

Линия зацепления N_1N_2 — траектория общей точки контакта K зубьев при вращении колес при передаче.

N_1N_2 — теоретическая линия зацепления, ее обозначают g

В реальности контакт между зубьями будет на отрезке AB называемый активной линией зацепления.

φ_γ - угол перекрытия зубчатых колес.

Угол перекрытия показывает на каком углу колесо входит в зацепление и выходит из него. Для более плавной и качественной передачи момента коэффициент перекрытия должен быть больше 1, обычно 1.2. α — угол зацепления (угол между горизонтальной прямой и теоритической линией зацепления).

$$AB = g\alpha$$

$$\varepsilon_\gamma = \frac{\varphi_\gamma}{\tau}$$

Межосевое расстояние a это расстоянием между осями зубчатых колес. наиболее часто применяют зубчатые колеса с так называемым делительным межосевым расстоянием. При этом в полюсе контакта касательными являются делительные окружности. В данном случае они же и являются начальными (центроидами)

$$a = r_1 + r_2 = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2}$$

Анализ сил и моментов в одноступенчатой зубчатой передаче.

$$F_{n_1} = F_{n_2}$$

$$F_{n_1} = \frac{2m_1}{d_1}$$

$$F_{n_2} = \frac{2m_2}{d_2} \rightarrow \frac{m_2}{m_1} = \frac{d_2}{d_1} = i_{12}$$

Расчет модуля зубчатых колес

$F_n \cos \alpha$ - полезная сила

$F_n \sin \alpha$ - бесполезная сила

Так как материалы при сжатии выдерживают нагрузку намного больше чем при растяжении, под опасной точкой будем понимать точку A .

$$F_n = \frac{2M_2}{mz_2 \cos \alpha} = \frac{2M_1}{mz_1 \cos \alpha}$$

$$\sigma_u =$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n_T}$$

$$\sigma_{\text{пред}} \rightarrow \sigma_T \sigma_B \sigma_{\text{пп}}$$

$$n_T = 1.5$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_{сж} - \sigma_{и}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{\text{сж}} &= \frac{f \sin \alpha}{bs} \\
b &= \Psi_{\text{BM}} m \\
\Psi_{\text{BM}} &= \frac{b}{m} \\
\Psi_{\text{BM}} &= 3..16 \\
W_{\text{изг}} &= \frac{bs^2}{6} \\
M_{\text{изг}} &= h_{\text{p}} F_n \cos \alpha \\
\sigma_{\text{и}} &= \frac{6h_{\text{p}} F_n \cos \alpha}{bs^2} \\
\sigma_{\text{p}} &= \frac{F_n \sin \alpha}{bs} \\
\sigma_{\Sigma} &= \frac{6h_{\text{p}} F_n \cos \alpha}{bs^2} - \frac{F_n \sin \alpha}{bs} = \frac{F_n}{b} \left(\frac{6h_{\text{p}} \cos \alpha}{s^2} - \frac{F_n \sin \alpha}{s} \right) \\
F_n &= \frac{2M_2 K}{mz_2 \cos \alpha} \\
K &= K_b K_V
\end{aligned}$$

Где K_b - коэффициент концентричности напряжения K_V - коэффициент динамичности нагрузки

Основной формулой для расчета контактных напряжений является формула Герца для контакта 2х цилиндров:

$$\begin{aligned}
\sigma_M &= \sqrt[2]{\frac{E_{\text{np}} q_n}{\rho_{\text{np}}(1 - \mu^2)2\pi}} \\
E_{\text{np}} &= \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \\
\rho_{\text{np}} &= \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{1 + i_{12}}{r_1 i_{12}} \\
q_n &= \frac{F_n}{b} \\
d_2 &= 2r_2 = 2i_{12}r_1 = \frac{2ai_{12}}{i_{12} + 1} \\
q_n &= \frac{2M_2 K}{d_2 b \cos \alpha} = \frac{2M_2 k(i_{12} + 1)}{b \cos \alpha 2ai_{12}} \\
\sigma_M &= \sqrt[2]{\frac{2E_1 E_2 2M_2 K(i_{12} + 1)(1 + i_{12})}{(E_1 + E_2)b \cos \alpha 2ai_{12} \sin \alpha 2\pi(1 - \mu^2)}}
\end{aligned}$$

Приводя некоторые сокращения:

$$\sigma_M = \sqrt[2]{\frac{2E_1E_22M_2K(1+i_{12})^3}{(E_1+E_2)\psi_{ba}\sin 2\alpha a^3i_{12}^22\pi(1-\mu^2)}}$$

$$z_M = \sqrt[2]{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$$

$$z_m = \sqrt[2]{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

Таким образом:

$$\sigma_M = z_M z_m z_\varepsilon - \sqrt[2]{\frac{kM_2(1-i_{12})^3}{\Psi_b a a^3 i_{12}^2}}$$

Тогда:

$$a = (i_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{KM_2}{\Psi_b a} \left(\frac{z_m z_M z_\varepsilon}{i_{12} [\sigma_M]} \right)^2}$$

Если рассечь косозубое колесо перпендикулярно оси зубьев, то в сечении будет эллипс и эвольвентный профиль зубьев

F_n – нормальная сила F – окружная сила F_a – осевая сила F_r – радиальная сила Для той же точки но только на проекции зуба

