

## 6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

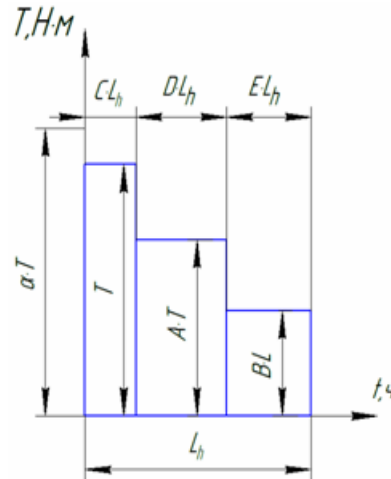
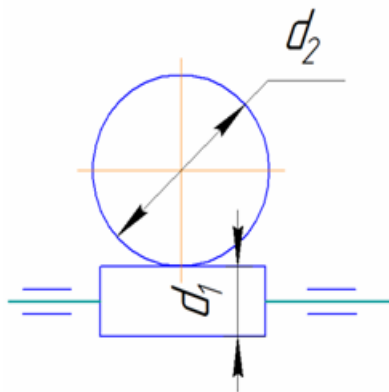


Рисунок 6.1 - Схема червячной передачи

Рисунок 6.2 - График нагрузки

Исходные данные:

1. Угловые скорости вращения валов  $\omega_1=151$  рад/с;  $\omega_2=7,7$  рад/с;
2. Частоты вращения валов,  $n_1=1440$  мин<sup>-1</sup>;  $n_2=74$  мин<sup>-1</sup>;
3. Крутящие моменты валов:  $T_1=33$  Н·м;  $T_2=517$  Н·м;
4. Передаточное число  $U=19,5$

6.1. Определяем крутящие моменты для червяка и червячного колеса с учетом графика нагрузки (Рис. 6.2.)

Червяк:  $T_1 = 33$  Н·м  
 $A \cdot T_1 = 0.7 \cdot 33 = 23$  Н·м  
 $B \cdot T_1 = 0.38 \cdot 33 = 13$  Н·м

Червячное колесо:  $T_2 = 517$  Н·м  
 $A_1 T_2 = 0.7 \cdot 517 = 362$  Н·м  
 $B \cdot T_2 = 0.38 \cdot 517 = 196$  Н·м

6.2. Принимаем число заходов червяка  $Z_1$  и вычисляем число зубьев колеса  $Z_2$ . Число заходов червяка принимается в зависимости от передаточного числа «U» передачи:

### 6.1. Рекомендуемые значения червяка

|       |           |           |        |
|-------|-----------|-----------|--------|
| $Z_1$ | 1         | 2         | 4      |
| U     | 31.5...80 | 16...31.5 | 8...16 |

Для  $U = 19.5$  принимаем  $Z_1 = 2$ .

Число зубьев червячного колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot U = 2 \cdot 19.5 = 39$ .

6.3. Выбор материала.

В зацеплении имеет место трение скольжения, поэтому пара червяк - колесо должна быть антифрикционная.

Червяк намечаем изготавливать из среднеуглеродистой конструкционной стали-Сталь 45 с закалкой и последующим шлифованием

Материал червячного колеса в зависимости от скорости скольжения

$$V_{СК} = (0.02 \dots 0.05) \omega_1,$$

где  $\omega_1$  - угловая скорость червяка,  $\omega_1 = 151$  рад/с

$$V_{СК} = (0.02 \dots 0.05) \cdot 151 = 3.02 \dots 7.55 \text{ м/с.}$$

При такой скорости для зубчатого венца колеса подходит бронза Бр. АЖ9-4Л [ 4 ]

6.4. Выбор допускаемых напряжений на контактную и изгибную прочность материала колеса

$$\begin{aligned} [\sigma]_H &= [\sigma]'_H \cdot K_{HL}; & [\sigma_0]_F &= [\sigma_0]'_F \cdot K_{FL}, \\ \text{Где } [\sigma]'_H &= 155 \text{ МПа} & [4] \\ [\sigma_0]'_F &= 98 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Определяем эквивалентные числа циклов нагружений на контактную и изгибную прочность

