

Задача 1

Выбрать электродвигатель. Определить кинематические и силовые характеристики привода.

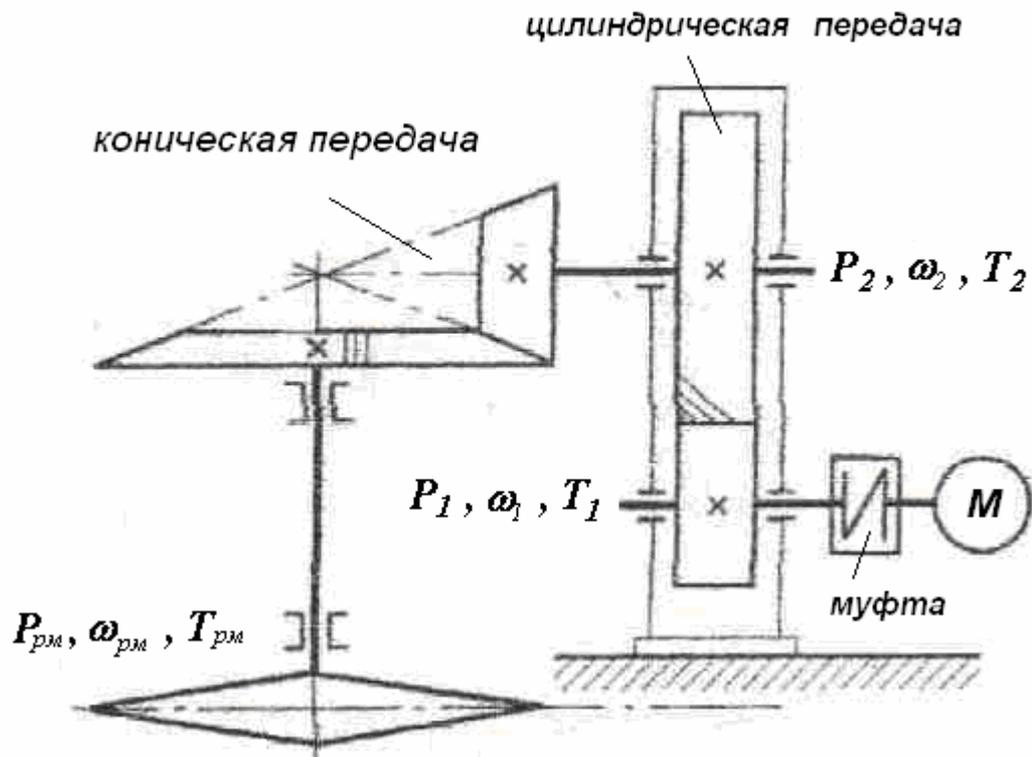
Дано:

Тяговая сила цепи: $F = 14$ кН;

Скорость грузовой цепи: $V = 0,65$ м/с;

Шаг тяговой цепи: $p = 80$ мм;

Число зубьев звёздочки: $z = 8$.



Решение

1. Выбираем электродвигатель.

Требуемая мощность рабочей машины:

$$P_{рм} = F \cdot V, \text{ где}$$

V – линейная скорость, м/с; F – усилие на тяговом органе рабочей машины, кН;

$$P_{рм} = 14 \cdot 0,65 = 9,1 \text{ кВт}.$$

Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{zn} \cdot \eta_{on} \cdot \eta_m \cdot \eta_{нк} \cdot \eta_{лс}, \text{ где}$$

η_{zn} – КПД закрытой передачи (коническая);

η_{on} – КПД открытой передачи (цепная);

η_m – КПД муфты;

$\eta_{нк}$ – КПД подшипников качения (две пары);

$\eta_{лс}$ – КПД подшипников качения (одна пара);

$$\eta = 0,96 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,995^2 \cdot 0,99 = 0,867.$$

Требуемая мощность двигателя:

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta};$$

$$P_{дв} = \frac{9,1}{0,867} = 10,5 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель асинхронный 4АМ160S6 У3. Номинальная мощность 11 кВт, номинальная частота 730 мин⁻¹.