1. $F = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2M_2}{m_t z_2} = \frac{2M_2 \cos \beta}{m_n s_2}$
2. $F'_n = \frac{F}{\cos \beta} = \frac{2M_2 \cos \beta}{m_n z_2 \cos \beta} = \frac{2M_2}{m_n z_2}$
3. $F_a = f \tan \beta = \frac{2M_2 \cos \beta \tan \beta}{m_n z_2} = \frac{2m_2 \sin \beta}{m_n z_2}$
4. $F_n = \frac{F'_n}{\cos \alpha} = \frac{F}{\cos \alpha \cos \beta} = \frac{2M_2}{m_n z_2 \cos \alpha}$

В домашнем задании необходимо:

1. Рассчитать отсчетное устройство
2. подобрать двигатель

Методичка – расчет электромеханического привода (ЭМП) кокорев юрий алексеевич

Расчетное устройство

Задача:

- Выбрать и рассчитать отсчетное устройство предназначенное для зрительного определения вводимой величины, изменяющейся в интервале: $x_{\max} - x_{\min} = 60 \text{ о. е.}$ – отсчетные единицы $\delta x = 0.01 \text{ о. е.}$ Расчетное должно быть с равномерной отсчетной шкалой. Наблюдение происходит при нормальном освещении с расстояния 250 – 400мм

1. Отсчетные устройства бывают:
 - (а) с неподвижной шкалой и подвижным указателем. Для этих устройств характерно: снятие показаний
 - (б) с подвижной шкалой и неподвижным указателем. Для этих устройств характерно: ввод информации
2. Определение цены деления шкалы

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

$$H = |2\Delta x| = 2 * 0.01 = 0.02 \text{ о.е.}$$

3. Определение числа делений шкалы $N = \frac{x_{max} - x_{min}}{H} = \frac{60}{0.02} = 3000$
4. Определение длины деления шкалы. Для зрительного определения при нормальных условиях с расстояния 250 – 400мм рекомендуется брать расстояние между штрихами $b = (1..2.5)\text{мм}$. Пусть $b = 2\text{мм}$, тогда $L = 3000 * 2 = 6000\text{мм}$
 - (а) Отсчетное устройство с прямолинейной шкалой (горизонтальной или вертикальной) $L = Nb = 3000 * 2 = 6\text{м}$ такой вариант нам не подходит
 - (б) Отсчетное устройство с круговой или цилиндрической шкалой $L = \pi D \frac{\psi}{360}$. ψ – угол градуировки

$$D = \frac{L360}{\pi\psi} = \frac{6000 * 360}{3.14 * 360}$$

Данный тип расчетного устройства не подходит

- (с) Двухшкальные отсчетные устройства $N_{\text{што}}$ – количество делений шкалы точного отсчета – назначаются из стандартного ряда [10, 20, 50, 100]. $N_{\text{шго}}$ – количество делений шкалы грубого отсчета – вычисляются не округляется. Обязательно должно выполняться условие:

$$N_{\text{што}} > N_{\text{шго}}$$

$$N_{\text{што}} = \frac{N}{N_{\text{шго}}}$$

$$H_{\text{што}} = H$$

$$H_{\text{шго}} = H_{\text{што}} N_{\text{што}} = 2 \text{ о.е.}$$

Таким образом длина счетной шкалы:

$$L_{\text{што}} = N_{\text{што}} b = 200\text{мм}$$

$$L_{\text{шго}} = N_{\text{шго}} b = 60\text{мм}$$

Тогда диаметры счетных дисков:

$$D_{\text{ШТО}} = \frac{L_{\text{ШТО}}}{\pi} \frac{360}{\psi} = 64 \text{ мм}$$

$$D_{\text{ШГО}} = \frac{L_{\text{ШГО}}}{\pi} \frac{360}{\psi} = 19 \text{ мм}$$

Необходимо брать диаметры шкал из ряда [35, 50, 65, 80, 100] мм. В данном случае мы выбираем диаметр 65 мм. Тогда нам необходимо пересчитать b :

$$b_{\text{ШТО}} = \frac{D_{\text{ШТО}} \pi \psi_{\text{ШТО}}}{360 N_{\text{ШТО}}} = 2.04 \text{ мм}$$

$$b_{\text{ШГО}} = \frac{D_{\text{ШГО}} \pi \psi_{\text{ШГО}}}{360 N_{\text{ШГО}}} = 6.8 \text{ мм}$$

В 4с мы должны получить число от 1 до 2.5. В то время как 4с мы не трогаем.

$$i_{\text{ШТО}-\text{ШГО}} = \frac{\varphi_{\text{ШТО}}}{\varphi_{\text{ШГО}}} = \frac{N_{\text{ШГО}} 360}{\psi} = 30$$

При разработке механизма отсчетного устройства обычно связывают. Шкалу грубого отсчета с выходным валом, а шкалу точного отсчета с любым предыдущим валом, но при выполнении ряда условий.

- i. И ШТО и ШГО должно быть равно расчетной величине
- ii. ШГО должна располагаться слева от ШТО со стороны наблюдателя
- iii. Шкалы должны вращаться в одну сторону
- iv. Шкалы должны быть расположены горизонтально

Какие условия нужно будет соблюсти при проектировке

- i. И ШТО и ШГО должны быть соот друг другу
- ii. ШГО слева от ШТО
- iii. ШТО и ШГО должны располагаться на одной оси

$$x_{\text{max}} - x_{\text{min}} = \varphi$$

Расчет ЭМП

ЭМП — (электромеханический привод) — это устройство состоящее из двух основных частей

- Электродвигателя, осуществляющего преобразование электрической энергии в механическую
- Редуктор, связывающего электродвигатель с рабочим органом (нагрузкой)

Электродвигатели бывают:

1. По назначению:
 - (a) Общего назначения. Для работы в нерегулируемом приводе
 - (b) Исполнительный. Для работы в следящих системах
2. По принципу действия:
 - (a) Постоянного тока
 - (b) Переменного тока:
 - i. Синхронные
 - ii. Асинхронные
 - (c) Универсальные
 - (d) Шаговые

Для того чтобы правильно выбрать электродвигатель необходимо знать:

1. Тип привода и режимы его работы (следящий и нерегулируемый привод)
2. Тип источника питания и его характеристики:
 - Для источников постоянного тока необходимо знать напряжение и ток
 - Для источников переменного тока (необходимо знать напряжение частоту и ток)
3. Характеристику нагрузки:
 - (a) Максимальная величина момента
 - (b) Номинальная угловая скорость вращения
 - (c) Момент инерции нагрузки
 - (d) Требуемое быстродействие
4. Эксплуатационные условия
 - (a) Окружающая среда (условия работы привода)
 - (b) Ресурс работы (время жизни в часах)
 - (c) Массо-габаритные параметры

Пример: Необходимо выбрать электродвигатель для нерегулируемого нереверсивного привода при следующих исходных данных:

1. $M_n = 0.5 \text{ н} \cdot \text{м}$
2. $J_n = 0.1 \text{ кгм}^2$

$$3. \varepsilon_{\text{н}} = 10 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

$$4. W_{\text{н}} = 2 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

$$5. L = 5000 \text{ч}$$

$$6. t_p = 0.1 \text{с}$$

$$7. U = 36 \text{В}$$

Для того чтобы определить двигатель необходимо сначала рассчитать требуемую мощность:

$$P_{\text{н}} = N_{\text{н}} \omega_{\text{н}}$$

$$P_{\text{р}} = \frac{P_{\text{н}}}{\eta} = \frac{N_{\text{н}} \omega_{\text{н}}}{\eta} = 1.25 \text{Вт}$$

Мы берем КПД равным 0.8

$\xi = (1.2..2.5)$ – обычная точность $\xi = (2.5..5)$ – повышенная точность

$$1.25 * 1.2 \leq P_t \leq 1.25 * 2.5$$

$$1.5 \text{Вт} \leq P_t \leq 3.125$$

мы выбрали двигатель Дид-3т по какой-то очень важной причине. Его параметры:

- $P_{\text{н}} = 3.6 \text{Вт}$
- $M_{\text{ном}} = 5.6 \text{н} * \text{мм}$
- $n_{\text{ном}} = 8000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$
- $M_{\text{п}} = 100 \text{н} * \text{мм}$
- $J_{\text{р}} = 24 * 10^{-8} \text{кг} * \text{м}^2$
- $T_{\text{эм}} = 26 \text{мс}$
- $U = 36 \text{В}$
- Масса = 0.35 кг

Проверка двигателя по моментам. Для нерегулируемого нереверсивного привода характерны:

- Продолжительный ресурс работы
- Редкие пуски
- Отсутствие реверсов

$$M_{\Pi} \geq M_{\Sigma}$$

$$M_{\Pi} \geq M_{\text{стрп}}$$

где:

$$M_{\text{стрп}} = \frac{M_{\Pi}}{\eta i_0}$$

$$M_{\text{димпр}} = J_{\text{пр}} \varepsilon_{\Pi} i_0 = [(1 + K_M) J_{\text{р}} + \frac{J_{\Pi}}{i_0^2}] \varepsilon_{\Pi} i_0$$

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

Таким образом передаточный коэффициент:

$$i_0 = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\Pi}} = \frac{n_{\text{ном}} \pi}{\omega_{\Pi} 30} = 420$$

$$M_{\text{стрп}} = 1.5 \text{ Нмм}$$

Приведенный момент инерции считать надо отдельно

$$J_{\text{пр}} = (1 + K_M) J_{\text{р}} + \frac{J_{\Pi}}{i_0^2} = 104.6 * 10^{-8} \text{ кг} * \text{м}^2$$

K_M – коэффициент учитывающий инерционные параметры собственного зубчатого механизма

Подставляем момент динамический приведенный

$$M_{\text{динпр}} = J_{\text{пр}} * \varepsilon_{\Pi} * i_0 = 4.4 \text{ Нмм}$$

Так как условию удовлетворяет проверка по моментам пройдена

Для того чтобы узнать время разгона привода вместе с двигателем редуктором и нагрузкой, необходимо найти электромеханическую постоянную привода:

$$T_{\text{эм}} = \frac{J_{\text{пр}} \omega_{\text{ном}}}{(M_{\Pi} - M_{\text{ном}})} = \frac{104.5 * 10^{-8} \pi * 8000}{(10 - 5.6)(10^{-3} * 30)} = 0.2 \text{ с}$$

Таким образом:

$$t_p = 3 * T_{\text{эм}} = 3 * 0.2 = 0.6 \text{ с}$$

Что не удовлетворяет условиям задачи. Следовательно по времени разгона двигатель подобран неверно

Пример №2:

Выбрать двигатель для следящего регулируемого привода, при следующих исходных данных:

- $M_{\Pi} = 1 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$
- $\omega_{\Pi} = 4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$
- $J_{\Pi} = 0.25 \text{ кг} * \text{м}^2$

- $\varepsilon_n = 10 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$
- $t_p = 0.5\text{с}$
- $L = 500\text{ч}$
- $U = 27\text{В}$

Предварительно выбираем серию ДПР
Проводим предварительные расчеты:

1. Расчет мощности

$$P_p = \frac{M_n \omega_n}{\eta_0} = 5\text{Вт}$$

$$6\text{Вт} \leq P_t \leq 12.5\text{Вт}$$

Исходя из предварительного расчета выбираем двигатель ДПР62-02
Его паспортные данные:

- $n_{\text{ном}} = 6000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$
- $P_n = 12.3\text{Вт}$
- $M_{\text{ном}} = 19.6\text{Нмм}$
- $J_p = 0.036 * 10^{-4}$
- $M_n = 137\text{Н} * \text{мм}$
- $L = 1000\text{ч}$

**здесь n это номинальный, а в условиях задачи n – нагрузка
Для следящего привода характерны:

1. постоянно-кратковременные режимы работы
2. высокое быстродействие
3. большая частота пусков и реверсов.

