэффициенту нагрузки  $K_H$  он определяется как произведение трех сомножителей:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu},$$

где

$K_{H\alpha} = 1,0 \dots 1,2$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta} = 1,0 \dots 1,5$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$K_{H\nu} = 1,0 \dots 1,1$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Конкретные значения величин коэффициентов могут быть определены из справочников по таблицам и графикам.

### Расчет модуля быстроходной зубчатой передачи

Исходя из полученного межосевого расстояния  $a_{w1}$  определяем нормальный модуль быстроходной передачи:

$$m_{n1} = \frac{2a_{w1} \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 101,95 \cdot 0,966}{20 + 80} = 1,97 \text{ мм}, \quad (3.4)$$

где  $\beta = 15^\circ$  – угол наклона зубьев косозубой передачи.

Угол  $\beta$  может находиться в пределах от  $8^\circ$  до  $16^\circ$ .

**Проверяем величину выбранного модуля из условия изгибной прочности зуба.**

$$m_{n1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{кр2} \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot \cos \beta}{2 \cdot z_2 \cdot \psi_{bm} [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 402 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,6 \cdot 0,966}{2 \cdot 80 \cdot 12,5 \cdot 240}} = 1,96 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

где  $Y_F = 3,6$  – коэффициент прочности зуба [2, с.101, табл. 4.13] для фиктивного числа зубьев  $z_\phi = z_2 / \cos^3 \beta = 80 / 0,966^3 = 88$ ;

Таблица 5

|       |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Z     | 17   | 20   | 30   | 40   | 50   | 60   | 70   | 80   | 100  |
| $Y_F$ | 4.28 | 4.07 | 3.80 | 3.70 | 3.68 | 3.62 | 3.61 | 3.60 | 3.60 |

$$\psi_{bm} = \frac{b_2}{m_{n1}} = \frac{25}{2,0} = 12,5 \text{ – коэффициент ширины зубчатого колеса по}$$

модулю;

Для определения коэффициента  $\psi_{bm}$  можно использовать формулу:

$$\psi_{bm} = \psi_{ba} \frac{z_1(u+1)}{2}.$$

$K_F = 1,4$  – коэффициент нагрузки при расчете изгибной прочности зуба.

В связи с тем, что крутящий момент идет на раздвоенную передачу, он делится на два.

При отсутствии в задании данных по коэффициенту нагрузки  $K_F$  при расчете изгибной прочности зуба, он определяется как произведение трех сомножителей:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

где  $K_{F\alpha} = 1,0 \dots 1,4$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

$K_{F\beta} = 1,0 \dots 1,6$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределение нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

$K_{Fv} = 1,1 \dots 1,1$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчете на выносливость зуба при изгибе.

Модули эвольвентных зубчатых колес стандартизированы по ГОСТ 9563-80 (СТ СЭВ 310-76). Стандарт распространяется на нормальные модули для цилиндрических колес в диапазоне 0,05 – 100 мм. Ниже приведен наиболее употребительный диапазон (1-й ряд предпочтителен).

| Ряд | Модуль  |
|-----|---|
| 1-й | 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20     |
| 2-й | 1,125; 1,375; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18 |

Принимаем стандартный модуль  $m_{n1} = 2,0$  мм.

### Геометрические параметры *быстроходной зубчатой передачи*

Исходя из принятого стандартного модуля, определяем параметры зубчатых колес  $z_1$  и  $z_2$ .

Диаметры делительных окружностей шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$d_1 = \frac{m_{n1} \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{2,0 \cdot 20}{0,966} = 41,4 \text{ мм}, \quad (3.6)$$

$$d_2 = \frac{m_{n1} \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{2,0 \cdot 80}{0,966} = 165,63 \text{ мм}. \quad (3.7)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ :

$$d_{a1} = d_1 + 2m_{n1} = 41,4 + 2 \cdot 2,0 = 45,4 \text{ мм}, \quad (3.8)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_{n1} = 165,63 + 2 \cdot 2,0 = 169,63 \text{ мм}. \quad (3.9)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ .

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_{n1} = 41,4 - 2,5 \cdot 2,0 = 36,4 \text{ мм}, \quad (3.10)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_{n1} = 165,63 - 2,5 \cdot 2,0 = 160,63 \text{ мм}. \quad (3.11)$$

Межосевое расстояние уточняем по рассчитанным диаметрам делительных окружностей

$$a_{w1} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{41,4 + 165,63}{2} = 103,5 \text{ мм} \quad (3.12)$$



Сначала определяем ширину зубчатого венца колеса  $z_2$

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{w1} = 0,2 \cdot 103,5 = 20,7 \text{ мм.} \quad (3.13)$$

Принимаем  $b_2 = 25$  мм.

Ширина зубчатого венца шестерни  $z_1$

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) = 25 + 5 = 30 \text{ мм.} \quad (3.14)$$

### 3.3.2. Определение межосевого расстояния тихоходной зубчатой передачи (между валами 2 и 3) и модуля зубчатой передачи

Определение межосевого расстояния тихоходной прямозубой зубчатой передачи из условия *контактной прочности зубьев*:

$$a_{w2} = K_a (U_{тп} + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_{кр3}}{U_{тп}^2 \cdot \psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = \quad (3.15)$$

$$= 495(3,15 + 1) \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1241,17}{3,15^2 \cdot 0,21 \cdot 875^2}} = 206,2 \text{ мм,}$$

где  $K_a = 495$  – числовой коэффициент для прямозубых передач;

$K_H = 1,3$  – коэффициент нагрузки;

$T_{кр3} = 1241,17$  Н·м – крутящий момент на валу колеса тихоходной пары;

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_{w2}} = 0,21 \text{ – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию.}$$

Исходя из полученного межосевого расстояния определяем модуль тихоходной передачи:

Исходя из полученного межосевого расстояния определяем модуль тихоходной передачи:

$$m_{n2} = \frac{2a_{w2}}{z_3 + z_4} = \frac{2 \cdot 206,2}{20 + 63} = 4,97 \text{ мм.} \quad (3.16)$$

*Проверяем величину выбранного модуля из условия изгибной прочности зуба.*

$$m_{n2} = \sqrt[3]{\frac{2T_{кр3} \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot Y_F}{z_4 \cdot \psi_{bm} [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1241,17 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 3,6}{63 \cdot 9 \cdot 240}} = 4,4 \text{ мм,} \quad (3.17)$$

Где  $K_F = 1,3$  – коэффициент учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$Y_F = 3,6$  – коэффициент прочности зуба [2, с.101, табл. 4.13];

$\Psi_{bm} = \frac{b_4}{m_{n2}} = \frac{45}{5} = 9$  – коэффициент ширины венца зубчатого колеса по модулю.

