

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФГБОУ ВО «ЮГОРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт технических  
систем и информационных технологий (НОЦ)  
Кафедра строительных и транспортных комплексов

Утверждены  
на заседании кафедры  
«Строительных и транспортных комплексов»  
« 15 » сентября 2017 г., протокол № 1.

Заведующий кафедрой  
К. Г. Горгоц

**Отчет по практическим занятиям**

**по дисциплине**

**Прикладная механика**

**Механические передачи**

Направление подготовки  
23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Выполнил студент группы зб-2301 Пономарев И.С. \_\_\_\_\_

Проверил Горгоц К.Г. \_\_\_\_\_

Ханты-Мансийск

2023 г.

## **1 Кинематический и силовой расчёт расчет привода. Выбор электродвигателя**

При проектировании машинных агрегатов возникают следующие задачи:

- выбор энергетической установки обеспечивающей выполнение заданных функций;
- подбор необходимого числа кинематических пар, обеспечивающих передаточное число при котором выходные звенья перемещаются с требуемыми скоростями.

При этом необходимо обеспечить следующие основные общетехнические требования, предъявляемые к машинным агрегатам:

- минимальное количество звеньев, обеспечивающих эксплуатационные свойства;
- минимальный вес и стоимость;
- максимальный коэффициент полезного действия.

Цель работы: Изучить методику расчёта силовых и кинематических параметров привода.

Содержание работы:

- проанализировать структуру привода (рис. 2.1 – рис.2.8), определив типы и количество входящих в них звеньев;
- определить направление вращения элементов привода при заданном направлении вращения ведущего вала;
- определить передаточные числа ступеней и привода в целом по данным, представленным в таблицах 2.1 - 2.8;
- рассчитать общий коэффициент полезного действия привода;
- рассчитать мощность и крутящий момент на выходном валу привода, его частоту вращения с учётом параметров электродвигателей, представленных в табл. 2.9.

В отчёте по практической работе представить:

- кинематические схемы приводов с указанием направление вращения элементов;
- передаточные числа ступеней и привода в целом;
- расчёт общего коэффициента полезного действия привода;
- расчёт мощности на выходном валу привода и его частоты вращения.

**Кинематические схемы механических передач  
и исходные данные для расчета по вариантам 1 - 10**

Вариант 5

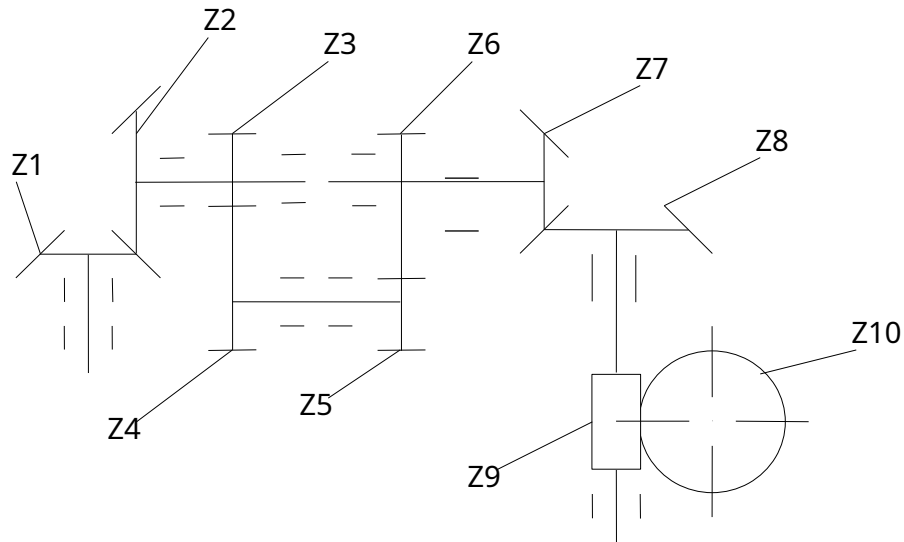


Таблица 2.5- Исходные данные для расчета механической передачи по варианту 5

|                           | Варианты |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|---------------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
|                           | 1        | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8   | 9   | 10  |
| $z_1$                     | 25       | 15  | 17  | 20  | 22  | 15  | 20  | 24  | 20  | 17  |
| $z_2$                     | 100      | 60  | 107 | 36  | 99  | 30  | 56  | 76  | 112 | 31  |
| $z_3$                     | 22       | 20  | 20  | 24  | 22  | 18  | 25  | 17  | 16  | 15  |
| $z_4$                     | 60       | 60  | 50  | 48  | 110 | 54  | 100 | 68  | 32  | 75  |
| $z_5$                     | 18       | 25  | 20  | 20  | 18  | 22  | 15  | 17  | 15  | 25  |
| $z_6$                     | 42       | 75  | 100 | 20  | 36  | 22  | 60  | 68  | 60  | 100 |
| $z_7$                     | 15       | 20  | 25  | 18  | 20  | 18  | 25  | 17  | 16  | 15  |
| $z_8$                     | 60       | 60  | 50  | 36  | 100 | 36  | 25  | 34  | 48  | 30  |
| $z_9$                     | 1        | 2   | 2   | 4   | 1   | 2   | 4   | 2   | 2   | 1   |
| $z_{10}$                  | 28       | 72  | 66  | 100 | 26  | 56  | 90  | 44  | 64  | 24  |
| $\omega_1, \text{с}^{-1}$ | 200      | 150 | 300 | 350 | 250 | 100 | 300 | 150 | 200 | 250 |
| $P_1, \text{кВт}$         | 2,0      | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 5,5 | 6,0 | 6,5 |

Для расчетов принимаются следующие значения к.п.д.: для пары цилиндрических колес  $\eta_{ц} = 0,97$ ; для пары конических колес  $\eta_{к} = 0,95$ ; для червячной передачи при одно-, двух-, четырехзаходном червяке – соответственно  $\eta_{ч} = 0,7; 0,75; 0,8$ ; для пары подшипников качения  $\eta_{п} = 0,99$ .

