

Запишем данные:

Грузоподъемность $G = 3500$ кг

Скорость подъема $v = 0.2 \frac{м}{с}$

Режим работы

Высота подъема $h' = 4$ м

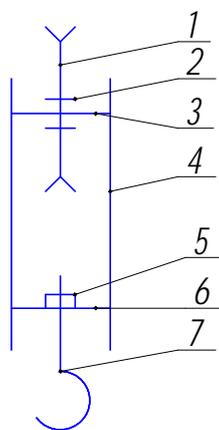
Число подвесных блоков $K = 2$

Кран стреловой

1. Расчет крюковой подвески

Выберем длинную крюковую подвеску, состоящую из крюка, на нарезанную часть которого навинчена гайка, опирающаяся на опорный подшипник, который позволяет легко поворачивать поднятый груз в нужное положение. По правилам Гостехнадзора устройство такой опоры обязательно при грузоподъемности крана от 3 тонн и выше. Рекомендуется закрывать подшипники кожухом, чтобы предохранить их от попадания пыли и влаги. Гайки крюков должны иметь стопорные приспособления, препятствующие их отворачиванию.

Траверса крюка шарнирно закрепляется в серьгах подвески. Благодаря этому крюк может поворачиваться в двух взаимно перпендикулярных направлениях. траверса отковывается из стали. Диаметр отверстия в траверсе для шейки крюка должен быть несколько большим, чем шейка. Смазка подшипников блоков консистентная, при помощи масленок, ввернутых в торцы оси блоков. Для предотвращения вытекания смазки из подшипников применяются уплотнения.



- 1 - блок
- 2 - подшипник оси блоков
- 3 - ось блоков
- 4 - серьга
- 5 - гайка
- 6 - траверса с упорным подшипником
- 7 - крюк

1.1 Выберем схему полиспаста и определим его КПД

кратность полиспаста $a = 2$

$$K = 2$$

КПД канатного блока на подшипниках качения

$$\eta = 0.96$$

$$\text{тогда } \eta_n = \frac{1 - \eta^a}{(1 - \eta) \times a} = \frac{1 - 0.96^{2.0}}{(1 - 0.96) \times 2.0} = 0.98$$

1.2 Максимальное натяжение набегающей ветви каната на барабан

$$Q = G \times 0.81 = 34335.0 \text{ Н}$$

$$F_{\max} = \frac{Q}{a \times \eta_n} = \frac{34335.0}{2.0 \times 0.98} = 17517.9 = 1.752 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

1.3 Разрывное усилие на канате

$$F_p = F_{\max} \times c = 17517.9 \times 5.5 = 96348.45 = 9.635 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

где $c = 5.5$ - коэффициент запаса прочности, по которому выбираем стальной канат.

Для механизма подъема используем канат типа ЛК-Р (ГОСТ2688-80)

Долговечность канатов увеличивается при работе на блоках из серого чугуна на 15-30% по сравнению с работой на стальных блоках.

примем $d_k = 14 \text{ мм}$

при пределе прочности прочности проволок

$$\sigma = 1800 \times 10^6 \text{ Па}$$

1.4 Диаметр блока

$$D_{\text{бл}}^3 = d_k^3 \times e$$

где e - коэффициент зависящий от режима работы

$$e = 18 \text{ см табл.4}$$

$$\text{тогда } D_{\text{бл}} = 252 \text{ мм}$$

наружный диаметр блока

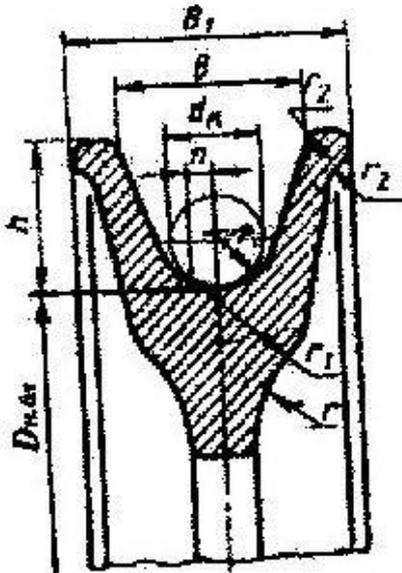
$$D_{\text{н.бл}} = D_{\text{бл}} + 2 \times \frac{h}{e} - \frac{d_k}{2}$$