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60 \cdot n_2 \cdot L_h (C + A^4 D + B^4 E) = \\ 60 \cdot 74 \cdot 26061 (0.15 + 0.7^4 \cdot 0.35 + 0.38^4 \cdot 0.5) &= 2.8 \cdot 10^7 \\ N_{FE} &= 60 \cdot n_2 \cdot L_n (C + A^9 D + B^9 E) = \\ 60 \cdot 74 \cdot 26061 (0.15 + 0.7^9 \cdot 0.35 + 0.38^9 \cdot 0.5) &= 1.9 \cdot 10^7 \end{aligned}$$

$K_{HL}$  и  $K_{FL}$  - коэффициенты долговечности, определяем [ 4 ]

$$\begin{aligned} K_{HL} &= \sqrt[8]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{2.8 \cdot 10^7}} < 1, \text{ принимаем } K_{HL} = 1 \\ K_{FL} &= \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1.9 \cdot 10^7}} < 1, \text{ принимаем } K_{FL} = 1 \end{aligned}$$

тогда  $[\sigma]_H = 155 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma_0]_F = 98 \text{ МПа}$

При этом, базовые числа нагружений на контактную и изгибную прочность приняты:  $N_{H0} = 10^7$ ;  $N_{F0} = 10^6$

6.5. Ориентировочно принимаем коэффициент диаметра червяка

$$q = 0.25 \cdot Z_2 = 0.25 \cdot 39 \approx 10$$

6.6. Определяем межосевое расстояние передачи

$$a = \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\left( \frac{170}{\frac{Z_2}{q} \cdot [\sigma]_H} \right)^2} \cdot T_2 \cdot K_H$$

где  $T$  – крутящий момент на валу червячного колеса;  $T_2 = 517 \text{ Н·м}$ ;

$K_H$  – коэффициент нагрузки; для проектных расчетов  $K_H = 1.2$ .

$$a = \left( \frac{39}{10} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\left( \frac{170}{\frac{39}{10} \cdot 155} \right)^2} \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1.2 = 179 \text{ мм}$$

6.7. Модуль зацепления определится из выражения межосевого расстояния:

$$a = \frac{m(q + Z_2)}{2},$$

$$m = \frac{2a_w}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 179}{10 + 39} = 7.35 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 2144-80 стандартные значения  $m = 8 \text{ мм}$ ,  $q = 10$ ; тогда, межосевое расстояние составит:

$$a = \frac{m(Z_2 + q)}{2} = \frac{8(39 + 10)}{2} = 196 \text{ мм}$$

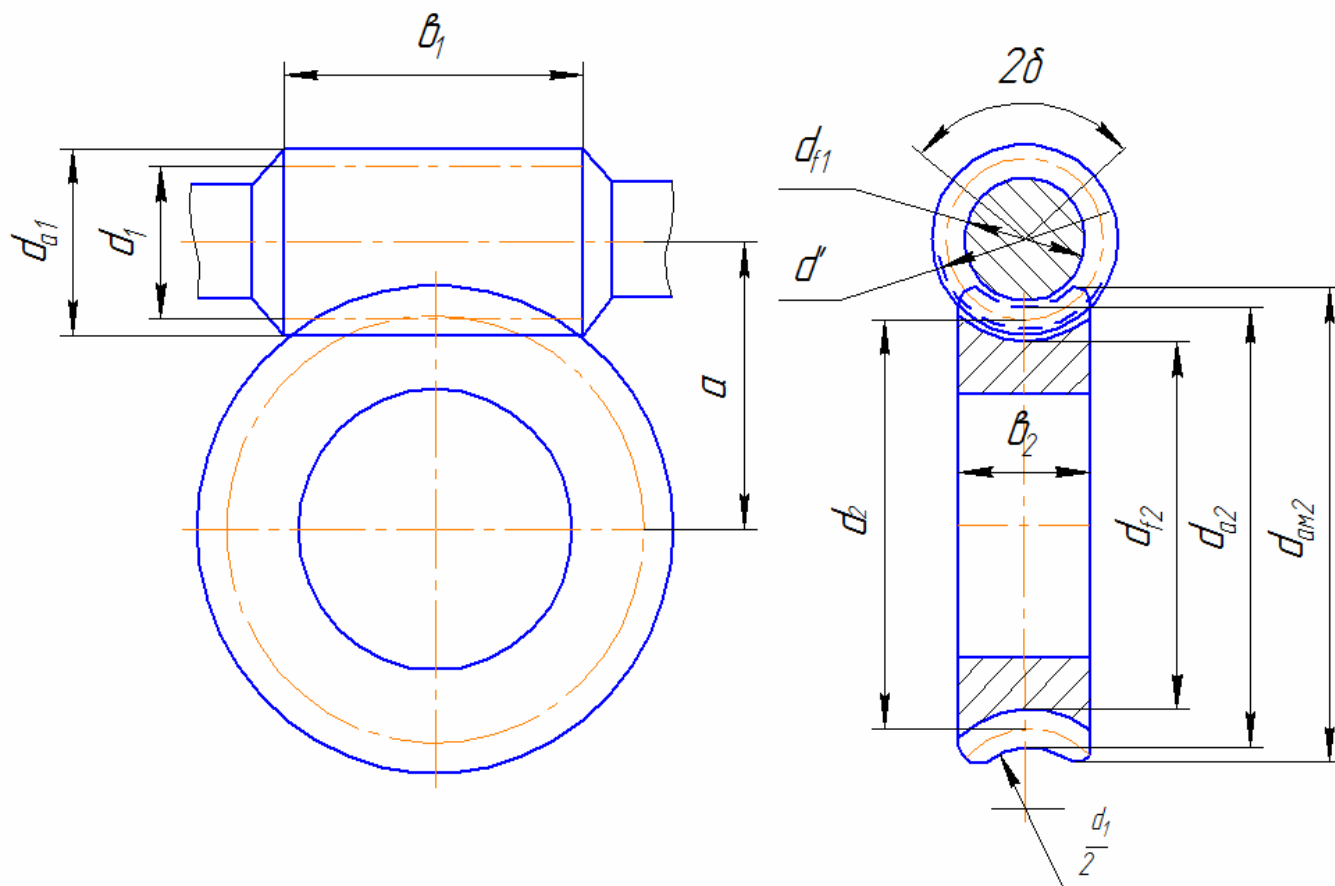


Рисунок 6.3 - Схема червячной передачи

6.8. Размеры червяка:

делительный диаметр червяка  $d_1 = qm = 10 \cdot 8 = 80 \text{ мм}$

диаметр окружности выступов  $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм}$

диаметр окружности впадин  $d_{f1} = d_1 - 2.4m = 80 - 2.4 \cdot 8 = 60.8 \text{ мм}$

длина нарезанной части червяка для шлифованного червяка

при  $Z_1 = 1$ ; и  $Z_1 = 2$ ,  $b_1 \geq (11 + 0.06 \cdot Z_2) m + 25 = (11 + 0.06 \cdot 39) 8 + 25 = 131.7 \text{ мм}$   
[ 4 ]

6.9. Размеры червячного колеса:

делительный диаметр  $d_2 = m Z_2 = 8 \cdot 39 = 312 \text{ мм}$

диаметр окружности выступов  $d_{a2} = d_2 + 2m = 312 + 2 \cdot 8 = 328$  мм  
 диаметр окружности впадин  $d_{f2} = d_2 - 2.4m = 312 - 2.4 \cdot 8 = 292.8$  мм  
 наибольший диаметр  $d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 328 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 340$  мм