2. Определяем кинематические и силовые характеристики привода.

Частота вращения приводного вала рабочей машины:

$$n_{рм} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{z \cdot p}, \text{ где}$$

V – скорость конвейера, м/с;

z – число зубьев звёздочки тягового органа;

p – шаг тяговой цепи, мм;

$$n_{рм} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,65}{8 \cdot 80} = 61 \text{ мин}^{-1}.$$

Передаточное число привода для приемлемого варианта типа двигателя при заданной номинальной мощности:

$$u = \frac{n_{ном}}{n_{рм}};$$

$$u = \frac{730}{61} = 12.$$

Разбивка передаточного числа привода:

$$u = u_{zn} \cdot u_{on}, \text{ где}$$

u – передаточное число привода;

u_{zn} – передаточное число редуктора;

u_{on} – передаточное число открытой передачи.

Принимаем $u_{zn} = 4$, тогда $u_{on} = \frac{12}{4} = 3$.

Принимаем u_{on} не стандартное.

Угловые скорости на валах привода, рад/с:

$$\omega_{ном} = \frac{\pi \cdot n_{ном}}{30}; \quad \omega_1 = \omega_{ном}; \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{zn}}; \quad \omega_{pm} = \frac{\omega_2}{u_{on}}.$$

$$\omega_{ном} = \frac{3,14 \cdot 730}{30} = 76,4 \text{ c}^{-1};$$

$$\omega_1 = 76,41 \text{ c}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{76,4}{4} = 19,1 \text{ c}^{-1};$$

$$\omega_{pm} = \frac{19,1}{3} = 6,4 \text{ c}^{-1}.$$

Вращающие моменты на валах привода, Н·м:

$$T_{\partial в} = \frac{P_{\partial в}}{\omega_{ном}}; \quad T_1 = T_{\partial в} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}; \quad T_2 = T_1 \cdot u_{zn} \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_{пк}; \quad T_{pm} = T_2 \cdot u_{on} \cdot \eta_{on} \cdot \eta_{пс}.$$

$$T_{\partial в} = \frac{11000}{76,4} = 144 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = 144 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 140,4 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 140,4 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 536,44 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$T_{pm} = 536,44 \cdot 3 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 1497,6 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

Задача 2

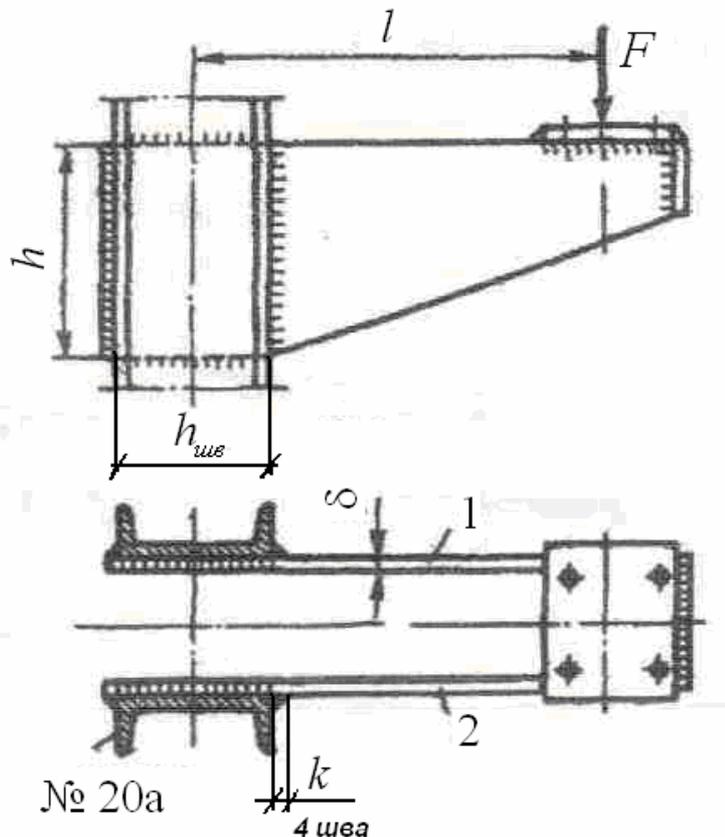
Рассчитать сварное соединение и определить размеры h и δ листов 1 и 2, приваренных к швеллерам колонны. Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно.