где h - высота профиля ручья (желоба)

$$h = 30 \text{ мм}$$

$$D_{н.бл} = \overset{e}{\underset{e}{\dot{E}}} D_{бл} + 2 \times \overset{ae}{\underset{e}{\dot{C}}} h - \frac{d_k \ddot{u}}{2 \ddot{a}} = 252.0 + 2 \times \overset{ae}{\underset{e}{\dot{C}}} 30 - \frac{14.0 \ddot{u}}{2 \ddot{a}} = 298.0 = 298 \text{ мм}$$

Блоки крановые, профиль ручья



$$R = 9.5 \text{ мм}$$

$$B = 44 \text{ мм}$$

$$B1 = 60 \text{ мм}$$

$$h = 30 \text{ мм}$$

$$r = 23 \text{ мм}$$

$$r1 = 26 \text{ мм}$$

$$r2 = 3 \text{ мм}$$

$$n = 5 \text{ мм}$$

1.5 выберем по грузоподъемности крюк и выполним проверочный расчет хвостовой части крюка

напряжение на растяжение в резьбе определяется по формуле

$$G_p = \frac{4Q}{\pi d^2} < (G_p)$$

где d - диаметр резьбы на хвостовике крюка, мм

$$G_p - \text{допускаемое напряжение, } G_p = 55 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$\text{Отсюда диаметр } d = \sqrt{\frac{4Q}{G_p \times \pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 34335.0}{55 \times 10^6 \times \pi}} = 0.0282 = 0.028 \text{ м}$$

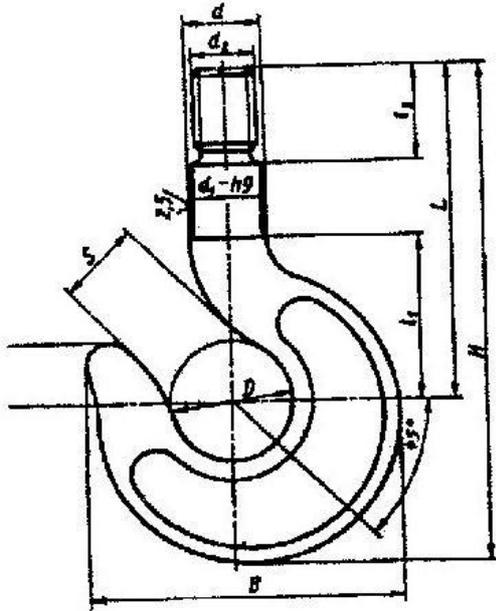
Высоту гайки находим из условия

$$H_{\Gamma} = 0.8d + 17 = 0.8 \times 0.0282 + 17 = 17.0 = 17 \text{ мм}$$

где 17 мм берется как запас для установки стопорной шайбы

где из табл 6 и 7 подходит крюк

номер $N = 8$



Размеры:

$$H = 245 \text{ мм}$$

$$d_2 = 30 \text{ мм}$$

$$D = 55 \text{ мм}$$

$$L = 165 \text{ мм}$$

$$S = 40 \text{ мм}$$

$$\lambda_1 = 85 \text{ мм}$$

$$d' = 35 \text{ мм}$$

$$\lambda_2 = 45 \text{ мм}$$

$$d_1 = 30 \text{ мм}$$

1.6 Траверса

Диаметр отверстия под крюк выбирается из зависимости от размера не нарезанной части крюка

$$d_2 = d_1 + 3 = 30 + 3 = 33.0 = 33 \text{ мм}$$

d_2 - диаметр отверстия траверсы

$d_1 = 30$ - диаметр не нарезанной части крюка, мм

расстояние l между щеками траверсы принимают конструктивно $l=60...70$

Размер λ_0 между осями серег определяется по формуле

$$\lambda_0 = \lambda + 2\delta_1 + \delta_2$$

где $\delta_1 = 4$ мм - толщина щеки

$\delta_2 = 8$ мм - толщина щеки

$\lambda = 65$ мм

$$\lambda_0 = (\lambda + 2\delta_1 + \delta_2) = 65 + 2 \cdot 4 + 8 = 81 \text{ мм}$$

