

Работа Александра Рябушки, Группа ИУ4-51Б, Вариант №17

Преподаватель - Кувшинов Андрей Владимирович

Отсчетное устройство:

согласно условию:

- $x_{max} - x_{min} = \varphi = 210^\circ$
- $\Delta x = 0.2^\circ$

Таким образом:

1. Определение цены деления шкалы.

$$b = H = 2\Delta x$$

$$H = |2\Delta x| = 2 * 0.2^\circ = 0.4^\circ$$

2. Определение числа делений шкалы:

$$N = \frac{x_{max} - x_{min}}{H} = \frac{210^\circ}{0.4^\circ} = 525$$

3. Определение длины деления шкалы. Для зрительного определения при нормальных условиях с расстояния 250 - 400 мм рекомендуется брать расстояние между штрихами $b = (1..2.5)$ мм. Пусть $b = 2$ мм, тогда:

- Отсчетное устройство с прямолинейной шкалой:

$$L = 525 * 2\text{мм} = 1050\text{мм} = 1.05\text{м}$$

Что нам не подходит

- Отсчетное устройство с круговой или цилиндрической шкалой:

$$D = \frac{L360}{\pi\psi} = \frac{1050 * 360}{3.14 * 210} = 573.24\text{мм}$$

Что тоже нам не подходит ввиду слишком большого диаметра цилиндрической шкалы.

- Двухшкальный отсчетные устройства:

Пусть $N_{\text{што}} = 50$, тогда:

$$N_{\text{што}} = \frac{N}{N_{\text{што}}} = \frac{500}{50} = 10.5$$

Таким образом длина шкал будет равняться:

$$L_{\text{што}} = N_{\text{што}}b = 100\text{мм}$$

$$L_{\text{што}} = N_{\text{што}}b = 21\text{мм}$$

Тогда диаметры счетных дисков:

$$D_{\text{што}} = \frac{L_{\text{што}} 360}{\pi \psi_{\text{што}}} = \frac{100 * 360}{3.14 * 360} = 31.8309$$

$$D_{\text{што}} = \frac{L_{\text{што}} 360}{\pi \psi_{\text{што}}} = \frac{21 * 360}{3.14 * 210} = 11.46$$

Необходимо выбрать диаметры из стандартного ряда, тогда пусть $D_{\text{што}} = D_{\text{што}} = 35\text{мм}$. Пересчитаем b :

$$b_{\text{што}} = \frac{D_{\text{што}} \pi \psi_{\text{што}}}{360 N_{\text{што}}} = \frac{35\text{мм} * 3.14 * 360}{360 * 50} = 2.1991\text{мм}$$

$$b_{\text{што}} = \frac{D_{\text{што}} \pi \psi_{\text{што}}}{360 N_{\text{што}}} = \frac{35\text{мм} * 3.14 * 150}{360 * 10} = 6.1\text{мм}$$

$1 < b_{\text{што}} < 2.5\text{мм}$ Что удовлетворяет условию. Коэффициент передачи:

$$i_{\text{што-што}} = \frac{\varphi_{\text{што}}}{\varphi_{\text{што}}} = \frac{N_{\text{што}} 360}{\psi_{\text{што}}} = \frac{10 * 360}{210} = 18$$

4. Расчет ЭМП

По условию:

- $M_{\text{н}} = 0.6\text{Нм}$
- $J_{\text{н}} = 0.15\text{кг} * \text{м}^2$
- $\omega = 1.7 \frac{1}{\text{с}}$
- $\varepsilon = 4 \frac{1}{\text{с}^2}$
- $L = 1000\text{ч}$
- $\Delta\varphi = 12'$
- $t = 0.25\text{с}$
- Пуски частые
- Метод расчета - вероятностный