Формула проверки момента номинального для следящего привода:

$$M_{\text{ном}} \geq M_{\Sigma \text{пр}} = M_{\text{ст.пр}} + M_{\text{дин.пр.}}$$

передаточное отношение:

$$i_0 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_n} = 150$$

моменты приведенные:

- $M_{\text{ст.пр.}} = \frac{M_{\text{ном}}}{\eta_0 i_0} = 8.3\text{Нмм}$
- $M_{\text{дин.пр.}} = J_{\text{пр}} \varepsilon_n i_0 = 25.6\text{Нмм}$

- $J_{\text{пр}} = (1 + K_{\text{м}})J_p + \frac{J_{\text{н}}}{i_0^2}$

$$19.6 \geq 34.1$$

Проверку по моментам не прошел, выбираем другой двигатель

1. Отсчетное устройство
2. двигатель
3. Кинематический расчет (раскладываем i_0 по ступеням) n – Количество ступеней, которые нам необходимо посчитать Для расчета n можно использовать:
 - Формулы
 - Монограммы (см. в конце методы)
 - "на пальцах"

$$i_{\text{ост}} = \frac{i_0}{i_{\text{ШТО}} - i_{\text{ШГО}}}$$

$$n_{\text{ост}} = 1.85 \log_{10} i_{\text{ост}}$$

Необходимо так же посчитать:

(а) Моменты

4. Расчет модуля m
5. Геометрические расчеты
6. Расчет валов $d \geq 4\text{мм}$
7. Расчет опор
8. Расчет на точность
9. Эскиз

Расчет электромеханического привода на точность.

Основная задача расчета — сводится к проверке выполнения следующего неравенства:

$$\Delta_{\Sigma} \leq [\delta_0 s]$$

Основными погрешностями зубчатой передачи являются погрешности возникающие из-за мертвого хода $\Delta_{\Sigma} = \Delta_{\text{мх}} + \varphi_{\text{ior}}$ Погрешность мертвого ($\Delta_{\text{мх}}$) хода делится на: люфтовую погрешность и погрешность упругого мертвого хода. φ_{ior} – погрешность кинематическая.

План действий:

1. Необходимо выбрать вид сопряжения и степень точности: Виды сопряжения:

- $H - J_n = 0$
- G
- F
- E
- D

От H до D j_n растет.

Используемые нами степени точности: $6 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9$ Восьмую степень точности можно получить просто режущим инструментом. Седьмая степень точности требует шлифовки. Шестая степень точности требует полировки.

Исходя из влияния высших сил выберем 7F.

2. Определение кинематической погрешности:

Кинематическая погрешность передачи представляет собой разность между действительным и номинальным (расчетным) углами поворота ведомого колеса. Кинематическая погрешность зубчатых колес расположенных на одном валу суммируется. А общая погрешность находится как сумма всех погрешностей приведенных к одному, обычно, выходному валу. Нумеруем валы от двигателя римскими цифрами. По некоторому условию: Зубчатые колеса:

- $z_1 = 26$
- $z_2 = 95$
- $z_3 = 26$
- $z_4 = 132$
- $z_5 = 25$
- $z_6 = 175$

Передаточный коэффициент

- $i_{12} = 3.6$
- $i_{34} = 5.1$
- $i_{56} = 7$

Модуль – $m = 0.4$

$$i_0 = i_{12}i_{34}i_{56} = 130$$

$$\varphi_6 = 270$$

3. Определим делительные диаметры зубчатых колес:

$$d_1 = 0.4 * 25 = 10,4\text{мм}$$

$$d_3 = 9.4 * 26 = 10.4\text{мм}$$

$$d_5 = 0.4 * 25 = 10\text{мм}$$

$$d_2 = 0.4 * 95 = 39\text{мм}$$

$$d_4 = 0.4 * 132 = 52.8\text{мм}$$

$$d_6 = 0.4 * 175 = 70\text{мм}$$

Далее 2 пути расчета:

- Метод максимума минимума

Допуск на кинематическую погрешность колеса находят как сумму допусков на накопленную погрешность шага – F_p и допуска на погрешность профиля зуба – f_f

$$F'_i = F_p + f_f$$

Согласно таблице П2.1 из методы кокорева:

$$F'_1 = F'_3 = F'_5 = 22 + 9 = 31\text{мкм}$$

$$F'_2 = 30 + 9 = 39\text{мкм}$$

$$f'_4 = 35 + 9 = 45\text{мкм}$$

$$f'_6 = 35 + 9 = 45\text{мкм}$$

Допуск на угловую кинематическую погрешность в угловых минутах находят как:

$$\Delta\varphi_i = \frac{6.88F'_i}{mz}$$

Тогда допуск на кинематическую погрешность для каждой из шестерней:

$$\Delta\varphi_1 = 20.5'$$

$$\Delta\varphi_3 = 20.5'$$

$$\Delta\varphi_5 = 21.3'$$

$$\Delta\varphi_2 = 7.06'$$

$$\Delta\varphi_4 = 5.7'$$

$$\Delta\varphi_6 = 4.3'$$

Суммарная кинематическая погрешность:

$$\Delta\varphi_{io\Sigma} = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta\varphi_{ij}}{i_{j-N}} K_{\varphi j}$$