ширина венца колеса

При  $Z_1 = 1 \dots 3$ ;  $b_2 = 0.75 d_{a1} = 0.75 \cdot 96 = 72$  мм

При  $Z_1 = 4$   $b_2 = 0.67 d_{a1}$  [ 4 ]

Условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m} = \frac{72}{96 - 0.5 \cdot 8} = 0.78; \delta = 51^\circ 30'; 2\delta = 103^\circ$$

6.10. Окружная скорость червяка определяется:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1440}{60} = 6.05 \text{ м/с}$$

6.11. Скорость скольжения составляет:

$$V_{СК} = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{6.05}{\cos 11^\circ 18' 36''} = 6.15 \text{ м/с}$$

где  $\gamma$  – делительный угол подъема линии витка червяка;

при  $Z_1 = 2$ ;  $q = 10$ ;  $\gamma = 11^\circ 18' 36''$  [ 4 ]

6.12. КПД червячной передачи определяется:

$$\eta = (0.95 \dots 0.96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = 0.95 \dots 0.96 \frac{\operatorname{tg} 11^\circ 18' 36''}{\operatorname{tg}(11^\circ 18' 36'' + 1^\circ 43')} \approx 0.82$$

где  $\rho'$  – приведенный угол трения для червячного колеса, из безоловянной бронзы при  $V_{СК} = 6.15$  м/с;  $\rho' = 1^\circ 43'$  [ 4 ]

6.13. Действительные допустимые контактные напряжения определяем [ 4 ] интерполированием

при  $V_{СК} = 6.15$  м/с;  $[\sigma]_H = 149$  МПа.

6.14. Проверяем контактные напряжения в зацеплении

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3}{\alpha^3}} = \frac{170}{\frac{39}{10}} \sqrt{\frac{517 \cdot 10^3 \cdot 1.14 \cdot \left( \frac{39}{10} + 1 \right)^3}{196^3}} = 132 \text{ МПа}$$

$\sigma_H = 132 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 149 \text{ МПа}$

где  $K_H$  – коэффициент нагрузки;  $K_H = K_\beta \cdot K_V$

$K_\beta$  – зависит от деформации червяка и от характера изменения нагрузки;

$$K_\beta = 1 + \left( \frac{Z_2}{Q} \right)^3 (1 - X),$$

где  $Q$  – коэффициент деформации червяка, при  $Z_1 = 2$  и  $q = 10$   $Q = 86$ .

Примем вспомогательный коэффициент  $X = 0.6$  [ 4 ]

$$K_{\beta} = 1 + \left( \frac{39}{86} \right)^3 (1 - 0.6) = 1.04$$

$K_V$  – коэффициент динамичности; для 7ой степени точности и  $V_{СК} = 6.15$  м/с  
 $K_V = 1.1$  [ 4 ]

$$K_H = 1.04 \cdot 1.1 = 1.14$$

6.15. Проверяем напряжения изгиба в зацеплении

$$\sigma_F = \frac{1.2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_F}{m \cdot d_2 \cdot b_2},$$

где  $K_F$  – коэффициент нагрузки;  $K_F = K_H = 1.14$

$Y_F$  – коэффициент формы зуба, зависит от эквивалентного числа зубьев;

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{39}{(\cos 11^\circ 18' 36'')^3} = 41.3; \quad Y_F = 2.25 \quad [ 4 ]$$

$$\sigma_F = \frac{1.2 \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1.14 \cdot 2.25}{8 \cdot 312 \cdot 72} = 8.9 \text{ МПа}$$

Условие  $\sigma_F = 8.9 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 98 \text{ МПа}$

По напряжениям изгиба червячная передача работоспособна.