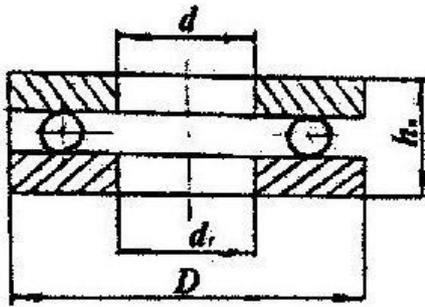
Ширину траверсы определяют по формуле

$$B = D + (15...30)$$

где D - диаметр наружного кольца упорного подшипника

упорный подшипник выбирается по диаметру ненарезанной части крюка d_1 с наружным диаметром опорного кольца D и высотой h_n выбранный подшипник проверяется по условию статической грузоподъемности.

подшипник



Размеры:

$N_n = 8106$ - марка

$d_1 = 30$ мм

$D = 47$ мм

$h_n = 11$ мм

$C = 1.35 \cdot 10^4$

$C_0 = 2.87 \cdot 10^4$

Тогда ширина B :

$$B = D + 20 = 47 + 20 = 67 \text{ мм}$$

Высота траверсы определяется по формуле:

$$h = L - (\lambda_1 + \lambda_2) = 165 - (85 + 45) = 35.0 = 35 \text{ мм}$$

$$h_0 = h - h_n = 35 - 11 = 24 \text{ мм}$$

где $h_n = 11$ мм - высота упорного подшипника

Определим диаметр цапфы траверсы:

$$G_{II} = \frac{Q \cdot \delta_2}{4 \cdot 0.1 \cdot d_{ц}^3} \cdot \xi (G_{II})$$

тогда

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{Q \cdot \delta_2 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0.1 \cdot 75 \cdot 10^6}} = \sqrt[3]{\frac{34335.0 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0.1 \cdot 75 \cdot 10^6}} = 0.0209 = 0.021 \text{ м}$$

$75 \cdot 10^6$ Па - допускаемое напряжение на изгиб

Рисунок траверсы

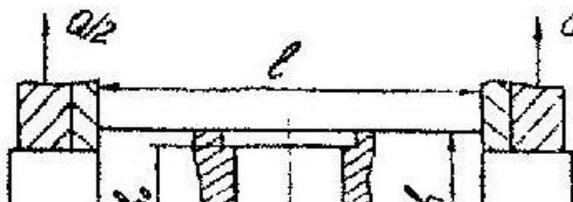
размеры:

$h_0 = 24$ мм

$h = 35$ мм

$B = 67$ мм

$d_2 = 33$ мм



1.7 Сержа

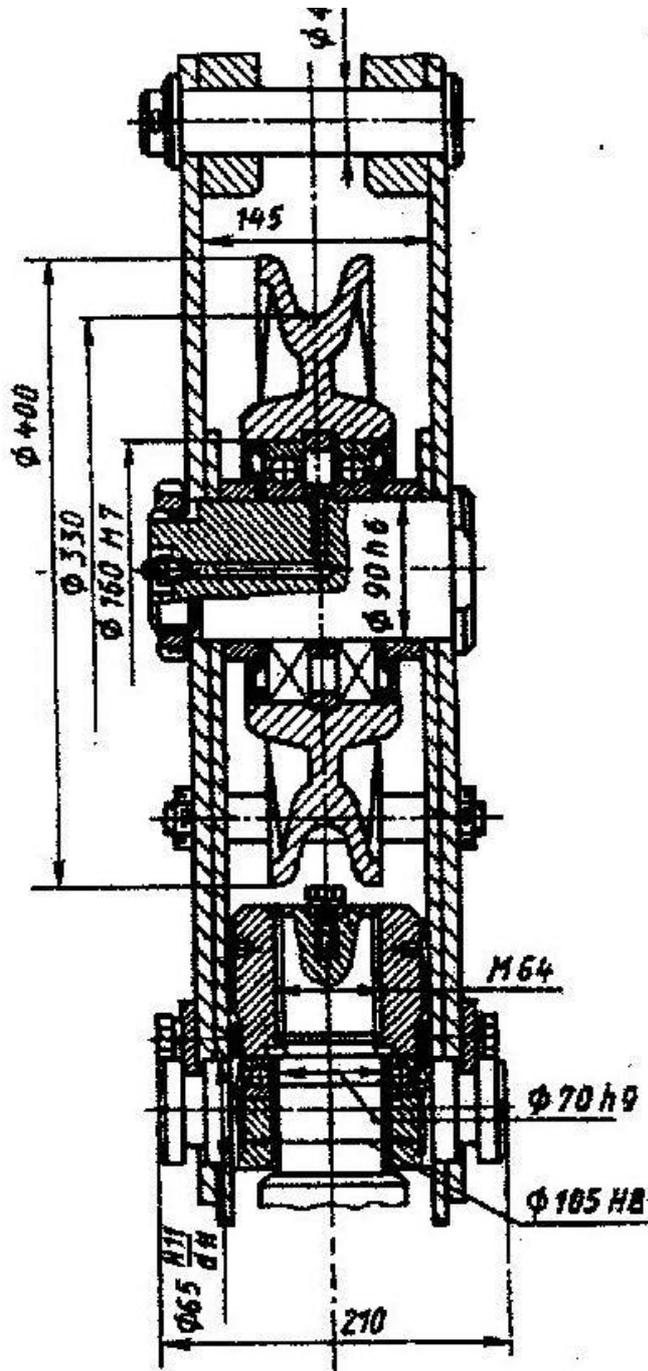
$$d_0 = d_y = 0.021 \times m$$

$$\text{Ширина серьги } B = 2 \times d_0 = 0.042 \times m$$

Межосевое расстояние между центрами осей блока и траверсы

$$A = \frac{D_{н.бл}}{2} + 10 + H_{\Gamma} + \frac{h_n + h}{2} = \frac{298}{2} + 10 + 17 + \frac{11 + 35}{2} = 199.0 = 199 \text{ мм}$$

Эскиз крюковой подвески:



2. Расчет механизма подъема

2.1 Выбор электродвигателя.

Предварительный выбор электродвигателя выполняется исходя из величины мощности двигателя, необходимой для подъема номинального груза и заданного режима работы. Для этого подбирают по каталогу ближайшее значение мощности двигателя.

Мощность $P_{дв}$ необходимая для подъема груза при заданной относительной продолжительности включения определяется из выражения

$$P_{дв} = \frac{Q \times v_{гр}}{\eta_{об}}$$

где $v_{гр}$ - скорость груза, м/с

Q - грузоподъемная сила, Н

$\eta_{об}$ - общий КПД механизма подъема

$$\eta_{об} = \eta_n \times \eta_б \times \eta_p \times \eta_m$$

где $\eta_n = 0.97$ - КПД полиспаста

$\eta_p = 0.975$ - КПД редуктора

$\eta_б = 0.975$ - КПД барабана

$\eta_m = 0.99$ - КПД муфты

$$\eta_{об} = \eta_n \times \eta_б \times \eta_p \times \eta_m = 0.97 \times 0.975 \times 0.975 \times 0.99 = 0.913$$

Тогда мощность двигателя при $\eta_{об} = 0.913$ и $v = 0.2$ м/с и $Q = 3.434 \cdot 10^4$ Н

Получится павной

$$P_{дв} = \frac{Q \times v \times 10^{-3}}{\eta_{об}} = \frac{34335.0 \times 0.2 \times 10^{-3}}{0.913} = 7.52 = 7.52 \text{ кВт}$$

По полученной мощности выберем марку двигателя

Двигатель - МТФ211

С характеристиками:

Частота $n = 915 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

Максимальный момент $M_{max} = 195 \text{ Н}\cdot\text{м}$

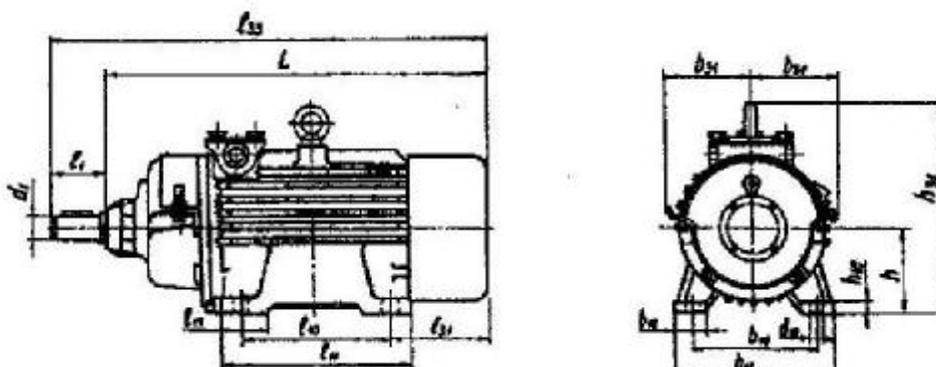
Момент инерции $J_p = 0.115 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Масса $m = 120 \text{ кг}$

Габаритные, установочные и посадочные размеры, мм:

| | |
|----------------|-----------------------|
| $b_{10} = 235$ | $h_{31} = 385$ |
| $b_{11} = 320$ | $\lambda_{10} = 110$ |
| $b_{12} = 65$ | $\lambda'_{10} = 243$ |
| $b_{31} = 158$ | $\lambda_{11} = 306$ |
| $d_1 = 40$ | $\lambda_{12} = 70$ |
| $d_{10} = 24$ | $L = 582$ |
| $H = 160$ | $\lambda_{31} = 150$ |
| $h_{10} = 20$ | $\lambda_{33} = 701$ |

Рис. Крановый асинхронный двигатель серии МТФ



2.2 Расчет барабана и определение его размеров

Минимально допустимый диаметр барабана, измеренный по центру навиваемого уаната, определяется по формуле

$$D_{\sigma} = e d_k = 18.0 \times 14.0 = 252.0 = 252 \text{ мм}$$

где $e = 18$ коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины

$d_k = 14$ мм - диаметр каната

Полученное значение округляем в большую сторону

$$D_{\sigma} = 252 \text{ мм}$$

В механизмах подъема с машинным приводом при однослойной навивке каната присегают барабаны с нарезанными винтовыми канавками.

Рис. Профиль канавок для каната

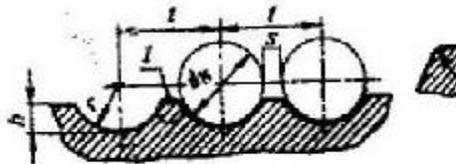


Рис. 9

Профиль канавок для каната

Шаг винтовой нарезки

$$t = d_k + S$$

$$d_k = 14 \text{ мм}$$

$S = 3 \text{ мм}$ - расстояние между витками каната

$$t = d_k + S = 14.0 + 3 = 17 \text{ мм}$$

Стенки барабана испытывают сложное напряженное состояние, так как в них действуют напряжения сжатия, изгиба и кручения. Наиболее опасным является напряжение сжатия.

Толщину стенки литого барабана определяют из уравнения прочности на сжатие

$$b = \frac{F_{\max}}{t \cdot \sigma_{\text{сж}}}$$

где $F_{\max} = 1.752 \cdot 10^4 \text{ Н}$ - максимальное натяжение каната;

b - толщина

$\sigma_{\text{сж}} = 110 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - допускаемое напряжение на сжатие, для стальных барабанов.

$$b = \frac{F_{\max}}{t \cdot \sigma_{\text{сж}}} = \frac{17517.9}{17 \cdot 10^{-3} \cdot 110 \cdot 10^6} = 0.00937 = 9.37 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Общую длину барабана определяем по формуле

$$L_{\text{б}} = \frac{\pi \cdot h' \cdot a}{3.14 \cdot D_{\text{б}} + Z_{\text{Д}} \cdot \phi} + 5 \cdot a$$

где $h' = 4$ - высота подъема груза, мм;

$a = 2$ - кратность полиспаста;

$D_{\text{б}} = 252$ - Диаметр барабана, мм;

$Z_{\text{Д}} = 2$ - количество доп. витков.