Где K_{φ} – коэффициент учитывающий зависимость кинематической погрешности рассчитываемой передачи от фактического максимального угла поворота колеса. Определяется по таблице 2.25 с. 21

$$\begin{aligned}
i_{1-4} &= i_0 = 130 \\
i_{2-4} &= \frac{i_0}{i_{12}} = 36 \\
i_{3-4} &= \frac{i_0}{i_{12}i_{34}} = i_{56} = 7 \\
i_{4-4} &= 1
\end{aligned}$$

Таким образом формула имеет вид:

$$\Delta\varphi_{io\Sigma} = \frac{\Delta\varphi_1}{i_{1-4}}K_{\varphi_1} + \frac{\Delta\varphi_2 + \Delta\varphi_3}{i_{2-4}}K_{\varphi_2} + \frac{\Delta\varphi_4 + \Delta\varphi_5}{i_{3-4}}K_{\varphi_3} + \frac{\Delta\varphi_4}{i_{4-4}}K_{\varphi_4} = 8.45'$$

Где:

$$K_{\varphi_4} = 0.85$$

Поскольку таблица рассчитана до 360 градусов мы принимаем K_φ для углов, мера которых больше 360, равным единице! Тогда:

$$K_{\varphi_3} = K_{\varphi_2} = K_{\varphi_1} = 1$$

$\Delta\varphi_{io\Sigma} = 8.45'$ — кинематическая погрешность методом максимума-минимума

- Вероятностный метод.

$$\Delta\varphi_{maxi} = \frac{6.88KF'_i}{mz_i}$$

Коэффициент K — коэффициент фазовой компенсации

$$\Delta\varphi_{1max} = 19.7'$$

$$\Delta\varphi_{max3} = 20.1'$$

$$\Delta\varphi_{max5} = 20.9'$$

$$\Delta\varphi_{max2} = 6.8'$$

$$\Delta\varphi_{max4} = 5.6'$$

$$\Delta\varphi_{max6} = 4.2'$$

Теперь считаем минимальное значение:

$$\Delta\varphi_{imin} = \frac{4.88K_sF'_i}{mz_i}$$

— для 7, 8 классов точности

$$\Delta\varphi_{imin} = \frac{4.3K_sF'_i}{mz_i}$$

— для 5, 6, 9, 10 классов точности Поскольку у нас 7 класс точности используем формулу

$$\Delta\varphi_{1min} = 11.6'$$

$$\Delta\varphi_{2min} = 4'$$

$$\Delta\varphi_{3min} = 12.4'$$

$$\Delta\varphi_{4min} = 3.46'$$

$$\Delta\varphi_{5min} = 15.0'$$

$$\Delta\varphi_{6min} = 3'$$

Найдем поле рассеивания:

$$V_1 = 19.7 - 11.6 = 8.1'$$

$$V_3 = 20.1 - 12.4 = 7.7'$$

$$V_5 = 20.9 - 15 = 5.9'$$

$$V_2 = 6.8 - 4 = 2.8'$$

$$V_4 = 5.6 - 3.5 = 2.1'$$

$$V_6 = 4.2 - 3 = 1.2'$$

Координаты середины поля рассеивания:

$$E_i = \frac{\Delta\varphi_{maxi} + \Delta\varphi_{mini}}{2}$$

$$E_1 = 15.7'$$

$$E_3 = 16.3'$$

$$E_5 = 18'$$

$$E_2 = 5.4'$$

$$E_4 = 4.6'$$

$$E_6 = 3.6'$$

Суммарная вероятностная кинематическая погрешность передачи:

$$\Delta\varphi_{i\Sigma}^B = \sum_{j=1}^N \frac{E_{ij}}{i_{j-N}} + t_1 \sqrt{\sum_{j=1}^N \left(\frac{V_{ij}}{i_{j-N}} \right)} = 7.96$$

t — коэффициент студента. В домашнем задании вероятность принимаем равной $p = 10\%$

4. Определение погрешностей вносимых мертвым ходом Теоретически угол поворота ведомого колеса связя с углом поворта ведущего колеса линейной зависимостью. Практически при повороте ведущего колеса на некоторый угол $\delta\varphi_1$ ведомое колесо может оставаться неподвижным из-за наличия бокового зазора – люфта между зубьями сопряженных колес, а так же из-за наличия упругих деформаций рабочих участков валов, передающих крутящий момент. Величина $\delta\varphi_1$ является погрешностью мертвого хода. Мертвый ход равен сумме двух погрешностей – люфтовой погрешности и погрешности упругого мертвого хода.