Принимаем стандартный модуль  $m_2 = 5,0$  мм.

### Геометрические параметры *тихоходной* зубчатой передачи

Исходя из принятого стандартного модуля определяем параметры зубчатых колес  $z_3$  и  $z_4$ .

Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_3 = m_{n2} \cdot z_3 = 5,0 \cdot 20 = 100 \text{ мм}, \quad (3.18)$$

$$d_4 = m_{n2} \cdot z_4 = 5,0 \cdot 63 = 315 \text{ мм}. \quad (3.19)$$

Диаметры вершин зубьев шестерни  $z_3$  и колеса  $z_4$ :

$$d_{a3} = d_3 + 2m_{n2} = 100 + 2 \cdot 5,0 = 110 \text{ мм}, \quad (3.20)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_{n2} = 315 + 2 \cdot 5,0 = 325 \text{ мм}. \quad (3.21)$$

Диаметры впадин зубьев шестерни  $z_3$  и колеса  $z_4$ .

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m_{n2} = 100 - 2,5 \cdot 5,0 = 87,5 \text{ мм}, \quad (3.22)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m_{n2} = 315 - 2,5 \cdot 5,0 = 302,5 \text{ мм}. \quad (3.23)$$

Межосевое расстояние уточняем по рассчитанным диаметрам делительных окружностей

$$a_{w2} = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{100 + 315}{2} = 207,5 \text{ мм} \quad (3.24)$$

Ширина зубчатого венца колеса  $z_4$

$$b_4 = \Psi_{ba} \cdot a_{w1} = 0,21 \cdot 207,5 = 43,5 \text{ мм}. \quad (3.25)$$

Принимаем  $b_4 = 45$  мм.

Ширина зубчатого венца шестерни  $z_3$

$$b_3 = b_4 + (5 \dots 10) = 45 + 5 = 50 \text{ мм}. \quad (3.26)$$

### 3.4 Конструктивные размеры зубчатого колеса

Обычно зубчатые колеса состоят из обода, ступицы и диска, соединяющего обод со ступицей. Колесо в зависимости от диаметра и принятого материала может быть изготовлено методами штамповки, литья или механической обработки.

Основные размеры и соотношения приведены на рис.2 и в табл.6.

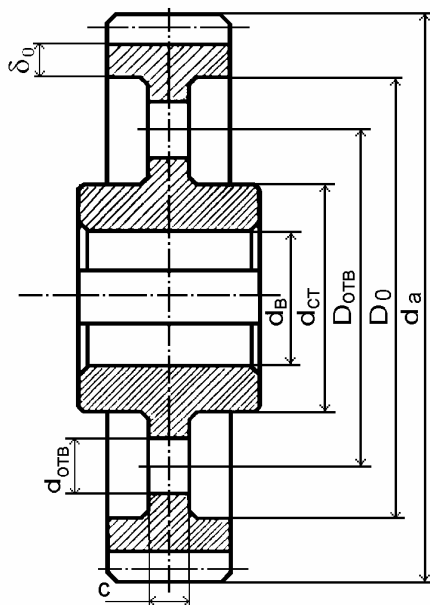


Рис. 2. Зубчатое колесо с облегченной ступицей

Таблица 6

| Параметры                            | Формула  |
|--------------------------------------|--|
| Диаметр ступицы стальных колес       | $d_{cm} \approx 1,6 d_g$                         |
| Диаметр ступицы чугунных колес       | $d_{cm} \approx 1,6 d_g$                         |
| Толщина обода цилиндрических колес   | $\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) m_n$ } не менее 8 мм |
| Толщина обода конических колес       |  |
| Толщина диска:                       |  |
| - колеса кованые, литые              | $C = 0,3b$                                       |
| - колеса штампованные                | $C = 0,2 \dots 0,3b$                             |
| Толщина диска конических колес       | $C_d = (\delta_0 + \delta_{cm}) / 2$             |
| Диаметр окружности центров отверстий | $D_{отв} = (D_0 + d_{cm}) / 2$                   |
| Диаметр отверстий в диске колеса     | $d_{отв} = (D_0 + d_{cm}) / 4$                   |
| Фаска зубчатого венца                | $n = 0,5 \cdot m_n$                              |
| Внутренний диаметр обода             | $D_0 = d_f - 2\delta_0$                          |

Обозначения:  $d_g$  - диаметр вала в месте посадки зубчатого колеса;  $m_n$  - модуль нормальный;  $b$  - ширина венца;  $D_0$  - внутренний диаметр обода.

Шестерни могут насаживаться на вал, а при диаметрах впадин зубьев, близких к диаметру вала  $d_f/d_B = 1,1 \dots 1,3$  изготавливаться за одно целое с валом. Такая деталь носит название вала-шестерни.

## 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

### 4.1 Предварительный расчет диаметров валов

Расчеты валов редуктора рассмотрим на примере вала 2 (промежуточного). На данном валу расположены зубчатые колеса  $z_2$ ,  $z_2'$ , и  $z_3$ .

Расчет диаметра вала под подшипники определяется по крутящему моменту  $T_{кр.2}$  и допускаемому касательному напряжению  $[\tau]$

$$[\tau] = \frac{T_{кр.2}}{W_p}, \text{ где}$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3 \text{ – полярный момент сопротивления, мм}^3, \text{ тогда}$$

$$[\tau] = \frac{T_{кр.2}}{W_p} = \frac{T_{кр.2}}{0,2d^3},$$

$$[\tau] = 80 \text{ – допускаемые касательные напряжения, МПа.}$$

Определяем диаметр вала  $d_{B2}$ ,

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{T_{кр.2}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{402 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 80}} = 29,28 \text{ мм}, \quad (4.1)$$

Принимаем диаметр вала в районе подшипника равным  $d_{II} = 30$  мм и по данному диаметру выбираем подшипники качения, однорядные, радиальные средней серии типа 306 [3, Табл.П.7.1 с.358].