Дано:

$F = 33 \text{ кН}$; $l = 1200 \text{ мм}$; Электроды Э42;

Метод сварки – ручная дуговая;

Характер нагрузки – статическая.



Решение:

1. Принимаем допускаемые напряжения при растяжении и при срезе:

$$[\sigma'_p] = 0,9 \cdot [\sigma_p], \quad [\tau'] = 0,6 \cdot [\sigma_p],$$

$$[\sigma'_p] = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ МПа}, \quad [\tau'] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

2. Изгибающий момент M в сварном соединении:

$$M = F \cdot l = 33 \cdot 10^3 \cdot 1200 = 396 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Общая площадь сварных швов:

$$A_{\text{шв}} = 2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot h_{\text{шв}}, \text{ где}$$

$h_{\text{шв}} = 200 \text{ мм}$ – высота швеллера № 20а.

4. Момент сопротивления сварных швов:

$$W = \frac{0,7 \cdot \pi \cdot k \cdot (4h)^2}{6}.$$

5. Условия прочности на растяжение и на срез:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\text{шв}}} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot h_{\text{шв}}} \leq [\sigma'_p],$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{M}{W} = \frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot \pi \cdot k \cdot (4h)^2} \leq [\tau'].$$

6. Катет шва:

$$k \geq \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot [\sigma'_p] \cdot 2 \cdot h_{\text{шв}}},$$

$$k \geq \frac{33 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 144 \cdot 2 \cdot 200} = 0,41 \text{ мм}.$$

Так как минимальная толщина стенки швеллера равна 4,4 мм, то принимаем $k = 5 \text{ мм}$.

Тогда толщина листов: $\delta = k = 5 \text{ мм}$.

7. Высота шва:

$$h \geq \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot M}{0,7 \cdot \pi \cdot k \cdot [\tau']}}$$

$$h \geq \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\frac{6 \cdot 396 \cdot 10^5}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 5 \cdot 96}} = 118,6 \text{ мм}$$

Учитывая возможность технологических дефектов сварки, принимаем $h = 125 \text{ мм}$.