Таблица 2.9 – Мощности трёхфазных асинхронных двигателей серии 4А, кВт

| Синхронная частота вращения, об/мин | Тип двигателя |            |            |            |           |
|-------------------------------------|---------------|------------|------------|------------|-----------|
|                                     | 56 В          | 63 А, В    | 71 А, В    | 80 А, В    | 90 L      |
| 3000                                | 0,25          | 0,37; 0,55 | 0,75; 1,1  | 1,5; 2,2   | 3,0       |
| 1500                                | -             | 0,25; 0,37 | 0,55; 0,75 | 1,1; 1,5   | 2,2       |
| 1000                                | -             | 0,25       | 0,37; 0,55 | 0,75; 1,1  | 1,5       |
| 750                                 | -             | -          | 0,25       | 0,37; 0,55 | 0,75; 1,1 |

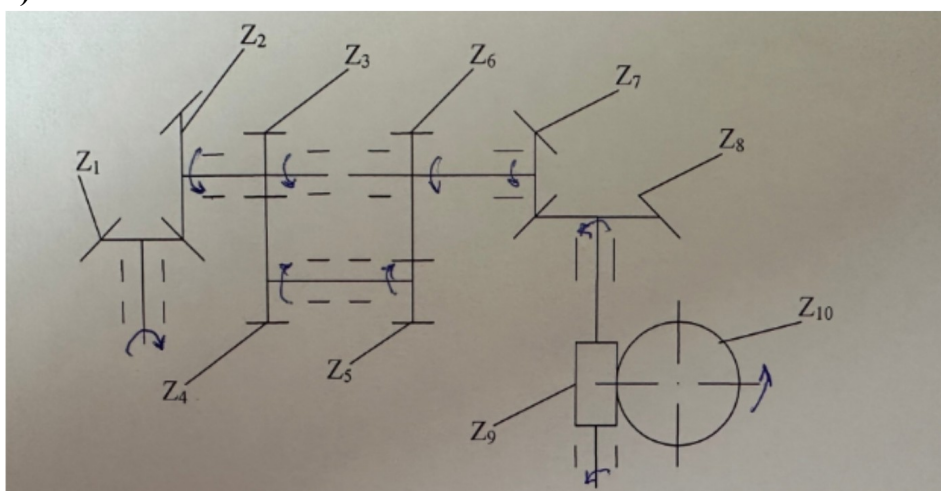
| Синхронная частота вращения, об/мин | Тип двигателя |               |       |       |       |
|-------------------------------------|---------------|---------------|-------|-------|-------|
|                                     | 100 S, L      | 112 М, МА, МВ | 132 S | 132 М | 160 S |
| 3000                                | 4,0; 5,5      | 7,5           | -     | -     | -     |
| 1500                                | 3,0; 4,0      | 5,5           | 7,5   | -     | -     |
| 1000                                | 2,2           | 3,0; 4,0      | 5,5   | 7,5   | -     |
| 750                                 | 1,5           | 2,2; 3,0      | 4,0   | 5,5   | 7,5   |

**Решение**

1)

- 1 звено- коническая передача
- 2 звено- цилиндрическая перередача
- 3 звено- цилиндрическая перередача
- 4 звено- коническая передача
- 5 звено- червячная перередача
- и 6 пар подшипников

2)



**3) Передаточные числа**

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{99}{22} = 4,5$$

$$i_2 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{110}{18} = 6,1$$

$$i_3 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{36}{18} = 2$$

$$i_4 = \frac{z_8}{z_7} = \frac{100}{20} = 5$$

$$i_5 = \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{26}{1} = 26$$

#### 4) Общий КПД

$$\eta = \eta_{\text{кон}} * \eta_{\text{цпл}} * \eta_{\text{цпл}} * \eta_{\text{кон}} * \eta_{\text{черв}} - (\eta)_{\text{подшип}}^6 = 0,95 * 0,97 * 0,97 * 0,95 * 0,7 * (0,99)^6 = 0,965$$

#### 5)

Дано:

$$P = 4 \text{ кВт}$$

$$\omega = 250 \text{ с}^{-1}$$

$$n = 2388,5$$

$$\text{ДВИГ-ЛЬ} = 100\text{S}, n_{\text{двиг-ль}} = 3000$$

$$0,95 = \frac{N_2}{4000}, \Rightarrow N_2 = 4000 * 0,95 = 3800 \text{ Вт}$$

$$0,97 = \frac{N_3}{3800}, \Rightarrow N_3 = 3800 * 0,97 = 3686 \text{ Вт}$$

$$N_4 = 3686 * 0,97 = 3575 \text{ Вт}$$

$$N_5 = 3575 * 0,95 = 3396,6 \text{ Вт}$$

$$N_6 = 3396,6 * 0,7 = 2377,7 \text{ Вт} - \text{мощность на выходном валу}$$

$$N = 4000 * 0,95 * 0,97 * 0,97 * 0,95 * 0,7 = 2377,7 \text{ Вт}$$

$$N = M \omega$$

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{4000}{250} = 16$$

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}; \omega = 0,35$$

$$\omega_1 = \frac{\omega}{i_1 * i_2 * i_3 * i_4 * i_5} = \frac{250}{4,5 * 6,1 * 2 * 5 * 26} = 0,035$$

$$M_1 = \frac{M_2 * \omega_2}{\eta * \omega_1} = \frac{16 * 250}{0,5944 * 0,035} = 192270$$

## 2 Анализ конструкции ременной передачи. Расчёт клиноремённой передачи

Цель работы: Изучить конструкцию и методику расчёта клиноремённых передач.