Пользуясь схемой, представленной на рис. 3, определим длину вала  $L$  между опорами и плечи приложения сил  $\mathbf{a}$  и  $\mathbf{b}$ .

$$a = \frac{B_{II}}{2} + 5 + 10 + \frac{b_2}{2} = \frac{19}{2} + 5 + 10 + \frac{25}{2} = 37 \text{ мм}. \quad (4.2)$$

Принимаем  $a = 40$  мм.

$$b = \frac{b_2}{2} + 5 + \frac{b_3}{2} = \frac{25}{2} + 5 + \frac{50}{2} = 42,5 \text{ мм}. \quad (4.3)$$

Принимаем  $b = 50$  мм.

$$L = a + b + b + a = 40 + 50 + 50 + 40 = 180 \text{ мм}.$$

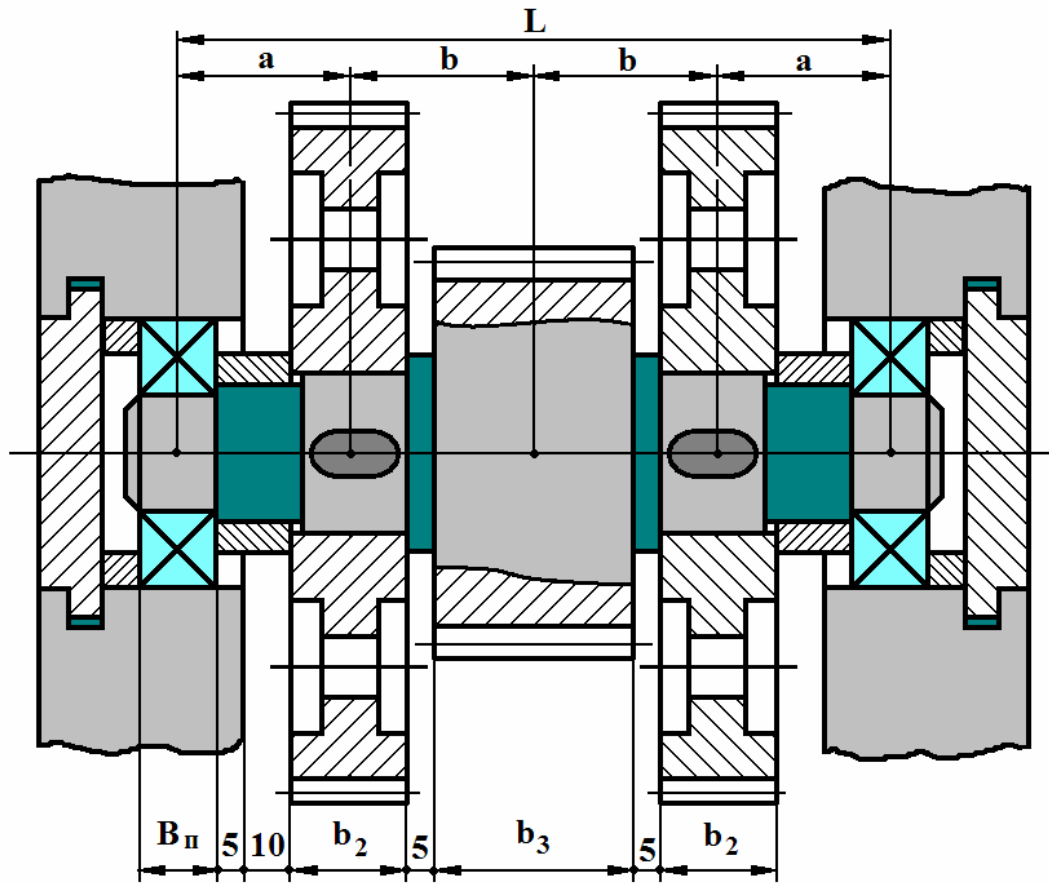


Рис. 3 Схема вала для определения расчетных величин  $a$ ,  $b$ ,  $L$

Рассматриваем данный вал как статически определимую балку. Для определения опорных реакций и действующих изгибающих и крутящих моментов используем схему, приведенную на рис 4.

При этом примем следующие допущения:

вал состоит из однородного материала; силой тяжести зубчатых колес пренебрегаем; вал нагружен только сосредоточенными силами, приложенными по средней линии подшипников и зубчатых колес.

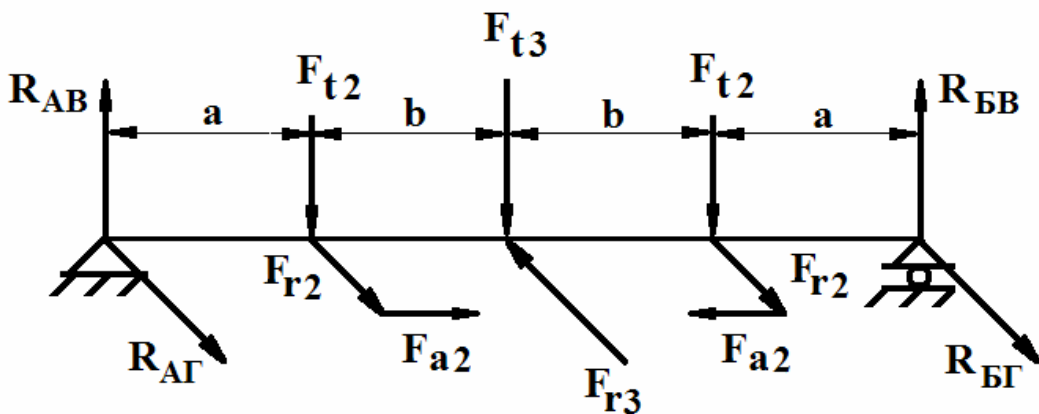


Рис. 4 Расчетная схема вала 2

## 4.2 Уточненный расчет диаметров валов

При уточненном расчете валов необходимо учесть крутящий и изгибающий моменты. Для составления расчетной схемы необходимо определить силы, действующие в зацеплении, их величины, точки приложения и расстояния от опорных точек.

Определим действующие в зацеплении силы и направления их действия на примере промежуточного вала, где установлены два косозубых цилиндрических колеса и одна прямозубая цилиндрическая шестерня.

В данном зацеплении действуют окружные силы  $F_t$ , радиальные  $F_r$  и осевые  $F_a$  (рис. 5).