Приступим к расчетам

(а) Для начала рассчитаем требуемую мощность:

$$P_{\text{н}} = M_{\text{н}} \omega = 1.02\text{Вт}$$

$$P_{\text{п}} = \frac{P_{\text{н}}}{\eta} = \frac{1.02\text{Вт}}{0.8} = 1.275$$

$$P_{\text{п}} \zeta_{\text{min}} \leq P_{\text{т}} \leq P_{\text{п}} \zeta_{\text{max}}$$

$$1.53 \leq P_{\text{т}} \leq 3.1875$$

- (b) (В силу большого числа расчета двигатель был выбран на основании приведенной в конце таблицы, как двигатель с наименьшей номинальной мощностью среди подходящих под условие задачи) Выбираем двигатель ДПР-52-Н1, Н2, Ф1, Ф2-03

Его характеристики:

- $P_n = 4.6 \text{ Вт}$
- $n_{\text{ном}} = 4500 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$
- $J_p = 1.7 * 10^{-6} \text{ кг} * \text{м}^2$
- $M_{\text{ном}} = 9.8 \text{ Н} * \text{мм}$
- $M_n = 54 \text{ Н} * \text{мм}$
- $U = 27 \text{ В}$

- (c) Проверка двигателя по моментам:

$$M_n \geq M_\Sigma$$

$$M_n \geq M_{\text{ст.пр.}}$$

Где:

$$M_{\text{ст.пр.}} = \frac{M_{\text{ном}}}{\eta i_0}$$

$$M_{\text{дин.пр.}} = J_{\text{пр}} \varepsilon_n i_0$$

Угловая частота двигателя:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{n_{\text{ном}} \pi}{30}$$

Тогда передаточный коэффициент:

$$i_0 = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_n} = \frac{n_{\text{ном}} \pi}{30 \omega_n} = \frac{4500 * 3.14}{30 * 1.7} = 277.05$$

Отсюда:

$$M_{\text{ст.пр.}} = \frac{M_n}{\eta i_0} = \frac{0.6}{0.8 * 277.05 * 10^{-3}} = 2.707$$

Момент инерции приведенный:

$$J_{\text{пр}} = (1 + K_M) J_p + \frac{J_n}{i_0^2} = (1 + 1) * 1.7 * 10^{-6} + \frac{0.15}{277.05^2} = 5.34 * 10^{-6} \text{ кг} * \text{м}^2$$

Где $K_M = 1$. Момент динамический приведенный:

$$M_{\text{дин.пр.}} = J_{\text{пр}} \varepsilon_n i_0 = 5.34 * 10^{-6} * 1 * 277.05 = 5.933 \text{ Н} * \text{мм}$$

Так как $M_n \geq M_{\text{дин.пр.}} + M_{\text{ст.пр.}}$ и $M_{\text{ном}} \geq M_{\text{ст.пр.}}$ проверка на моменты пройдена

(d) Проверка на скорость разгона

Электромеханическая постоянная привода:

$$T_{\text{эм}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega_{\text{дв}}}{M_{\text{п}} - M_{\text{ном}}} = \frac{5.34 * 10^{-6} * 4500 * \pi}{(54 - 9.8) 30 * 10^{-3}} = 0.057$$

Тогда время разгона:

$$t_p = 3T_{\text{эм}} = 2 * 0.0443 = 0.1711$$

Что удовлетворяет поставленному условию, т. е. проверку на скорость разгона прошел.

5. Исходя из рассчитанных ранее значений: $i_0 = 277.05$ и $i_{\text{што-што}} = 18$. А так же из условия равногабаритной системы:

$$i_{\text{ост}} = \frac{i_0}{i_{\text{што-што}}} = \frac{277.05}{18} = 15.39$$

$$n = 1.85 \log_{10} i_{\text{ост}} = 1.85 \log_{10} 15.39 = 2.19$$

Округляя n в большую сторону до целого получаем $n = 3$. Тогда:

$$i_1 = i_2 = i_3 = \sqrt[3]{i_{\text{ост}}} = 2.4875$$

$$i_4 = 3$$

$$i_5 = 6$$

Подбираем колеса: $z_1 = 28z_7 = z_9 = 25z_3 = 30z_5 = 34$. Тогда:

$$z_2 = i_{12}z_1 = 69.202$$

$$z_4 = i_{34}z_3 = 74.145$$

$$z_6 = i_{56}z_5 = 84.031$$

$$z_8 = i_{78}z_7 = 75$$

$$z_{10} = i_{910}z_9 = 150$$

Тогда с учетом таблицы 3 (стр.23 методических указаний): $z_2 = 70$, $z_4 = 75$, $z_6 = 85$, $z_8 = 75$, $z_{10} = 150$. Тогда практические коэффициенты передачи:

$$i_{12\text{пр}} = \frac{z_2}{z_1} = 2.5$$

$$i_{34\text{пр}} = \frac{z_4}{z_3} = 2.5$$

$$i_{56\text{пр}} = \frac{z_6}{z_5} = 2.5$$

$$i_{\text{пр}} = i_{12\text{пр}} i_{34\text{пр}} i_{56\text{пр}} = 15.625$$

$$\zeta = \frac{i_{\text{ост}} - i_{\text{пр}}}{i_{\text{ост}}} 100\% = 1.5\%$$

6. Проводим расчет моментов:

Из методических указаний (стр. 28): $\eta_{\text{опор}} = 0.95$ и $\eta_{\text{пер}} = 0.98$. Тогда:

$$M_{10} = M_{\text{н}} = 600 \text{ Нмм}$$

$$M_8 = M_9 = \frac{M_{10}}{i_{910} \eta_{\text{опор}} \eta_{\text{пер}}} = 107.411$$

$$M_6 = M_7 = \frac{M_8}{i_{78} \eta_{\text{опор}} \eta_{\text{пер}}} = 38,45$$

$$M_4 = M_5 = \frac{M_6}{i_{56} \eta_{\text{опор}} \eta_{\text{пер}}} = 16.52$$

$$M_2 = M_3 = \frac{M_4}{i_{34} \eta_{\text{опор}} \eta_{\text{пер}}} = 7.09$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \eta_{\text{опор}} \eta_{\text{пер}}} = 3.05$$

7. Расчет модулей. Расчет ведем по формуле для прямозубых цилиндрических колес:

$$m = K_M \sqrt[3]{\frac{M Y_F K}{z \psi_m [\sigma_F]}}$$

Где, $K_M = 1.4$, Y_F в соот с таблицей 4 стр. 32. $K = 1.5$, $\psi_m = 10$. Для того чтобы провести расчет модулей необходимо выбрать материалы для зубчатых колес.

Выбор материала зубчатых колес.

Поскольку работа редуктора осуществляется при небольших окружных скоростях, $< 3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, то в качестве материала выберем сталь 45 из таблицы 7, стр.36. Вид термической обработки - закалка и отпуск. Таким образом согласно таблице 10 стр. 40.: $\sigma_{FR} = 550 \text{ МПа}$, тогда по формуле:

$$[\sigma_F] = \sigma_{FR} K_{FC} K_{FL} / S_F = 550 \text{ МПа} * 1 * 1 / 2.5 = 220 \text{ МПа}$$

Таким образом:

$$m_1 = 0.092 \text{ мм}$$

$$m_2 = 0.089 \text{ мм}$$

$$m_3 = 0.119 \text{ мм}$$

$$m_4 = 0.115 \text{ мм}$$

$$m_5 = 0.151 \text{ мм}$$

$$m_6 = 0.146 \text{ мм}$$

$$m_7 = 0.225\text{мм}$$

$$m_8 = 0.215\text{мм}$$

$$m_9 = 0.317\text{мм}$$

$$m_{10} = 0.304\text{мм}$$

Данные для расчета приведены в Приложении А.