Содержание работы:

- по выданному чертежу проанализировать конструкцию клиноремённой передачи;
- определить направление вращения элементов клиноремённой передачи при заданном направлении вращения ведущего вала;
- определить передаточное число клиноремённой передачи;
- по выданному варианту индивидуального задания (таблица 3.1.) рассчитать основные параметры клиноремённой передачи.

Таблица 3.1 - Исходные данные по вариантам

| № вариантов индивидуальных заданий | Значение параметра         |                            |                                       |   |                          |
|------------------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------------------|---|--------------------------|
|                                    | Диаметр ведомого шкива, мм | Диаметр ведущего шкива, мм | Крутящий момент на ведущем шкиве, Н.м | Частота вращения ведущего шкива, об/мин | Межосевое расстояние, мм |
| 1                                  | 110                        | 80                         | 80                                    | 40                                      | 210                      |
| 2                                  | 115                        | 80                         | 85                                    | 45                                      | 220                      |
| 3                                  | 120                        | 80                         | 90                                    | 30                                      | 260                      |
| 4                                  | 125                        | 85                         | 85                                    | 35                                      | 265                      |
| 5                                  | 130                        | 90                         | 90                                    | 40                                      | 265                      |
| 6                                  | 135                        | 90                         | 85                                    | 35                                      | 265                      |
| 7                                  | 140                        | 100                        | 80                                    | 35                                      | 250                      |
| 8                                  | 140                        | 90                         | 85                                    | 40                                      | 265                      |
| 9                                  | 150                        | 100                        | 90                                    | 35                                      | 260                      |
| 10                                 | 155                        | 110                        | 85                                    | 40                                      | 270                      |
| 11                                 | 160                        | 115                        | 90                                    | 45                                      | 280                      |
| 12                                 | 165                        | 110                        | 95                                    | 30                                      | 300                      |
| 13                                 | 170                        | 90                         | 80                                    | 40                                      | 280                      |
| 14                                 | 175                        | 115                        | 85                                    | 45                                      | 290                      |
| 15                                 | 180                        | 120                        | 90                                    | 30                                      | 260                      |
| 16                                 | 185                        | 125                        | 85                                    | 45                                      | 250                      |
| 17                                 | 190                        | 130                        | 90                                    | 30                                      | 260                      |
| 18                                 | 195                        | 135                        | 95                                    | 40                                      | 270                      |
| 19                                 | 200                        | 140                        | 100                                   | 45                                      | 280                      |
| 20                                 | 205                        | 145                        | 105                                   | 40                                      | 290                      |
| 21                                 | 210                        | 150                        | 110                                   | 45                                      | 300                      |
| 22                                 | 215                        | 155                        | 115                                   | 30                                      | 310                      |
| 23                                 | 220                        | 160                        | 120                                   | 35                                      | 320                      |
| 24                                 | 225                        | 165                        | 125                                   | 40                                      | 330                      |
| 25                                 | 230                        | 170                        | 130                                   | 35                                      | 340                      |
| 26                                 | 235                        | 175                        | 135                                   | 35                                      | 350                      |
| 27                                 | 240                        | 180                        | 140                                   | 40                                      | 360                      |

|    |     |     |     |    |     |
|----|-----|-----|-----|----|-----|
| 28 | 245 | 185 | 140 | 35 | 370 |
| 29 | 250 | 190 | 150 | 40 | 380 |
| 30 | 255 | 195 | 155 | 45 | 390 |

## Решение

Выбираем профиль ремня по таблице 3.2 и диаметр малого шкива  $d_1=190$  мм  
Принимаем ремень SPC

Скорость ремня при работе передачи составляет:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 190 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 14,92 \text{ м/с},$$

где  $d_1$  – диаметр меньшего шкива мм;

$n_1$  - частота вращения ведущего шкива (электродвигателя), мин-1.

Она не превышает допустимую, равную 40м/с.

Длина ремня рассчитывается по формуле:

$$L = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 380 + \frac{\pi(250+190)}{2} + \frac{(250-190)^2}{4 \cdot 380} = 1453,17 \text{ мм}.$$

Округляется длина ремня до ближайшего стандартного значения по ряду длин ремней, совпадающему с рядом нормальных линейных размеров Ra20 [3]. Принимается  $L = 630$  мм. По таблице 3.1 проверяется соответствие принятого значения диапазону длин ремней профиля SPZ.

Уточнение межосевого расстояния:

$$\alpha = \frac{L - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L - \pi d_{cp})^2 - 8 \Delta^2} = \frac{2000 - \pi(250+190)}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{66}$$

Определение номинальной мощности, передаваемой одним ремнем в типовых условиях осуществляется по графику, представленному на рисунке 3.1[1] Её величина  $P_{ном}$  составляет 9кВт.

Угол охвата ремнем малого шкива рассчитывается по формуле

$$\alpha = 180^\circ - \frac{\Delta}{a} 57,3 = 175,5^\circ.$$

Его величина не должна быть менее  $120^\circ$ .В

Скорость ремня рассчитывается по формуле

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = 3,14 \cdot 190 \cdot 1500 / 60 \cdot 1000 = 14,9 \text{ м/сек}^2.$$

Допускаемая скорость для данного типа ремней составляет 25 м/сек.