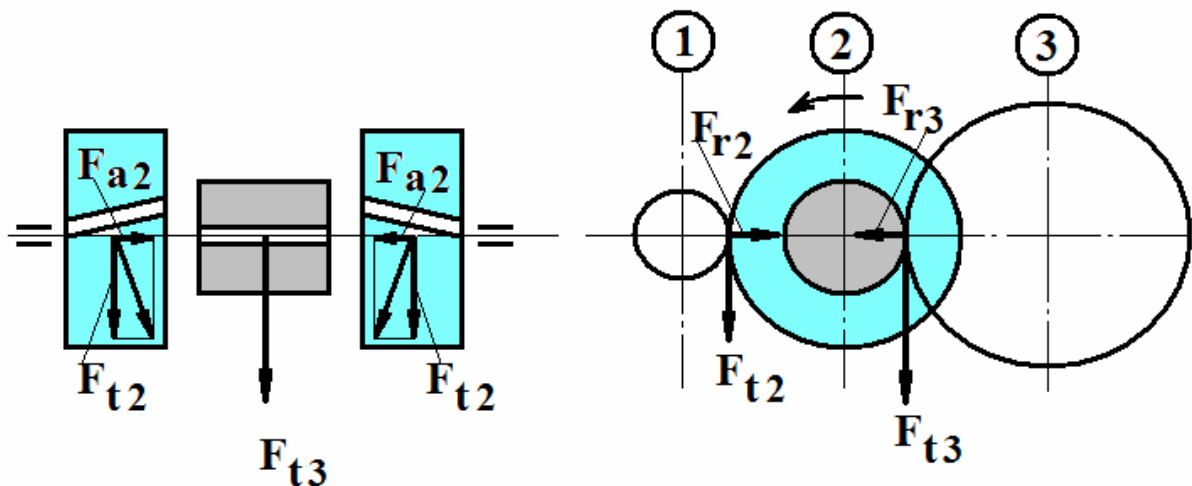


Рис. 5 Направления действующих сил

$F_a$  – осевая сила;  $F_t$  – окружная сила ;  $F_r$  – радиальная сила.

Находим величины этих сил по нижеприведенным формулам:

$$F_{t2} = \frac{2T_{кр2}}{2d_2} = \frac{T_{кр2}}{d_2} = \frac{402 \cdot 10^3}{165,63} = 2427,1 \text{ Н} ; \quad (4.4)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 2427,1 \cdot \frac{0,364}{0,966} = 914,6 \text{ Н}; \quad (4.5)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}\beta = 2427,1 \cdot 0,268 = 650,5 \text{ Н}; \quad (4.6)$$

$$F_{t3} = \frac{2T_{кр2}}{d_3} = \frac{2 \cdot 402 \cdot 10^3}{100,0} = 8040,0 \text{ Н}; \quad (4.7)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg}\alpha = 8040 \cdot 0,364 = 2926,6 \text{ Н} \quad (4.8)$$

Здесь  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления в эвольвентных зубчатых передачах;  
 $\beta = 15^\circ$  – угол наклона зуба косозубой передачи.

$F_{t2}$ ,  $F_{r2}$ ,  $F_{a2}$  - силы, действующие в зацеплении косозубых зубчатых колес;

$F_{t3}$ ,  $F_{r3}$  - силы, действующие в зацеплении прямозубых зубчатых колес.

Для определения реакций в опорах А и Б и построения эпюр моментов рассмотрим отдельно горизонтальную и вертикальную плоскости.

### Горизонтальная плоскость (рис. 6, а).

Из схемы видно, опорные реакции  $R_{AG}$  и  $R_{BG}$  равны между собой:

$$\sum R_{Gi} = 0; \quad -R_{AG} - F_{r2} + F_{r3} - F_{r2} - R_{BG} = 0,$$

$$R_{AG} + R_{BG} = F_{r3} - 2F_{r2} = 2926,6 - 2 \cdot 914,6 = 1097,4 \text{ Н},$$

$$R_{AG} = R_{BG} = \frac{1097,4}{2} = 548,7 \text{ Н}.$$

### Вертикальная плоскость (рис.6, в).

В этой плоскости опорные реакции  $R_{AB}$  и  $R_{BB}$  также равны между собой:

$$\sum R_{Bi} = 0; \quad R_{AB} - F_{t2} - F_{t3} - F_{t2} + R_{BB} = 0,$$

$$R_{AB} + R_{BB} = 2F_{t2} + F_{t3} = 2 \cdot 2427,1 + 8040 = 12894,2 \text{ Н},$$

$$R_{AB} = R_{BB} = \frac{12894,2}{2} = 6447,1 \text{ Н}.$$

Находим изгибающие моменты в горизонтальной плоскости в сечениях 1 и 2 вала (рис.6, б):

$$M_{Г1} = R_{AG} \cdot a = 548,7 \cdot 40 = 21948 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M'_{Г1} = R_{AG} \cdot a - F_{a2} \frac{d2}{2} = 548,7 \cdot 40 - 650,5 \frac{165,63}{2} = -31923,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{Г2} = R_{AG} \cdot (a + b) - F_{a2} \frac{d2}{2} + F_{r2} \cdot b =$$

$$= 548,7 \cdot (40 + 50) - 650,5 \frac{165,63}{2} + 914,6 \cdot 50 = -41241,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Находим изгибающие моменты в вертикальной плоскости в сечениях 1 и 2 вала (рис. 6, г):

$$M_{B1} = -R_{AB} \cdot a = -6447,1 \cdot 40 = -257884 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{B2} = -R_{AB} \cdot (a + b) + F_{t2} \cdot b =$$

$$= -6447,1 \cdot (40 + 50) + 2427,1 \cdot 50 = -458884 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Суммарные изгибающие моменты в сечениях 1 и 2 вала (рис.6, д):

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{(M_{Г1})^2 + (M_{B1})^2} = \sqrt{(21948)^2 + (-257884)^2} = 258816 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M'_{\Sigma 1} = \sqrt{(M'_{Г1})^2 + (M_{B1})^2} = \sqrt{(-31923,2)^2 + (-257884)^2} = 259852 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{(M_{\Gamma 2})^2 + (M_{B2})^2} = \sqrt{(-41241,8)^2 + (-458884)^2} = 460733 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Эпюра крутящего момента на втором валу  $T_{кр2}$  приведена на рис.6, е.