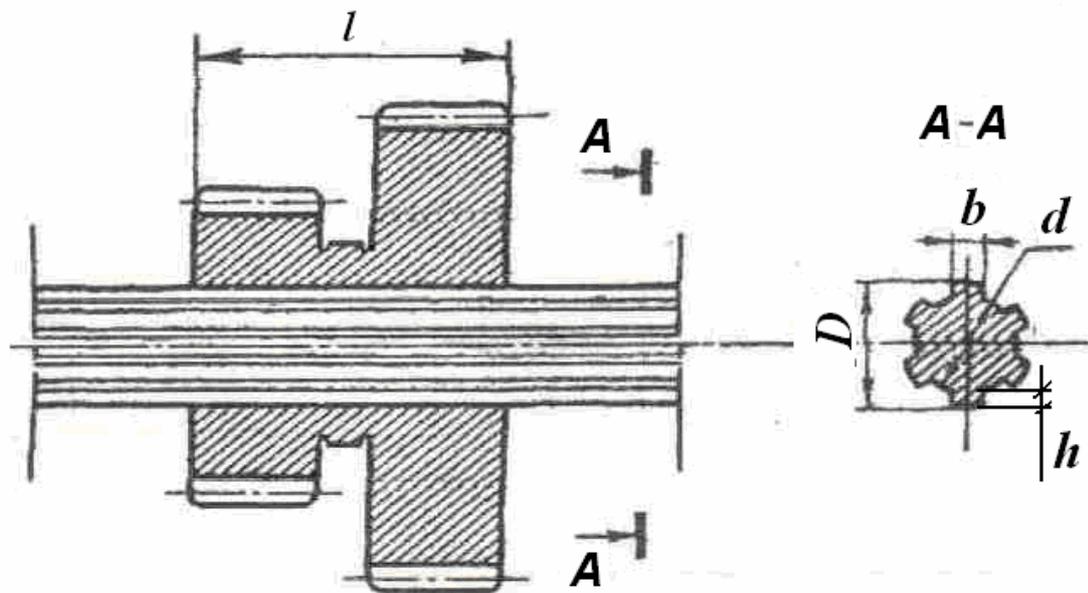
Задача 3

Подобрать по ГОСТу подвижное шлицевое (зубчатое) соединение блок-шестерни с валиком коробки передач и проверить его на прочность. Передаваемый валиком крутящий момент T и наружный диаметр валика D заданы. Материал валика и другие необходимые данные для расчета принять самостоятельно, ширину блок-шестерни принять из условия прочности на смятие в шлицевом соединении. Характер передачи - реверсивная. Материал блок-шестерни – сталь 50.

Дано:

Крутящий момент, передаваемый валом: $T = 780 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

Наружный диаметр вала: $D = 56 \text{ мм}$.



Решение:

1. Для прямобочного шлицевого соединения по ГОСТ 1139-80 принимаем: число зубьев $z = 8$; ширина зуба $b = 9 \text{ мм}$; внутренний диаметр $d = 48 \text{ мм}$; наружный диаметр $D = 56 \text{ мм}$; фаска $f = 0,5 \text{ мм}$.

2. Принимаем материал валика сталь 35ХМ.

Твердость поверхности шлицев из выбранного материала $269...302\text{HB} \leq 350$.

Тогда напряжения смятия для подвижного соединения при реверсивной передаче:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 56...84 = 70 \text{ МПа}.$$

3. Определим геометрические размеры шлица:

$$d_u = \frac{D + d}{2}, \quad h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f,$$

$$d_u = \frac{56 + 48}{2} = 52 \text{ мм},$$

$$h = \frac{56 - 48}{2} - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{ мм}.$$

4. Определим ширину блок-шестерни из условия прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ где}$$

$K_3 = 1,1...1,5$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями.

Принимаем $K_3 = 1,3$, тогда

$$b_u = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K_3}{z \cdot h \cdot d_m \cdot 2 \cdot [\sigma_{\text{см}}]},$$

$$l = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 780 \cdot 1,3}{8 \cdot 3 \cdot 52 \cdot 70} = 23,2 \text{ мм}.$$

Принимаем: $l = 24 \text{ мм}$.