Определяется количество клиновых ремней  $K_p$

$$K_p = P_{ном} / [P_{\Pi}] = 9 / 4 = 2,25 \approx 3.$$

Силы предварительного натяжения ремней рассчитываются по формуле

$$F_0 = 850 P_{ном} C_1 / K_p = 850 * 9 * 1/5 * 4,95 * 0,91 * 1,04 = 159 \text{ Н.}$$

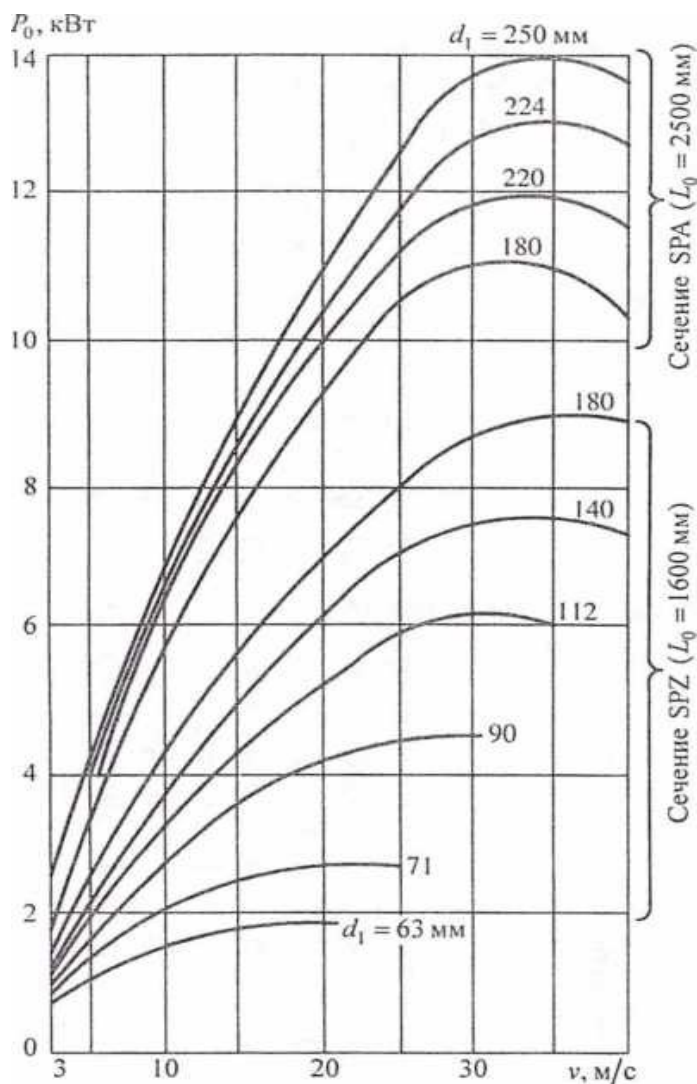
Величины коэффициентов  $C_1$ ,  $C_a$ , и  $C_p$  определяются по таблице 5,2 [4].

Силы, действующие на валы, рассчитываются по формуле

$$F_{оп} = 2 F_0 K_p \sin(\alpha/2) = 2 * 159 * 3 * 0,999 = 953 \text{ Н.}$$

Окружная сила, передаваемая комплектом ремней, составляет

$$F_t = (P_{ном} 10^3) / v = 9 * 1000 / 14,9 = 604 \text{ Н.}$$





### 3 Анализ конструкции цепной передачи. Расчет цепной передачи

Цель работы: Изучить конструкцию и методику расчёта цепной передачи.

Содержание работы:

- проанализировать конструкцию цепной передачи;
- определить направление вращения элементов цепной передачи при заданном направлении вращения ведущего вала;
- определить передаточное число цепной;
- по выданному варианту индивидуального задания (таблица 4.1.) рассчитать основные параметры цепной передачи.

Исходные данные по вариантам представлены в таблице 4.1.

Таблица - 4.1 Исходные данные для расчёта по вариантам

| № вариантов<br>индивидуальных<br>заданий | Вращающий<br>момент, $T_1$<br>Н*м | Частота<br>вращения,<br>$n_{1\text{мин}}^{-1}$ | Передаточное<br>отношение, $u$ | Угол | Межосевое<br>расстояние,<br>$a$ |
|--|-----------------------------------|--|--------------------------------|------|---------------------------------|
| 1  | 400                               | 30   | 2.8                            | 35   | 1100                            |
| 2  | 410                               | 32   | 2.9                            | 40   | 1200                            |
| 3  | 420                               | 34   | 3.0                            | 45   | 1300                            |
| 4  | 430                               | 36   | 3.1                            | 35   | 1400                            |
| 5  | 440                               | 38   | 3.2                            | 40   | 1500                            |
| 6  | 400                               | 40   | 2.8                            | 45   | 1600                            |
| 7  | 410                               | 42   | 2.9                            | 35   | 1650                            |
| 8  | 420                               | 40   | 3.0                            | 40   | 1700                            |
| 9  | 430                               | 38   | 3.1                            | 45   | 1750                            |
| 10                                       | 440                               | 36   | 3.2                            | 35   | 1700                            |
| 11                                       | 400                               | 34   | 2.8                            | 40   | 1650                            |
| 12                                       | 410                               | 32   | 2.9                            | 45   | 1600                            |
| 13                                       | 420                               | 30   | 3.0                            | 35   | 1500                            |
| 14                                       | 430                               | 32   | 3.1                            | 40   | 1400                            |
| 15                                       | 440                               | 34   | 3.2                            | 45   | 1300                            |
| 16                                       | 450                               | 36   | 3,3                            | 40   | 1500                            |
| 17                                       | 460                               | 38   | 3,4                            | 35   | 1600                            |
| 18                                       | 470                               | 40   | 3,5                            | 40   | 1650                            |
| 19                                       | 480                               | 42   | 3,6                            | 45   | 1700                            |
| 20                                       | 490                               | 44   | 3,7                            | 40   | 1750                            |

|  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|--|
|  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|--|

**Решение.**

Величина шага однорядной цепи рассчитывается предварительно по формуле

$$P = 4,5 \sqrt[3]{T_1} = 4,5 \sqrt[3]{440} = 34,2 \text{ мм.}$$

В соответствии с таблицей 4.2 основных параметров приводных роликовых цепей принимается цепь марки ПР-38,1-12700 шагом звена равным 38,1 мм. Площадь проекции шарнира (А) такого звена составляет 395 мм<sup>2</sup>, расстояние между внутренними пластинами цепи (В<sub>вн</sub>) - 25,4 мм.