Эквивалентные моменты в сечениях 1 и 2 приведены на рис.6 ж:

$$M_{\Sigma 1} = M_{\Sigma 1} = 258816 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M'_{\Sigma 1} = \sqrt{(M'_{\Sigma 1})^2 + \left(\frac{T_{кр2}}{2}\right)^2} = \sqrt{(259852)^2 + \left(\frac{402 \cdot 10^3}{2}\right)^2} = 327699,1 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{(M_{\Sigma 2})^2 + (T_{кр2})^2} = \sqrt{(460733)^2 + (402 \cdot 10^3)^2} = 611456,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определяем диаметры вала в сечениях 1 и 2

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma 1}}{0,1[\sigma]_{изг}}} = \sqrt[3]{\frac{3276699,1}{0,1 \cdot 100}} = 32,0 \text{ мм}. \quad (4.9)$$

Учитывая ослабление сечения вала шпоночным пазом, увеличиваем расчетную величину диаметра вала на 10% и полученный результат округляем до ближайшего большего числа из нормального ряда:

$$d_1 = d'_1 \cdot 1,1 = 32 \cdot 1,1 = 35,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_1 = 40 \text{ мм}$ .

$$d'_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{\Sigma 2}}{0,1[\sigma]_{изг}}} = \sqrt[3]{\frac{611456,4}{0,1 \cdot 100}} = 39,4 \text{ мм}; \quad (4.10)$$

$$d_2 = d'_2 \cdot 1,1 = 39,4 \cdot 1,1 = 43,34 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_2 = 45 \text{ мм}$ .

Диаметр вала в районе опоры, т.е. там, где устанавливается подшипник качения, должен быть меньше диаметров  $d_1$  и  $d_2$ , а также соответствовать диаметру отверстия внутреннего кольца подшипника.

Предварительно выбираем радиальный однорядный подшипник средней серии типа 307 для диаметра вала  $d_{п} = 35 \text{ мм}$ .

Диаметры остальных участков вала могут в случае необходимости, например для удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес, назначаться по конструктивным и технологическим соображениям по нормальному ряду, перепад диаметров не должен превышать 5мм.

Ряд R40 по ГОСТ 6636-69:

10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160.



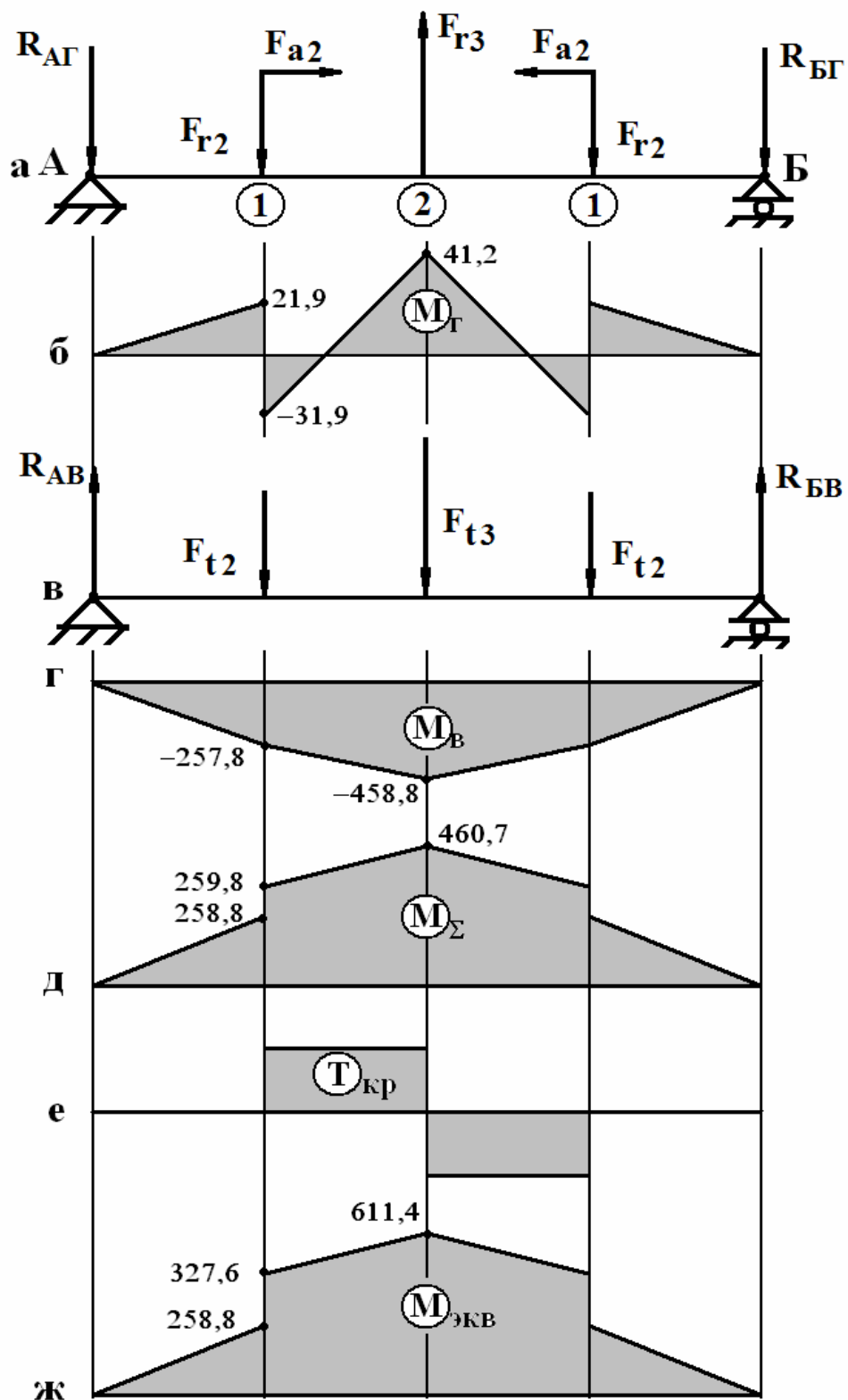
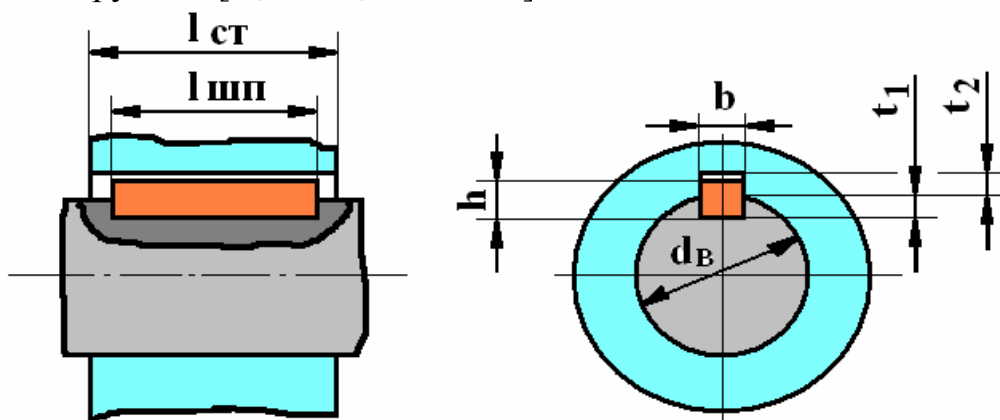