Определим межосевые расстояния:

$$a_{12} = m * 0.5(z_1 + z_2) = 24.2\text{мм}$$

$$a_{34} = m * 0.5(z_3 + z_4) = 31.6\text{мм}$$

$$a_{56} = m * 0.5(z_5 + z_6) = 40\text{мм}$$

Собственные люфтовые погрешности передач отнесенные к ведущим колесам (шестерням) каждой пары:

$$\Delta\varphi_{\text{л}} = \frac{7.33j_{n\max}}{mz_1}$$

Где z_1 – ведущее колесо в паре $j_{n\max}$ – максимальный боковой зазор

$$j_{n\max} = 0.7(E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0.5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(f_a)^2}$$

Есть некоторые данные:

- $i_0 =$
- $i_{\text{што-шго}}$

тогда нам необходимо сделать следующие шаги:

1. $i_{\text{ост}} = \frac{i_0}{i_{\text{што-шго}}} =$ сколько – то $\rightarrow n = 1.85 \log_{10} i_{\text{ост}} =$ что – то Если получается надо брать передаточные отношения так, чтобы они возрастали от двигателя n – количество ступеней

$$i_j = \sqrt[n]{i_{\text{ост}}}$$

2. Подбираем колеса $z_1 = z_3 = z_5 = 20$ Тогда:

$$z_2 = i_{12}z_1 = \text{чему – то}$$

$$z_4 = i_{34}z_3 = \text{чему – то}$$

$$z_6 = i_{56}z_5 = \text{чему – то}$$

Далее считаем следующую величину (практический коэффициент передачи ?)

$$i_{\text{пр}} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_6}{z_5} = \text{чему} - \text{то}$$

$$\xi = \frac{i_0 - i_{\text{пр}}}{i_0} 100\% = \text{чему} - \text{то}$$

3. Рассчитать моменты на каждом из зубчатых колес:

$$M_{\text{н}} = 1_{\text{н}} * \text{м} = M_8$$

$$M_7 = \frac{M_8}{i_{78} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{опор}}}$$

$$M_6 = M_7$$

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

И так далее, весело что капец!

4. Считаем модули:

$$m_1 =$$

$$m_3 =$$

$$m_5 =$$

$$m_7 =$$

Ну мы их посчитали и они какие-то получились

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

$$\psi_m = \frac{b}{m} = 8$$

5. Расчет на контактную прочность
6. Геометрические параметры: $d, d_f, d_a, d_b, h, h_a, h_f, b, a, m_{\text{теор}}$
7. Расчет на точность
8. Примерный диаметр вала d
9. Расчет опор
10. Расчет потенциометра
11. Миллиметровка
12. к 8 пункту ($\Delta \varphi_{\text{умх}}$) Вала на прочность (эпюры) Опоры (расчет)

Упругие чувствительные элементы.

Упругие чувствительные элементы служат для преобразования измеренного давления или силы в какие-либо механические перемещения. К ним относятся: пружины (прямые, плоские, изогнутые, спиральные, винтовые); мембраны и мембранные коробки; гофрированные трубки; трубчатые сифоны. Характеристика упругого чувствительного элемента — зависимость между его прогибом (ходом) и вызывающей этот прогиб нагрузкой.

Пружины делятся на:

- По форме:
 - Прямые
 - Изогнутые
 - Спиральные
 - Винтовые
- По назначению:
 - Силовые (аккумуляторы энергии)
 - Измерительные (упругие чувствительные элементы)
 - Пружины для соединения деталей

Расчет винтовых пружин растяжения сжатия.

Параметры:

- D – диаметр пружины
- d – диаметр проволоки
- α – угол наклона витка

1. $P_{max} = \frac{\pi d^3}{8D_0} [\tau]_{кр}$

2. $\tau_{max} = k \frac{8P_{max}D_0}{\pi d^3} \leq [\tau]_{кр}$ K – коэффициент зависящий от индекса пружины.

3. $k = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c}$, где $c = \frac{D_0}{d}$

4. Диаметр проволоки:

$$d \geq \sqrt{\frac{8D_{max}ck}{n[\tau_{кр}]}}$$

Осевое перемещение:

$$f = \frac{8D_0^3 P_{max} n}{Gd^4} = \frac{8c^3 p_{max} n}{Gd}$$

5. Жесткость

$$K = \frac{Gd^4}{8nD_0^3}$$

6. Длина развернутой проволоки

$$L = \frac{\pi D_0 n_0}{\cos \alpha}$$

Задача: Определить размеры винтовой пружины сжатия при установке ее в прибор.

- $P_{min} = 24H$
- $P_{max} = 26H$
- $f_{раб} = 0.5\text{мм} = 0.5 * 10^{-3}\text{м}$
- ОВС - марка стали
- $G = 7.8 * 10^{10}$
- $\sigma_B = 188 * 10^7 \text{Па}$
- $\alpha = 7$

$$\frac{f_{min}}{f_{раб}} = \frac{f_{min}}{P_{max} - P_{min}}$$

Следовательно:

$$f_{min} = \frac{P_{min} P_{раб}}{P_{max} - P_{min}} = 6\text{мм}$$

$$f_{max} = f_{min} + f_{раб} = 6.5\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8P_{max}CK}{\pi[\tau]}}$$

Критическое напряжение:

$$[\tau_{пр}] = \frac{\sigma_B}{n_T} = 47 * 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$$

Индекс пружины:

$$c = 8 = \frac{D_0}{d}$$

Коэффициент зависящий от индекса пружины

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0.615}{c} = 1.18$$

$$d \geq \sqrt{\frac{8 * 26 * 1.188}{3.14 * 47 * 10^7}} = 1.15 * 10^{-3} = 1.15\text{мм}$$

Согласно какому-то там госту выбираем проволоку $d = 1.2\text{мм}$

$$D_0 = dc = 1.2 * 8 = 9.6\text{мм}$$

Определяем количество витков

$$n = \frac{1}{8} \frac{G f_{max} d}{P_{max} C^3} = \frac{1}{8} \frac{7.8 * 10^{10} * 1.2 * 10^{03} * 6.5}{26 * 8^3} = 5.8 = 6$$

С учетом наличия опорной поверхности:

$$n_0 = n + 2 = 6 + 2 = 8$$

Длина заготовки:

$$L = \frac{\pi D_0 n_0}{\cos \alpha} = \frac{8 * 9.63.14}{\cos 7} = 243 \text{ мм}$$

Выбор и расчет люфтовывирающих колес

Выбор бокового зазора в зубчатом зацеплении с использованием пружины растяжения.