Числа зубьев малой (ведущей) и большой (ведомой) звездочек рассчитываются по формулам

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3,2 = 23, \quad z_2 = z_1 u = 23 \cdot 3,2 = 74.$$

Таблица 4.2 - Основные параметры приводных роликовых цепей

| Обозначение цепи  | А, мм <sup>2</sup> | В <sub>вн</sub> , мм |
|-------------------|--------------------|----------------------|
| ПР-8-460          | 11                 | 3,00                 |
| ПР-9,525-910      | 28                 | 5,72                 |
| ПР-12,7-900-1     | 17,9               | 2,4                  |
| ПР-12,7-900-2     | 21                 | 3,30                 |
| ПР-12,7-1820-1    | 40                 | 5,4                  |
| ПР-12,7-1820-2*   | 50                 | 7,75                 |
| ПР-15,875-2270-1  | 55                 | 6,48                 |
| ПР-15,875-2270-2* | 71                 | 9,65                 |
| ПР-19,05-3180*    | 105                | 12,7                 |
| ПР-25,4-5670*     | 180                | 15,88                |
| ПР-31,75-8850*    | 260                | 19,05                |
| ПР-38,1-12700*    | 395                | 25,4                 |
| ПР-44,45-17240*   | 475                | 25,4                 |
| ПР-50,8-22680*    | 645                | 31,75                |

**Примечание:** \* цепи могут изготавливаться двух- и трехрядные.

Величина коэффициента эксплуатации ( $K_3$ ) рассчитывается в соответствии с рекомендациями [4, табл. 5.7]. В данном примере

$$K_3 = K_0 * K_c * K_\theta * K_{рез} * K_{см} * K_{реж} = 1,3 * 1,0 * 1,25 * 0,8 * 1,0 = 1,3,$$

где  $K_0$  – коэффициент, учитывающий характер передаваемой нагрузки, принимается для переменных нагрузок 1,3;

$K_c$ - коэффициент, учитывающий характер смазки, для капельного способа его величина равна 1,0;

$K_\theta$ - коэффициент, учитывающий наклон линии центров звёздочек передачи, при  $60^\circ$  его величина составляет 1,25;

$K_{рег}$  - коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния валов, при регулировке нажимными звёздочками его величина составляет 0,8;

$K_{реж}$  - коэффициент, учитывающий режим работы передачи, при односменном режиме его величина составляет 1,0;

Делительный диаметр малой звездочки рассчитывается по формуле

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{34,2}{\sin\left(\frac{180^\circ}{23}\right)} = 251,29 \text{ мм.}$$

Окружная сила на звездочке рассчитывается по формуле

$$F_1 = \frac{2 * 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 * 10^3 * 440}{251,29} = 3502 \text{ Н.}$$

Условное давление в шарнирах цепи рассчитывается по формуле

$$p = \frac{K_3 F_1}{A} = \frac{1,3 * 3502}{395} = 11,53 \text{ МПа} < [P],$$

где  $[P] = 29 \text{ МПа}$  – допускаемое давление в шарнирах (таблица 4.3).

Таблица 4.3 - Допускаемое давление в шарнирах цепи  $[P]$  в зависимости от шага и частоты вращения ведущих колес

| Шаг $P$ , мм | Частота вращения малой звездочки, $\text{мин}^{-1}$ |      |      |      |     |      |      |
|--------------|---|------|------|------|-----|------|------|
|              | 50  | 200  | 400  | 600  | 800 | 1000 | 1200 |
| 12,7-15,875  | 35  | 31,5 | 28,5 | 26   | 24  | 22,5 | 20   |
| 19,05-25,4   | 35  | 30   | 26   | 23,5 | 21  | 19   | 17,5 |

|            |    |    |    |      |      |      |    |
|------------|----|----|----|------|------|------|----|
| 31,75-38,1 | 35 | 29 | 24 | 21   | 18,5 | 16,5 | 15 |
| 44,45-50,8 | 35 | 26 | 21 | 17,5 | 15   | -    | -  |

Делительный диаметр большой звездочки рассчитывается по формуле:

$$d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{34,2}{\sin\left(\frac{180^\circ}{74}\right)} = 807 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов звездочек рассчитываются по формулам

$$d_{a1} = P \left( 0,5 + ct \operatorname{g} \left( \frac{180^\circ}{z_1} \right) \right) = 34,2 \left( 0,5 + ct \operatorname{g} \left( \frac{180^\circ}{23} \right) \right) = 266,76 \text{ мм,}$$

$$d_{a2} = P \left( 0,5 + ct \operatorname{g} \left( \frac{180^\circ}{z_2} \right) \right) = 34,2 \left( 0,5 + ct \operatorname{g} \left( \frac{180^\circ}{74} \right) \right) = 822,85 \text{ мм,}$$

Ширины зуба звездочек рассчитывается по формуле

$$b_1 = 0,9 B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,9 * 25,4 - 0,15 = 22,71 \text{ мм.}$$

Числа звеньев цепи рассчитывается по формуле

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + i$$

Принимается  $W=136$ .