Рис.6. Силы, действующие на вал в горизонтальной и вертикальной плоскостях и эпюры изгибающих  $M_B$  и  $M_G$ , суммарного  $M_\Sigma$ , крутящего  $T_{KP}$  и эквивалентного  $M_{ЭКВ}$  моментов

### 4.3. Выбор шпонок и проверка их на прочность

Для крепления на валу колес  $z_2$  и  $z_2'$  и шестерни  $z_3$  используем призматические шпонки ГОСТ 23360-78. Поперечное сечение шпонки выбираем по диаметру вала [2., с.302, табл.11.7].



| Диаметр вала<br>$d$ | Размеры сечений шпонок |     | Глубина паза |        |
|---------------------|------------------------|-----|--------------|--------|
|                     |                        |     | Вала         | Втулки |
|                     | $b$                    | $h$ | $t_1$        | $t_2$  |
| Св. 12 до 17        | 5                      | 5   | 3            | 2,3    |
| 17 – 22             | 6                      | 6   | 3,5          | 2,8    |
| 22 – 30             | 8                      | 7   | 4            | 3,3    |
| 30 – 38             | 10                     | 8   | 5            | 3,3    |
| 38 – 44             | 12                     | 8   | 5            | 3,3    |
| 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    |
| 75 – 85             | 22                     | 14  | 9            | 5,4    |
| 85 – 95             | 25                     | 14  | 9            | 5,4    |
| 95 – 110            | 28                     | 16  | 10           | 6,4    |

Примечания. 1. Длины шпонок выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180;

2. Таблица дана с сокращениями: в ГОСТ 23360-78 диапазон диаметров вала  $d = 6 - 500$  мм, длины шпонок – до 500 мм.

1. Пример условного обозначения шпонки при  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм, торцы скругленные:

*Шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360-78*

Для диаметра вала 40 мм выбираем шпонку сечением  $b \times h = 12 \times 8$  мм, а для диаметра 45 мм соответственно  $b \times h = 14 \times 9$  мм. Принимаем шпонку со скругленными краями.

Определяем ее рабочую длину шпонки  $l_{\text{раб}}$  из условия работы шпонки на смятие для валов диаметрами соответственно  $d_B = 40$  мм и  $d_B = 45$  мм.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{A_{\text{см}}} = \frac{K \cdot T_{\text{кр}}}{\left(\frac{d_B}{2} + \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot l_{\text{раб}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (4.11)$$

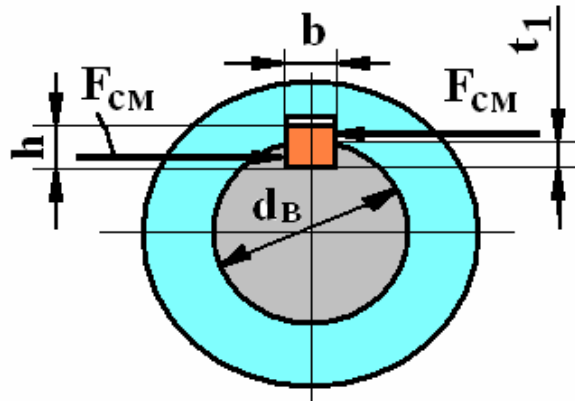


Рис.7 Схема действия сил на шпонку

Отсюда рабочая длина шпонки на валу  $d_B = 40$  мм, где закреплено зубчатое колесо, будет равна

$$l_{\text{раб1}} = \frac{K \cdot \frac{T_{\text{кр2}}}{2}}{\left(\frac{d_{B1}}{2} - \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{1,3 \cdot \frac{402 \cdot 10^3}{2}}{\left(\frac{40}{2} - \frac{5}{2}\right) \cdot 5 \cdot 160} = 18,66 \text{ мм}, \quad (4.12)$$

где  $[\sigma]_{\text{см}} = 160$  МПа - допускаемое напряжение смятие для шпонки, изготовленное из стали 20;

$F_{\text{см}}$  – усилие смятия, действующее на шпонку;

$A_{\text{см}}$  – площадь поверхности смятия шпонки;

$K=1,3$  – коэффициент безопасности, учитывающий условия работы;

$T_{\text{кр2}} = 402 \cdot 10^3$  Н·мм – крутящий момент, действующий на валу;

$d_{B2} = 40$  мм -диаметр вала;

$t_1 = 5$  мм – глубина шпоночного паза на валу;

$l_p$  – расчетная рабочая длина шпонки, мм.

Принимаем рабочую длину шпонки  $l_p = 20$  мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_1 = l_{p1} + b = 20 + 12 = 32 \text{ мм}.$$

Определяем длину ступицы зубчатого колеса

$$l_{B_{\text{см}}} = l_1 + (2...5) = 32 + 3 = 35 \text{ мм}.$$

Таким же образом определяем рабочую длину шпонки на валу  $d_B = 45$  мм, где закреплена шестерня

$$l_{\text{раб2}} = \frac{K \cdot T_{\text{кр2}}}{\left(\frac{d_{B2}}{2} - \frac{t_1}{2}\right) t_1 \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{1,3 \cdot 402 \cdot 10^3}{\left(\frac{45}{2} - \frac{5,5}{2}\right) \cdot 5,5 \cdot 160} = 30,07 \text{ мм}, \quad (4.13)$$

где  $d_{B2} = 45$  мм – диаметр вала;

$t_1 = 5,5$  мм – глубина шпоночного паза на валу;

$l_{p2}$  – расчетная длина шпонки, мм.