$$L_{\sigma} = \frac{a \cdot h' \cdot 1000 \cdot a}{c \cdot 3.14 \cdot D_{\sigma} + Z_{D_{\sigma}}} \cdot \ddot{x} + 5t = \frac{4 \cdot 1000 \cdot 2.0}{3.14 \cdot 252 + 2} \cdot 17 + 5 \cdot 17 = 256.0 = 256 \text{ мм}$$

Скорость каната навиваемого на барабан, при скорости подъема груза $v_{\text{зр}}$

$$v_k = v_{\sigma} = a \cdot v_{\text{зр}}$$

где $a = 2$ - кратность полиспаста

$$v = 0.2 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ скорость подъема}$$

$$v_k = a \cdot v = 2.0 \cdot 0.2 = 0.4 = 0.4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Частота вращения барабана в минуту

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot a}{3.14 \cdot D_{\sigma} \cdot 10^{-3}} = \frac{60 \cdot 0.2 \cdot 2.0}{3.14 \cdot 252 \cdot 10^{-3}} = 30.3 = 30.3 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Диаметр оси барабана определяют из выражения

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{II}}{0.1 \cdot \sigma_{II}^{\text{доп}}}}$$

где

$$\sigma_{II}^{\text{доп}} = 85 \cdot 10^6 \quad \text{Па} \quad - \text{ допускаемое напряжение при изгибе};$$

$$\lambda = L_{\sigma} + 60 = 256 + 60 = 316.0 = 316 \text{ мм} \quad - \text{ длина оси}$$

$$M_{II} = F_{\text{max}} \cdot \frac{\lambda}{4} \cdot 10^{-3} = 17517.9 \cdot \frac{316}{4} \cdot 10^{-3} = 1383.0 = 1.383 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{II}}{0.1 \cdot \sigma_{II}^{\text{доп}}}} = \sqrt[3]{\frac{1383}{0.1 \cdot 85 \cdot 10^6}} = 0.0546 = 0.055 \text{ м}$$

Подшипники выбирают в зависимости от диаметра оси и проверяют на долговечность.

крепление каната на барабане можно осуществить с помощью крепления прижимной планки к внутренней полости барабана.

В нашем случае производим крепление каната наружными планками.

В расчет входит определение усилия действующего на крепление каната, и в зависимости от него определяют число болтов и их диаметр.

Каждая планка прижимает канат к барабану с помощью одного или двух болтов.

Одно - болтовых планок, независимо от расчета, обычно устанавливают не менее двух.

Напряжение каната перед планкой:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{\alpha f}}$$

где e - основание натуральных логарифмов

$\alpha = 2 \times \pi$ - угол обхвата барабана дополнительными витками каната

f - коэффициент трения между канатом, поверхностью барабана и планкой

$$f = 0.15$$

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{2.71^{\alpha f}} = \frac{17517.9}{2.71^{2 \times \pi \times 0.15}} = 6845.0 = 6.845 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Необходимое нажатие всех болтов крепления

$$N = \frac{0.65 \times k \times F_{кр}}{\rho}$$

0.65 - коэффициент, учитывающий разгружающие действия витков каната, входящих в крепление;

$k = 1.25$ - коэффициент надежности крепления

$\rho = 0.37$ - коэффициент сопротивления движению каната при зажиме планкой.

$$N = \frac{0.65 \times k \times F_{кр}}{\rho} = \frac{0.65 \times 1.25 \times 6845}{0.37} = 15031.0 = 1.503 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Диаметр болта $d_1 = \sqrt{\frac{4N}{3.14 \times z \times \sigma_{pu}}}$

где $z = 4$ - число болтов крепежных планок

$$\sigma_{pu} = 60 \times 10^6 \text{ Па} \quad \text{- допускаемое напряжение на растяжение}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N}{3.14 \times z \times \sigma_{pu}}} = \sqrt{\frac{4 \times 15031}{3.14 \times 4 \times 60 \times 10^6}} = 0.00893 = 8.93 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

или

$$d_1 = 8.93 \text{ мм}$$

округляя до ближайшего стандартного значения получим:

$$d_1 = 9 \text{ мм}$$

2.3 Выбор редуктора

Выбор редуктора осуществляют по моменту на тихоходном валу и передаточному отношению.