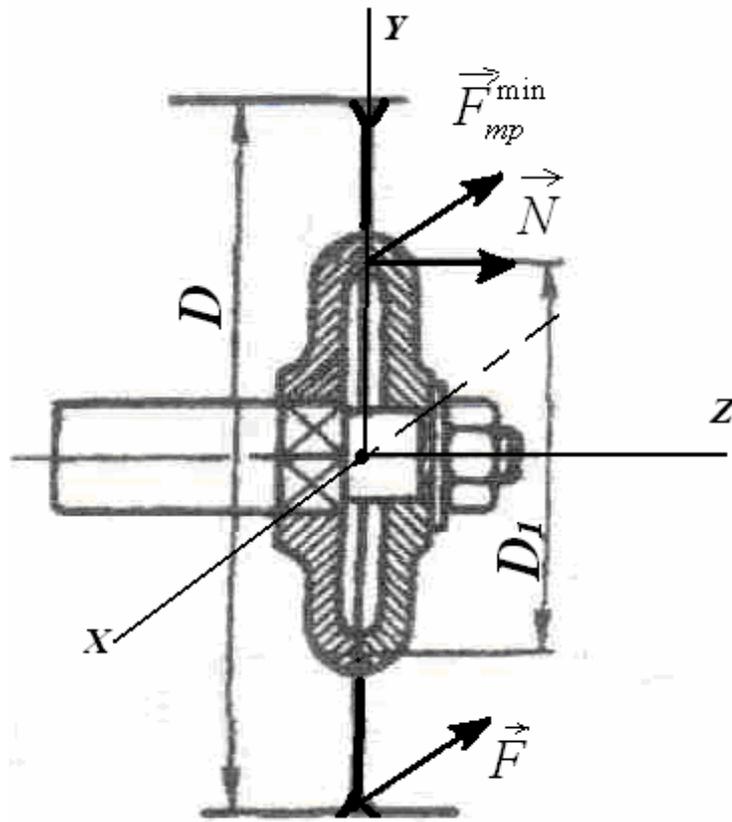
Задача 4

Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала. Пила преодолевает сопротивление резанию – силу F .

Дано:

Вес поднимаемого груза : $F = 1100 \text{ Н}$;

Диаметры: $D = 560 \text{ мм}$; $D_1 = 160 \text{ мм}$.



Решение

1. Выбираем материал:

- дисковая пила ($D = 560 \text{ мм}$): сталь 45Г, $\sigma_T = 800 \text{ Н / мм}^2$.
- шайба ($D = 560 \text{ мм}$): сталь 10, $\sigma_T = 300 \text{ Н / мм}^2$.
- резьбовая часть вала (болт): сталь 45Г, $\sigma_T = 800 \text{ Н / мм}^2$.
- гайка: сталь 45Г, $\sigma_T = 800 \text{ Н / мм}^2$.

2. Рассмотрим силы, действующие в плоскости пилы.

Составим уравнение равновесия:

$$-F \cdot \frac{D}{2} + F_{mp}^{\min} \cdot \frac{D_1}{2} = 0, \text{ где}$$

F_{mp}^{\min} – минимальная сила трения, при которой диск не будет проворачиваться;

$$F_{mp}^{\min} = \frac{F \cdot D}{D_1},$$

$$F_{mp}^{\min} = \frac{1100 \cdot 560}{160} = 3850 \text{ Н}.$$

3. Находим реакцию плоскости N .

Сила трения:

$$F_{mp}^{\min} = f \cdot N, \text{ где}$$

$f = 0,13$ – коэффициент трения сцепления.

Получим:

$$N = \frac{F_{mp}^{\min}}{f},$$

$$N = \frac{3850}{0,13} = 29615 \text{ Н}.$$

4. Подбор резьбы.

По условию прочности при изгибе:

$$\sigma_u^{\max} = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma_u], \text{ где}$$

$M_u = N \cdot 0,5D_1$ – изгибающий момент;

$W_u = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$ – момент сопротивления сечения;

d_1 – внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$ – допускаемое напряжение изгиба;

$[s] = 4$ – коэффициент запаса прочности;

$$M_u = 29615 \cdot 0,5 \cdot 160 = 2369,2 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$[\sigma_u] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{800}{4} = 200 \text{ МПа},$$

$$\sigma_u^{\max} = \frac{2369,2 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \leq 200,$$

$$d_1^{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{2369,2 \cdot 10^3 \cdot 16}{\pi \cdot 200}} = 39,23 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9150-59 принимаем метрическую резьбу М42 с внутренним диаметром $d_1 = 40,376 \text{ мм}$ и шагом $s = 1,5 \text{ мм}$.

Список литературы

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит – М.: Высшая школа, 1991. - 432 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов техн. учеб. заведений / М.Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 2000 – 383 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 томах / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2006.