Две составные части колеса (1) (2) скреплены специальными винтами (4), предотвращающими осевое перемещение одной детали по отношению к другой и допускающие угловой поворот одной части по отношению ко второй. Пружина (3) помещены в специальные окна стягивают половины колеса зацепами, зацепляемыми за отверстия в усиках половин. Предварительно части (1) и (2) смещают относительно друг друга в направлении растяжения пружины (3) на несколько угловых шагов p . И в таком положении их вводят в зацеплении с ведущим колесом. Зацепление обеспечивается моментом развиваемым пружинами на плече $2A$. Величина этого момента должна превышать величину передаваемого момента в $1.5 - 2$ раза.

$$OB = OE = OK = R$$

$$z = 80$$

$$m = 1 \text{ мм}$$

$$M_{кр} = 150 \text{ нм}$$

При взаимном повороте взаимных частей (1) и (2) начальная длина пружины равная BE увеличится до L_1 равное BK следовательно в пружинах возникнет стягивающее усилие. При этом первоначально действовавшее плечо A равное OM уменьшится до $A_1 = ON$

$$A_1 = R \cos \frac{\alpha \phi}{2} = R (\cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\phi}{2} - \sin \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\phi}{2})$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{A}{2}; \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{L}{2R}$$

$$A_1 = A \cos \frac{\phi}{2} - \frac{L}{2} \sin \frac{\phi}{2}$$

Угол ϕ это угол взаимного смещения колес (1) и (2). Пара сил двух пружин действующих на плече $2A_1$ создают зазорывыбирающий момент $M' = 2A_1P_2$ следовательно $P_2 = \frac{M'}{2A_1}$

$$M' = (1.5..2)M_{кр} = 2 * M_{кр} = 2 * 150 = 300\text{Н} * \text{мм}$$

Отсюда:

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{2A \cos \frac{\phi}{2} - L \sin \frac{\phi}{2}}$$

Т к взаимное смещение колес (1) и (2) должно быть проведено на целое количество зубьев, то величина угла ϕ можно выразить следующим образом:

$$\phi = \frac{360pn}{\pi D} = \frac{m360\pi n}{\pi D} = \frac{360mn}{mz} = \frac{360n}{z}$$

$$P_2 = \frac{2M_{кр}}{2A \cos \frac{180n}{z} - L \sin \frac{180n}{z}}$$

Необходимо задаться конструкторными параметрами: Длина пружины L , плечо Φ и количество зубьев на которые мы раздвигаем п. Необходимо ориентироваться на короткие и жесткие пружины с индексом пружины $C \leq 10$. Пусть $n = 4$, $A = 30$, $L = 12$

$$P_2 = \frac{2 * 150}{2 * 30 * \cos 9 - 12 * \sin 9} = 5.23$$

Необходимо теперь посчитать предельную силу:

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta} = \frac{5.23}{1 - 0.1} = 5.8$$

Открываем гост 13771 там выбираем максимальную силу:

$$P_3 = 6$$

Силой небес выбираем пружину №92 Ее параметры:

- $P_3 = 6$
- $d = 0.4$
- $D = 4.5$
- $K_1 = 3.71$
- $f_1 = 1.648$

Считаем рабочую деформацию

$$f_{раб} = L_1 - L = L \cos 9 + 2A \sin 9 - L = 9.2\text{мм}$$

Жесткость всей пружины:

$$K = \frac{P_2}{f_{\text{раб}}} = 0.57$$

Число витков рабочих:

$$n = \frac{K_1}{K} = \frac{3.71}{0.57} = 6$$

Добавляем 2.5 витка так, как концы пружин в разные стороны:

$$n_0 = n + 2.5 = 6.5$$

$$H_0 = (n + 1)d = (6 + 1)0.4 = 2.8$$

$$L_0 = H_0 + 2D = 2.8 + 2 * 4.5 = 11.8$$

Разработка чертежа общего вида Для разработки чертежа общего вида, первым делом надо проанализировать кинематическую схему 1 - двигатель

Устройство управления должно содержать в себе прибор, вырабатывающий электрический сигнал зависящий от угла поворота вала на котором он установлен.

Подбор потенциометра.

Основные параметры потенциометра:

1. Угол поворота вала потенциометра
2. Разрешающая способность (точность) потенциометра

По углу поворота потенциометры бывают:

1. Меньше 1 поворота
2. Однооборотные потенциометры
3. Пятиоборотные потенциометры
4. Десятиоборотные потенциометры
5. Двадцатиоборотные потенциометры

2 вида:

1. ППМЛ - 5-10 оборотов
2. ПТП - однооборотные

Выбор потенциометра по углу поворота:

1. $0.8\phi_{\text{пм}} \leq \phi_{\text{в}} \leq 1\phi_{\text{пм}}$
1. Главный вид
2. Равертка (сложный ступенчатый разрез по осям валов)

3. Дополнительные виды для понимания расположения элементов
4. Таблица составных частей
5. Схема деления на составные части

Таблица составных частей должна состоять из графов, такие как:

- Заимствованные изделия
- Вновь разработанные изделия
- Стандартные изделия
- Прочие изделия

Единственным заимствованным изделием являются стойки.

Схема деления отображает структуру прибора. На схеме делений можно отобразить уровневость сборки.

Разработка чертежа общего вида начинается с прорисовки главного вида (вид сверху вероятно)

Муфты.