Величина уточнённого межосевого расстояния составит

$$a^i = \frac{P}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2} \right] = i \frac{34,2}{4} \left[ 136 - \frac{23+74}{2} + \sqrt{\left( 136 - \frac{23+74}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{7}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Цепь должна иметь некоторое провисание. Для этого межосевое расстояние  $a^*$  уменьшается на  $\Delta = 0,003 a^i = 5 \text{ мм}$ .

Окончательное значение межосевого расстояния  $a = a^i - \Delta = 1798 \text{ мм}$ .

Сила действующая на валы передачи рассчитывается по формуле

$$F_{\Sigma} = k_B F_1 = 1,05 * 3502 = 3677 \text{ Н,}$$

где  $k_B$  – коэффициент, учитывающий массу цепи. В данном случае принимается как для вертикальной равным 1,05. Для горизонтальной  $k_B=1,15$ .

## 6 Анализ конструкции и геометрии червячной передачи. Расчёт червячной передачи

Цель работы: Изучить конструкцию и методику расчёта червячной передачи.

Содержание работы:

- проанализировать конструкцию червячной передачи;
- определить направление вращения элементов червячной передачи при заданном направлении вращения ведущего вала;
- определить передаточное число червячной передачи;
- по выданному варианту индивидуального задания (таблица 7.1.) рассчитать основные параметры червячной передачи.

Таблица - 6.1 Исходные данные для расчёта по вариантам

| № вариантов индивидуальны х заданий | Вращающий момент на валу червяка, $T_2$ , Н*м | Частота вращения вала колеса, $n_2$ , мин <sup>-1</sup> | Передаточное отношение, $u$ | Расчётный ресурс передачи, $L_h$ , ч |
|-------------------------------------|---|---|-----------------------------|--------------------------------------|
| 1                                   | 300   | 50  | 25                          | 15000                                |
| 2                                   | 310   | 55  | 26                          | 16000                                |
| 3                                   | 320   | 60  | 27                          | 17000                                |
| 4                                   | 330   | 65  | 28                          | 18000                                |
| 5                                   | 340   | 70  | 29                          | 19000                                |
| 6                                   | 350   | 75  | 30                          | 20000                                |
| 7                                   | 360   | 80  | 31                          | 15000                                |
| 8                                   | 370   | 85  | 32                          | 16000                                |
| 9                                   | 380   | 80  | 31                          | 17000                                |
| 10                                  | 390   | 75  | 30                          | 18000                                |
| 11                                  | 400   | 70  | 29                          | 19000                                |
| 12                                  | 410   | 65  | 28                          | 20000                                |
| 13                                  | 420   | 60  | 27                          | 15000                                |
| 14                                  | 430   | 55  | 26                          | 16000                                |
| 15                                  | 440   | 50  | 25                          | 17000                                |
| 16                                  | 430   | 60  | 27                          | 18000                                |
| 17                                  | 420   | 65  | 29                          | 19000                                |
| 18                                  | 410   | 70  | 32                          | 20000                                |
| 19                                  | 400   | 75  | 34                          | 15000                                |

|    |     |    |    |       |
|----|-----|----|----|-------|
|    |     |    |    |       |
| 20 | 390 | 80 | 36 | 16000 |
| 21 | 380 | 90 | 34 | 17000 |

### Примеррасчета

Рассчитать передачу одноступенчатого червячного редуктора. Вращающий момент на валу червячного колеса составляет  $T_2 = 350 \text{ Н*м}$ . Частота вращения вала колеса  $n_2 = 75 \text{ мин}^{-1}$ . Расчётный ресурс передачи  $L = 14000 \text{ ч}$ . Передаточное число редуктора  $u = 30$ .

Режим нагружения передачи – постоянный. Производство редуктора – серийное. Профиль витков червяка  $Z_1$ .

Решение.

Выбор числа заходов червяка. Число заходов червяка  $Z_1$  выбирается в зависимости от передаточного числа  $u$  в соответствии со следующими рекомендациями:

| Параметр                          | Рекомендуемые величины параметров |         |        |
|-----------------------------------|-----------------------------------|---------|--------|
| Передаточное число редуктора, $u$ | 8...14                            | 14...30 | Св. 30 |
| Число заходов червяка, $Z_1$      | 4                                 | 2       | 1      |

Для рассматриваемого варианта принимается  $Z_1 = 2$ .

Число зубьев червячного колеса  $Z_2$  определяется по формуле

$$Z_2 = Z_1 u = 2 * 30 = 60.$$

Рассчитывается частота вращения вала червяка  $n_1$  по формуле

$$n_1 = n_2 Z_2 / Z_1 = 75 * 60 / 2 = 2250 \text{ мин}^{-1}.$$

Суммарное число циклов нагружения зубьев червячного колеса определяется по формуле

$$N_{\Sigma} = 60 L n_2 = 60 * 14000 * 75 = 6,3 * 10^7.$$

Предварительное значение скорости скольжения в зоне зацепления зубьев червяка и червячного колеса определяется по формуле

$$V_{ск} = \frac{4,5 n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,5 * 2250}{10^4} \sqrt[3]{350} = 7,14 \text{ м/с}.$$

Производится выбор материалов для проектируемых деталей. Для изготовления червяка принимается сталь марки 18ХГЦ, подвергаемая цементации с последующей закалкой до

твердости поверхности 56...63 HRC. Боковые поверхности зубьев червяка подвергаются шлифованию и полированию.

Скорость скольжения в зоне зацепления зубьев червяка и червячного колеса  $V_{ск} > 5$  м/с, в связи с этим для изготовления зубчатого венца червячного колеса выбирается оловянистая бронза марки Бр.О10Ф1 с временным сопротивлением  $\sigma_b = 250$  МПа и пределом текучести  $\sigma_T = 200$  МПа [1].