Таким образом согласно таблице 6 стр. 34 и габаритам выходного вала выбранного двигателя:

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_9 = m_{10} = 0.35\text{мм}$$

8. Расчет на контактную прочность Поскольку модуль по результатам предыдущих расчетов у всех колес одинаковый, расчет будем вести по выходному 10-му колесу, как по наиболее нагруженному.

$$\alpha = \frac{m_{10}(z_{10} + z_9)}{2} = 30.625\text{мм}$$

В соответствии с выбранным материалом:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HR} K_{HL}}{S_H} = \frac{\sigma_{HR} \sqrt[6]{\frac{10^7}{ncL}}}{S_H} = \frac{880 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[6]{\frac{10^7}{60 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1.3 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 10^3}}}{2.5} = \frac{880 \cdot 1.14}{1.5} = 668,8$$

Тогда:

$$\alpha \geq K_\alpha (1 + i_{9,10}) \sqrt[3]{\frac{M_{10} K}{\psi_{ba} i_{9,10}^2 [\sigma_H]^2}} = 48.5 \cdot (1 + 6) \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 1.4}{0.16^2 668.8^2}} = 27.32$$

$30.625 > 27.32$ – Расчет на контактную прочность пройден.

Данные для расчета приведены в приложении Б.

9. Расчет геометрических параметров

(а) делительный диаметр $d = mz$

(b) Диаметр впадин $d_f = mz - 2m(h_a^* + c^*)$

(с) Диаметр основной окружности $d_b = d \cdot \cos \alpha$

(d) Диаметр окружности вершин $d_a = mz + 2mh_a^*$

(е) Расстояние между окружностями вершин и впадин (высота зуба)
 $h = \frac{d_a - d_f}{2}$

(f) Высота делительной головки зуба $h_a = \frac{d_a - d}{2}$

(g) Высота делительной ножки зуба $h_f = \frac{d - d_f}{2}$

(h) Ширина колеса $b_2 = \psi m$

(i) Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 2m$

(j) Делительное межосевое расстояние $a = \frac{m(z_1+z_2)}{2}$

Результаты вычислений приведены в приложении В.

10. Расчет на точность. Все шестерни производятся с точностью обработки до 6Н. Таким образом, Кинематическая погрешность, рассчитывается как:

(a) Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как: $F'_i = F_p + f_f$, где F_p – допуск на накопленную погрешность шага, f_f – допуск на погрешность профиля зуба

(b) Погрешность одной пары зацепления $\Delta\varphi = \frac{F'_{1,max} + F'_{2,max}}{mz_2}$

(c) Кинематическая погрешность $\Delta\varphi_{io\Sigma} = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta\varphi_j}{i_{j-N}} K_{\varphi_j}$

Таким образом результаты расчетов по приданным формулам можно увидеть в приложении Г.

Суммарная кинематическая погрешность составила $6.57'$

Люфтовая погрешность мертвого хода:

(a) Максимальное значение мертвого хода находят как:

$$j_{tmax} = 0.7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt[3]{0.5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(f_a)^2}$$

Где E_{HS1} , E_{HS2} – наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса; T_{H1} , T_{H2} – допуск на смещение исходного контура шестерни и колеса соответственно; f_a – допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;

Результаты и исходные данные расчетов приведены в приложении Д.

С учетом люфтовывбирающего колеса на выходном валу суммарная люфтовая погрешность мертвого хода: 1.93

11. Расчет валов и опор. Данные и результаты приведены в приложении Е.

Так же расчет на упругий мертвый ход приведен в приложении Ё.

Суммарная погрешность цепи составила $10.79'$ что проходит по требованиям точности

12. Расчет потенциометра.

Выберем потенциометр ПТП-11 однооборотный. Разрешающая способность 0.1.

$$\varphi_{пн} \cdot 0.8 \leq \varphi_B \leq \varphi_{п}$$

$$285 \leq 360 \leq 360$$

Подходит.