6.16. Силы, действующие в зацеплении [ 4 ]

Червяк:

$$\text{осевая сила} \quad F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 517 \cdot 10^3}{312} = 3310 \text{ Н}$$

$$\text{окружная сила} \quad F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 33 \cdot 10^3}{80} = 810 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная сила} \quad F_{r1} = F_{a1} \cdot \tan \alpha = 3310 \cdot \tan 20^\circ = 1200 \text{ Н}$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления

Червячное колесо:

$$\text{осевая сила} \quad F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 33 \cdot 10^3}{80} = 810 \text{ Н}$$

$$\text{окружная сила} \quad F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 517 \cdot 10^3}{312} = 3310 \text{ Н}$$

$$\text{радиальная сила} \quad F_{r2} = F_{r1} = 1200 \text{ Н.}$$

Полученные значения сил, действующие в червячной передаче, являются исходными данными для расчета валов и выбора подшипников.

6.17. Смазка червячной передачи.

В зависимости от скорости скольжения  $V_{СК} = 6.15$  м/с вязкость масла 118 сСТ [4].

Способ смазки окунанием в масло – промышленное И – 100 А.

Объем масла

$$V = (0.5 \dots 0.8) P_{ДВ} = (0.5 \dots 0.8) 5.5 = 2.75 \dots 4.4 \text{ (Л)}$$

6.18. Тепловой расчет червячной передачи.

Условие работы без перегрева при продолжительной работе

$$\Delta t = \frac{P_1(1-\eta)}{K_t \cdot A} \leq [\Delta t]$$

где  $P_1 = 5$  кВт – мощность на червяке

$A = 0.73 \text{ м}^2$  – площадь теплоотводящей поверхности

$K_t$  – коэффициент теплопередачи, принимаем  $K_t = 17 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{С}^0)$ . [ 4 ]

$[\Delta t] = 60^0$  – допустимый перепад температур при нижнем червяке.

$$\Delta t = \frac{5000(1-0.82)}{17 \cdot 0.73} = 72.5^0 > [\Delta t]$$

Для уменьшения  $\Delta t$  следует увеличить теплоотдающую поверхность пропорционально отношению  $\frac{\Delta t}{[\Delta t]} = \frac{72.5}{60}$ , сделав корпус ребристым.

#### 6.19. Проверим стрелу прогиба червяка.

Приведенный момент инерции поперечного сечения червяка

$$J_{пр} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \left( 0.375 + 0.625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{\pi \cdot 60.8^4}{64} \left( 0.375 + 0.625 \frac{96}{60.8} \right) = 92 \cdot 10^4 \text{ мм}^4 \text{ [ 4 ]}$$

Стрела прогиба

$$f = \frac{L_1^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 E J_{пр}} = \frac{340^3 \sqrt{810^2 + 1200^2}}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 92 \cdot 10^4} = 0.0062 \text{ мм}$$

где  $L_1 = 340$  мм – расстояние между опорами.

Допускаемый прогиб

$$[f] = 0.01 \cdot m = 0.01 \cdot 8 = 0.08 \text{ мм}$$

Работоспособность червячной передачи на жесткость обеспечивается:

$$f = 0.0062 \text{ мм} < [f] = 0.08 \text{ мм}.$$

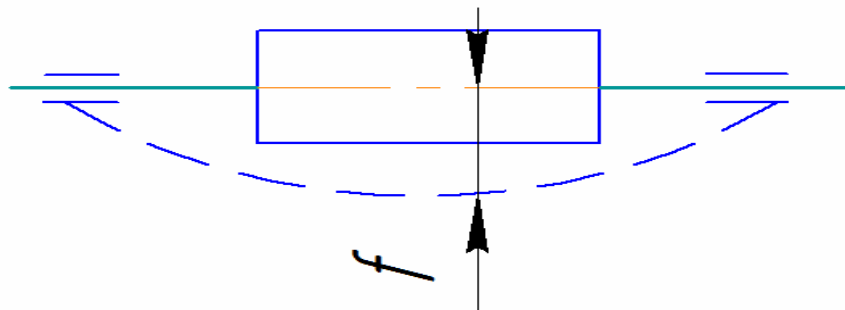


Рисунок 6.4 - Прогиб вала червяка