Величина допустимого контактного напряжения в зубьях венца червячного колеса рассчитывается по формуле

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_s C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_\Sigma}} = 0,9 \cdot 250 \cdot 0,83 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{6,3 \cdot 10^7}} = 149,4 \text{ МПа},$$

где  $C_v$  коэффициент, учитывающий интенсивность износа зубьев венца червячного колеса. Величины коэффициента  $C_v$  выбирается в зависимости от  $V_{ск}$  в соответствии со следующими рекомендациями:

| Параметр | Рекомендуемые величины параметров |      |      |      |      |      |      |          |
|----------|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|----------|
| $V_{ск}$ | $\leq 1$                          | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | $\geq 8$ |
| $C_v$    | 1,33                              | 1,21 | 1,11 | 1,02 | 0,95 | 0,88 | 0,83 | 0,8      |

Величина допустимого напряжения для расчета на изгиб зубьев венца червячного колеса рассчитывается по формуле

$$[\sigma_F] = (0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_s) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_\Sigma}} = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 250) \sqrt[9]{\frac{10^6}{6,3 \cdot 10^7}} = 119,2 \text{ МПа}.$$

Для постоянного режима нагружения значение коэффициента нагрузки принимается предварительно  $K = 1$ .

1 Межосевое расстояние рассчитывается по формуле

$$a_w \approx 610 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{z_1 z_2}}$$

Полученное значение  $a_w$  округляем до ближайшего из ряда стандартных межосевых расстояний: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 255; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500. Принимаем  $a_w = 160$  мм.

1 Величина осевого модуля рассчитывается по формуле

$$m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2} = (1,4 \dots 1,7) \frac{160}{60} = (3,73 \dots 4,53) \text{ мм}.$$

В соответствии с рекомендациями табл. 6.2 принимается стандартное значение модуля  $m = 4$  мм

Таблица 6.2 - Значение модулей  $m$  и коэффициентов диаметра червяка  $q$

| $m$                | $q$                        | $m$         | $q$                 |
|--------------------|----------------------------|-------------|---------------------|
| 1,6                | 10; 12,5; 16; 20           | 8; 10; 12,5 | 8; 10; 12,5; 16; 20 |
| 2; 2,5; 3,15; 4; 5 | 8; 10; 12,5; 16; 20        | 16          | 10; 12,5; 16;       |
| 6,3                | 8; 10; 12,5; 14; 16;<br>20 | 20          | 8; 10               |

Величина коэффициента диаметра червяка рассчитывается по формуле

$$q = \frac{2a_w - mz_2}{m} = \frac{2*160 - 4*60}{4} = 20.$$

Принимается  $q = 20$ , как соответствующее стандартному значению.

Величина коэффициента смещения инструмента рассчитывается по формуле

$$x = \frac{a_w - 0,5m(z_2 + q)}{m} = \frac{160 - 0,5*4*(60 + 20)}{4} = 0.$$

Допустимые величины коэффициента смещения инструмента составляют от -1 до 1.

Углы подъема витков червяка рассчитываются по следующим формулам:

на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{20}\right) = 6^\circ.$$

на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) = \arctg\left(\frac{2}{20 + 2*0}\right) = 6^\circ$$

Начальный диаметр червяка  $d_{w1}$  рассчитывается по формуле

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 4(20 + 2*0) = 80 \text{ мм};$$

Длильный диаметр колеса  $d_2$  рассчитывается по формуле

$$d_2 = m z_2 = 4*60 = 240 \text{ мм}.$$

Окружная скорость на делительном диаметре колеса  $v_2$  рассчитывается по формуле

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60*1000} = \frac{\pi 240*75}{60*1000} = 0,942 \text{ м/с}$$

Для скоростей  $v_2 < 3 \text{ м/с}$  величина коэффициента динамичности принимается равной  $K_v = 1$ .

18. Величина коэффициента нагрузки составляет

$$K = K_\beta K_v = 1*1 = 1,$$

где  $K_\beta$  – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба. При постоянной нагрузке его величина принимается равной  $K_\beta = 1$ .



Уточнённая скорость скольжения в зацеплении составит

$$v_{ск} = \frac{\pi m (q+2x) n_1}{60 * 1000 \cos \gamma_\omega} = \frac{\pi * 4 * (20+2*0) * 2250}{60 * 1000 * 0,995} = 9,47 \frac{м}{с}$$

Уточнённое допустимое контактное напряжение в зубьях венца червячного колеса составит

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_s C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_\Sigma}} = 0,9 * 2500,8 \sqrt[8]{\frac{10^7}{6,3 * 10^7}} = 143 \text{ МПа}$$

Величина расчетных контактных напряжений в зубьях венца червячного колеса составит

$$\sigma_H = \frac{5400 (q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[ \frac{z_2 + q + 2x}{(q+2x) a_w} \right]^3 K T_2} = \frac{5400 (20+2*0)}{60} \sqrt{6,6} = 133,1 \text{ МПа}$$

Допустимое контактное напряжение в зубьях венца червячного колеса (143 МПа) превышает расчетное контактное напряжение (133,1 МПа), следовательно, размеры передачи выбраны правильно и не требуют корректировки.

Величина коэффициента полезного действия червячной передачи рассчитывается по формуле

$$\eta_{\square} = \frac{\text{tg } \gamma_\omega}{\text{tg } (\gamma_\omega + \varphi_1)} = \frac{\text{tg } 6}{\text{tg } (6+1,5)} = 0,77$$

где  $\varphi_1 = 1,5^\circ$  - приведенный угол трения. Для скорости скольжения  $v_{ск} = 7,17 \text{ м/с}$  его величина составляет  $\varphi_1 = 1,5^\circ$  (табл. 6.3).