Принимаем рабочую длину шпонки  $l_{p2} = 32$  мм.

Тогда полная длина шпонки будет равна

$$l_2 = l_{p2} + b = 32 + 14 = 46 \text{ мм}.$$

Определяем длину ступицы шестерни

$$l_{B_{\text{см}}} = l_1 + (2 \dots 5) = 46 + 4 = 50 \text{ мм}.$$

В данном случае ширина ступицы и ширина зубчатого венца шестерни оказались равными.

#### 4.4. Расчет подшипников на долговечность.

Выбранный ранее подшипник серии 307, имеющий динамическую грузоподъемность  $C = 25,7$  кН и статическую грузоподъемность  $C_0 = 17,6$  кН, проверяем на долговечность, которая может быть сведена к расчету ресурса в часах  $L_h$  и сравнению его с долговечностью привода  $h = 8000$  ч., т.е.  $L_h \geq h$ .

Ресурс в часах определяем по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha, \quad (4.14)$$

где  $n_2 = 119,73$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения вала;

$C = 25700$  Н - динамическая грузоподъемность;

$Q$  – приведенная нагрузка на опору;

$\alpha = 3$  – показатель степени для шариковых подшипников.

Приведенная нагрузка на опору определяется по формуле

$$Q = (X \cdot K_k \cdot R + Y \cdot F_a) K_6 \cdot K_T, \quad (4.15)$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки;

$K_k$  – коэффициент, учитывающий вращение кольца;

$R$  – радиальная нагрузка, действующая на опору;

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки;

$F_a$  – осевая нагрузка, действующая на опору;

$K_6$  – коэффициент, учитывающий характер нагрузки на опору;

$K_T$  – термический коэффициент.

В нашем примере  $K_k = 1$ , т.к. вращается внутреннее кольцо подшипника. Коэффициент, учитывающий характер нагрузки на опору, принимаем равным  $K_6 = 1,3$  в соответствии с данными задания. Учитывая нормальные температурные условия работы привода, принимаем  $K_T = 1$ . Радиальную нагрузку на опору определяем как геометрическую сумму горизонтальной и вертикальной составляющих

$$R_A = \sqrt{(R_{AG})^2 + (R_{AB})^2} = \sqrt{(548,7)^2 + (6447,1)^2} = 6470,4 \text{ Н} . \quad (4.16)$$

Суммарная осевая нагрузка на опору  $F_a = 0$ , т.к. эти усилия на зубчатых колесах направлены в разные стороны, равны по величине и взаимно компенсируют друг друга. При наличии только радиального условия на опору коэффициент  $X = 1,0$ , а  $Y = 0$ .

Таким образом, приведенная нагрузка на опору будет равна

$$Q = (X \cdot K_k \cdot R + Y \cdot F_a) K_6 \cdot K_T = (1,0 \cdot 1,0 \cdot 6470,4 + 0) 1,3 \cdot 1,0 = 8411,5 \text{ Н} . \quad (4.17)$$

Ресурс работы в часах данного подшипника будет равен

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_2} \left( \frac{C}{Q} \right)^u = \frac{10^6}{60 \cdot 119,73} \left( \frac{25700}{8411,5} \right)^3 = 3970,3 \text{ часа} . \quad (4.18)$$

Так как ресурс принятого подшипника не обеспечивает заданную долговечность, принимаем в качестве опоры данного вала подшипник типа 407, который имеет  $C = 42,8 \text{ кН}$ . Тогда ресурс работы будет

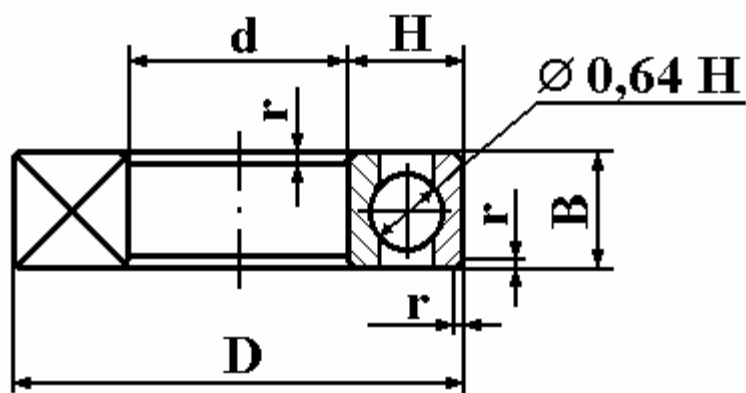
$$L_h = \frac{10^6}{60 n_2} \left( \frac{C}{Q} \right)^u = \frac{10^6}{60 \cdot 119,73} \left( \frac{42800}{8411,5} \right)^3 = 18338 > 8000 \text{ часов} . \quad (4.19)$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаев П.Ф и др. Конструирование узлов и деталей машин. – М: Высшая школа, 1985.
2. Чернавский С.А. "Проектирование механических передач" М: Машиностроение, 1984.
3. Тополиди К.Г., Новоселов Г.А., Волков Р.А. "Детали машин и подъемно-транспортные устройства в текстильной и легкой промышленности". СПГУТД, 2000.
4. Р.А. Волков, Г.А. Новоселов, В.Г. Роот, В.В. Шим «Расчеты деталей машин». Учебное пособие по курсовому проектированию. СПГУТД, 2004.