Муфты бывают:

1. Соединительные
2. Предохранительные:
 - (a) Автоматические
 - (b) Муфты с разрушаемым элементом

Бывают 3 типа погрешностей при соединении валов:

1. Δx – экстринситет – несоосность
2. Δz – расстояние между валами
3. $\Delta \alpha$ – угол между осями

Муфты соединительные:

1. Втулочная: На 2 вала надевается втулка. Закрепление втулки на валах выполняется штифтованием. Причем для снижения износа штифтов они монтируются в перпендикулярных плоскостях. В металлическом исполнении позволяет решить погрешность Δz
2. Поводковая или пальцевая муфта, На половине муфты есть палец и луза, и две половины соединяются пальцем к лузе, тем самым позволяя решить Δx Δz $\Delta \alpha$.

3. Поводковая муфта с эластичным элементом: Между 2мя полумуфтами расположен эластичный материал и отсутствуют лузы, есть только штифты, таким образом позволяет нивелировать импульсы от резких пусков и стопов.

Предохранительная муфта с разрушаемым элементом Для дз:

$$D_{\text{штифта}} = \frac{1}{3} \dots \frac{1}{4} d_{\text{вала}}$$

Конструкционно выглядит как Втулочная муфта, только 2й штифт выполняется с расчетом на то что его срежет при определенном моменте достигнутом в процессе эксплуатации.

Муфта предохранительная пружинная

Предохраняет от кратковременных перепадов нагружения.

Сложные передачи.

Бывают:

- Сложные рядные передачи;
- Сложные многоступенчатые передачи;
- Сложные планетарные передачи;
- Сложные волновые передачи;
- Дифференциальные передачи.

Рядные передачи.

Это соединенные в ряд зубчатые колеса Передаточное отношение:

$$i_{1n} = (-1)^k \frac{z_n}{z_1}$$

Где n – число зубчатых колес, k – число передач. Колеса между входным и выходным колесами являются паразитными.

Кпд передачи:

$$\eta = \eta_{12}\eta_{23}\eta_{34}\eta_{45}\eta_{56}\eta_{67}$$

Применяют в трех случаях:

1. Позволяют вписывать передачу в заданные межосевые расстояния;
2. Когда необходимо согласовать вращения входного и выходного вала;
3. Служат для обхода препятствий внутри конструкции.

Достоинства и недостатки:

- Возможность согласования валов на определенном межосевом расстоянии;

- Возможность смены направления вращения передачи без пересчета передаточного отношений;
- Возможность обхождения препятствий внутри конструкции;
- Возможность снятия нагрузки с нескольких выходных валов при одном входном валу;
- В передаточном отношении участвуют только первое и последнее зубчатое колесо, все остальные колеса являются паразитными;
- Низкое кпд;
- Большое количество промежуточных элементов.

Многоступенчатые передачи.

Сферы применения: Повсеместно, где необходимо получить большое передаточное отношение и кпд.

1. Возможность снятия нагрузки с нескольких выходных валов при одном входном.
2. Возможность получить большое передаточное отношения.
3. Возможность получения редуктора с большим передаточным отношением и относительно небольшими габаритами.
4. Простота расчета, простота сборки.
5. Резкий спад кпд при большом передаточном отношении.

Планетарные передачи.

Планетарным называется механизм состоянищий из зубчатых колес и вращающихся звеньев, на которых располагаются оси зубчатых колес. Звено на котором располагаются подвижные оси колес называется водило, обозначается H . А зубчатые колеса с подвижными осями называются планетами или сателлитами. Колеса с неподвижной осью вращения называется центральным или солнечным. Неподвижное колесо называется опорным или корона.

В червячной передаче иногда присутствует эффект самоторможения. Это является достоинством.

Эффект самоторможения — эффект, когда после снятия нагрузки с двигателя червяк не может провернуться со стороны зубчатого колеса. Параметры червяка:

1. $h_{a_1} = h_{a_1}^* m$
2. $h_{f_1} = h_{f_1}^* m$
3. $d_{a_1} = d_1 + 2ha$

4. $d_{f_1} = d_1 - 2h_{f_1}$
5. $b_1 = (c_1 + c_2 z_2)m$

Параметры зубчатого колеса:

1. $d_2 = mz_2$
2. $d_a = d_2 + 2h_a$
3. $d_f = d_2 - 2h_a$
4. $b \leq 0.75d_a$ ($z_1 = 1, 2$)
5. $b \leq 0.67d_a$ ($z_1 = 4$)
6. $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$
7. $s = p * z_1$

Силы и моменты:

1. $F_{a_1} = F_2$
2. $F_1 = f_{a_2}$
3. $F_{r_1} = F_{r_2}$
4. $F_{1,2} = \frac{2M_{1,2}}{d_{1,2}}$
5. $M_1 = \frac{M_2 \tan \gamma + \varphi'}{i_{1,2} \tan \gamma}$

Достоинства:

1. Самое большое передаточное отношение на 1 зубчатую пару.
2. Передача больших моментов под углом 90 градусов.
3. Возможность применения эффекта самоторможения.
4. Возможность получения больших моментов на выходном валу.
5. Относительно малые габариты.
6. Высокая плавность хода, высокая кинематическая точность.

Недостатки

1. Низкий КПД.
2. Большое трение, большой нагрев от трения.
3. Невозможность получения большой угловой скорости на выходном валу.

4. Необходимость применения дорогих антифрикционных материалов.
5. Сложности при изготовлении и сборке.
6. Иногда необходимость в применении теплоотвода.

Передача винт-гайка. vza Бавают:

1. Кинематической
2. Силовой