Таблица 6.3 – Величины приведенных углов трения между стальным червяком и червячным колесом из бронзы

| $v_{ск}, \text{ м/с}$ | $\varphi_1$ | $v_{ск}, \text{ м/с}$ | $\varphi_1$ | $v_{ск}, \text{ м/с}$ | $\varphi_1$ |
|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------|
| 0,01                  | 5,7...6,8°  | 1                     | 2,5...3,2°  | 4                     | 1,3...1,7°  |
| 0,1                   | 4,5...5,2°  | 1,5                   | 2,3...2,8°  | 7                     | 1...1,5°    |
| 0,25                  | 3,7...4,3°  | 2                     | 2...2,5°    | 10                    | 0,9...1,3°  |
| 0,5                   | 3,2...3,7°  | 3                     | 1,5...2°    | 15                    | 0,8...1,2°  |

Силы, действующие в зацеплении червяка и червячного колеса, рассчитываются по формулам:

для окружной силы на колесе, равной осевой силе на червяке

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 T_2 10^3}{d_2} = \frac{2 * 350 * 10^3}{240} = 2916 \text{ Н}$$

для окружной силы на червяке, равной осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 T_1}{d_2} = \frac{2000 T_2}{u \eta m (q+2x)} = \frac{2000 * 350}{30 * 0,77 * 4 (20+2*0)} = 378,8 \text{ Н}$$

радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 2916 \operatorname{tg} 20^\circ = 1061 \text{ Н}$$

Далее осуществляется проверка прочности зубьев червячного колеса по напряжению изгиба.

Рассчитывается эквивалентное число зубьев колеса по формуле

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{60}{\cos^3 6} = 61.$$

Величина напряжения изгиба у основания зуба составит

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K \cos \gamma_w Y_F}{1,3 m^2 (q+2x)} = \frac{2916 * 1 * \cos 6^\circ * 1,4}{1,3 * 4^2 (20+2*0)} = 9,8 \text{ МПа}$$

где  $Y_F$ - коэффициент, учитывающий форму зубьев, выбирается из таблицы 6.4. В рассматриваемом примере  $Y_F = 1,4$ .

Таблица 6.4 – Величины коэффициента, учитывающего форму зубьев

| $z_v$ | $Y_F$ | $z_v$ | $Y_F$ | $z_v$ | $Y_F$ | $z_v$ | $Y_F$ |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 20    | 1,98  | 30    | 1,76  | 40    | 1,55  | 80    | 1,34  |
| 24    | 1,88  | 32    | 1,71  | 45    | 1,48  | 100   | 1,30  |
| 26    | 1,85  | 35    | 1,64  | 50    | 1,45  | 150   | 1,27  |
| 28    | 1,80  | 37    | 1,61  | 60    | 1,40  | 300   | 1,24  |

Величина напряжения изгиба у основания зубавенца червячного колеса значительно меньше величины допустимого напряжения для расчета на изгиб

( $\sigma_F < [\sigma_{изг} F]$ ), следовательно, прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

Геометрические размеры червяка и червячного колеса рассчитываются по следующим формулам:

- делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 20 * 4 = 80 \text{ мм};$$

- диаметр вершин витков эвольвентного червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 * 4 = 88 \text{ мм};$$

- диаметры впадин витков эвольвентного червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2m(1 + 0,2 \cos \gamma) = 80 - 2 * 4(1 + 0,2 \cos 6^\circ) = 72,04 \text{ мм};$$

длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m + 3m = (11 + 0,06 * 60) 4 + 3 * 4 = 26,6 \text{ мм},$$

где  $c_1$  и  $c_2$  - коэффициенты, используемые при определении длины нарезной части червяка, выбирается из таблицы 6.5. В рассматриваемом примере  $c_1=11$ ,  $c_2=0,06$ . Для трёх и четырёх заходных червяков величины данных коэффициентов определяются по таблице 6.6.

Таблица 6.5 – Величины коэффициентов для определения длины нарезанной части червяка для одно и двух заходных червяков

| $x$   | -1   | -0,5 | 0    | +0,5 | +1 и более |
|-------|------|------|------|------|------------|
| $c_1$ | 10,5 | 8    | 11   | 11   | 12         |
| $c_2$ | 0,06 | 0,06 | 0,06 | 0,1  | 0,1        |

Таблица 6.6 - Коэффициенты для определения длины нарезанной части для трёх и четырёх заходных червяков

| $x$   | -1   | -0,5 | 0    | +0,5 | +1 и более |
|-------|------|------|------|------|------------|
| $c_1$ | 10,5 | 9,5  | 12,5 | 12,5 | 13         |
| $c_2$ | 0,09 | 0,09 | 0,09 | 0,1  | 0,1        |

Полученное значение  $b_1$  округляется до ближайшего наибольшего из ряда линейных размеров Ra 20 [1],  $b_1=28$  мм.

- диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{f2} = m(z_2 + 2 + 2x) = 4(60 + 2 + 2 \cdot 0) = 248 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{a2} = m(z_2 - 2 - 0,4 \cos \gamma + 2x) = 4(60 - 2 - 0,4 \cos 6 + 2 \cdot 0) = 228,02 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 228,02 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 234,02 \text{ мм}.$$

Полученное значение округляется до ближайшего наибольшего из ряда линейных размеров Ra 40 [1],  $d_{am2} = 240$  мм;

- ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм}$$

Принимается из ряда линейных размеров Ra 20 [1],  $b_2 = 56$  мм.