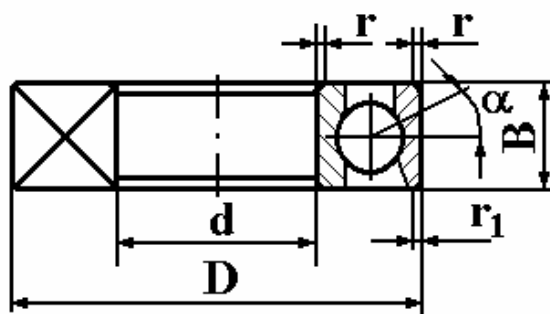
## ПРИЛОЖЕНИЕ

### 1. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



| Условное обозначение серии | d, мм | D, мм | B, мм | r, мм | Динамическая грузоподъемность С, кН | Статическая грузоподъемность С <sub>0</sub> , кН |
|----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------------------------------------|--|
| Средняя серия 300          |       |       |       |       |                                     |  |
| 300                        | 10    | 35    | 11    | 1     | 8,06                                | 3,75   |
| 301                        | 12    | 37    | 12    | 1,5   | 9,75                                | 4,65   |
| 302                        | 15    | 42    | 13    | 1,5   | 11,4                                | 5,4  |
| 303                        | 17    | 47    | 14    | 1,5   | 13,5                                | 6,65   |
| 304                        | 20    | 52    | 15    | 2     | 15,9                                | 7,8  |
| 305                        | 25    | 62    | 17    | 2     | 22,5                                | 11,4   |
| 306                        | 30    | 72    | 19    | 2     | 28,1                                | 14,6   |
| 307                        | 35    | 80    | 21    | 2,5   | 33,2                                | 18,0   |
| 308                        | 40    | 90    | 23    | 2,5   | 41,0                                | 22,4   |
| 309                        | 45    | 100   | 25    | 2,5   | 52,7                                | 30,0   |
| 310                        | 50    | 110   | 27    | 3     | 65,8                                | 36,0   |
| 311                        | 55    | 120   | 29    | 3     | 71,5                                | 41,5   |
| 312                        | 60    | 130   | 31    | 3,5   | 81,9                                | 48,0   |
| 313                        | 65    | 140   | 33    | 3,5   | 92,3                                | 56,0   |
| 314                        | 70    | 150   | 35    | 3,5   | 104,0                               | 63,0   |
| 315                        | 75    | 160   | 37    | 3,5   | 112,0                               | 72,5   |
| 316                        | 80    | 170   | 39    | 3,5   | 124,0                               | 80,0   |

## 2. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 131-75)



| Обозначение       |                   | Размеры, мм |     |    |     |                | Грузоподъемность, кН |                 |                   |                 |
|-------------------|-------------------|-------------|-----|----|-----|----------------|----------------------|-----------------|-------------------|-----------------|
|                   |                   |             |     |    |     |                | $\alpha=12^\circ$    |                 | $\alpha=26^\circ$ |                 |
| $\alpha=12^\circ$ | $\alpha=26^\circ$ | d           | D   | B  | r   | r <sub>1</sub> | C <sub>r</sub>       | C <sub>0r</sub> | C <sub>r</sub>    | C <sub>0r</sub> |
| Легкая серия      |                   |             |     |    |     |                |                      |                 |                   |                 |
| 36204             | 46204             | 20          | 47  | 14 | 1,5 | 0,5            | 15,7                 | 8,31            | 14,8              | 7,64            |
| 36205             | 46205             | 25          | 52  | 15 | 1,5 | 0,5            | 16,7                 | 9,1             | 15,7              | 8,34            |
| 36206             | 46206             | 30          | 62  | 16 | 1,5 | 0,5            | 22,0                 | 12,0            | 21,9              | 12,0            |
| 36207             | 46207             | 35          | 72  | 17 | 2   | 1              | 30,8                 | 17,8            | 29,0              | 16,4            |
| 36208             | 46208             | 40          | 80  | 18 | 2   | 1              | 38,9                 | 23,2            | 36,8              | 21,3            |
| 36209             | 46209             | 45          | 85  | 19 | 2   | 1              | 41,2                 | 25,1            | 38,7              | 23,1            |
| 36210             | 46210             | 50          | 90  | 20 | 2   | 1              | 43,2                 | 27,0            | 40,6              | 24,9            |
| 36211             | 46211             | 55          | 100 | 21 | 2,5 | 1,2            | 58,4                 | 34,2            | 50,3              | 31,5            |
| 36212             | 46212             | 60          | 110 | 22 | 2,5 | 1,2            | 61,5                 | 39,3            | 60,8              | 38,8            |
| —                 | 46213             | 65          | 120 | 23 | 2,5 | 1,2            | —                    | —               | 69,4              | 45,9            |
| 36214             | —                 | 70          | 125 | 24 | 2,5 | 1,2            | 80,2                 | 54,8            | —                 | —               |
| —                 | 46215             | 75          | 130 | 25 | 2,5 | 1,2            | —                    | —               | 78,4              | 53,8            |
| 36216             | 46216             | 80          | 140 | 26 | 3,0 | 1,5            | 93,6                 | 65,0            | 87,9              | 60,0            |
| Средняя серия     |                   |             |     |    |     |                |                      |                 |                   |                 |
| —                 | 46304             | 20          | 52  | 15 | 2   | 1              | —                    | —               | 17,8              | 9,0             |
| —                 | 46305             | 25          | 62  | 17 | 2   | 1              | —                    | —               | 26,9              | 14,6            |
| —                 | 46306             | 30          | 72  | 19 | 2   | 1              | —                    | —               | 32,6              | 18,3            |
| —                 | 46307             | 35          | 80  | 21 | 2,5 | 1,2            | —                    | —               | 42,6              | 24,7            |
| 36308             | 46308             | 40          | 90  | 23 | 2,5 | 1,2            | 53,9                 | 32,8            | 50,8              | 30,1            |
| —                 | 46309             | 45          | 100 | 25 | 2,5 | 1,2            | —                    | —               | 61,4              | 37,0            |
| —                 | 46310             | 50          | 110 | 27 | 3   | 1,5            | —                    | —               | 71,8              | 44,0            |
| —                 | 46311             | 55          | 120 | 29 | 3   | 1,5            | —                    | —               | 82,8              | 51,6            |
| —                 | 46312             | 60          | 130 | 31 | 3,5 | 2              | —                    | —               | 100,0             | 65,3            |
| —                 | 46313             | 65          | 140 | 33 | 3,5 | 2              | —                    | —               | 113,0             | 75,0            |
| —                 | 46314             | 70          | 150 | 35 | 3,5 | 2              | —                    | —               | 127,0             | 85,3            |
| —                 | 46316             | 80          | 170 | 39 | 3,5 | 2              | —                    | —               | 136,0             | 99,0            |

Пример обозначения подшипника 36209:  
Подшипник 36209 ГОСТ 831-75