Передаточное отношение:

$$U_p = \frac{n}{n_6} = \frac{915}{30.3} = 30.2$$

$$M_p = F_{max} \times \frac{D_{\sigma} \times 10^{-3}}{2} = 17517.9 \times \frac{252 \times 10^{-3}}{2} = 2207.0$$

где $n = 915 \times \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ - обороты двигателя

$$n_{\sigma} = 30.3 \times \frac{\text{об}}{\text{мин}} \quad \text{- обороты барабана;}$$

$$F_{max} = 1.752 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

$$D_{\sigma} = 252 \text{ мм}$$

По табличным данным получим:

Редуктор - Ц2У-200

Номинальный крутящий момент $M_n = 2 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Масса $m = 170 \text{ кг}$

Габаритные и присоединительные размеры, мм.

$$a_{wt} = 200 \quad \lambda_3 = 280$$

$$a_{wn} = 0 \quad H = 425$$

$$a_{wb} = 125 \quad H_1 = 212$$

$$L = 690 \quad h = 36$$

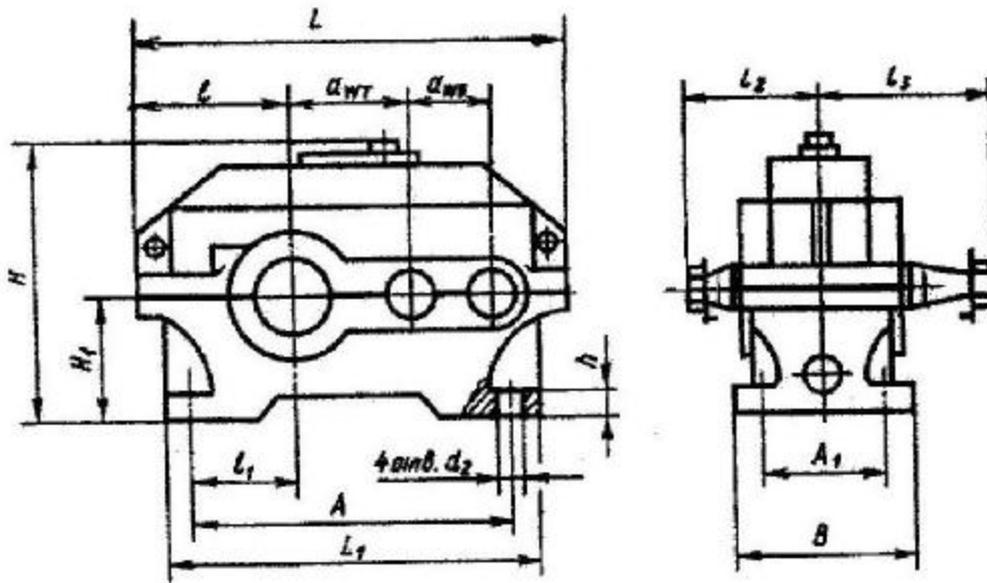
$$L_1 = 580 \quad A = 515$$

$$\lambda = 243 \quad A_1 = 165$$

$$\lambda_1 = 165 \quad B = 250$$

$$\lambda_2 = 212 \quad d_2 = 24$$

Рисунок редуктора



Проверочный расчет электродвигателя на перегрузку

$$M_{\Pi} = M_{ст} + M'_g + M''_g \leq (M_n)$$

где M_{Π} - пусковой момент электродвигателя, Н*м;

$$M_{ст} = \frac{Q \times D_{\sigma} \times 10^{-3}}{2 \times \alpha \times U_p \times \eta_p} = \frac{34335.0 \times 252 \times 10^{-3}}{2 \times 2.0 \times 30.2 \times 0.975} = 73.5 = 73.5 \text{ Н*м}$$

Момент от силы инерции массы груза

$$M'_g = \frac{Q \times \alpha \times D_{\sigma} \times 10^{-3} \times \ddot{\alpha}^2 \times \frac{1}{\sigma}}{375 \times \alpha^2 \times U_p^2 \times \eta_p} = \frac{34335.0 \times (252 \times 10^{-3})^2 \times 15}{375 \times 2.0^2 \times 17 \times 30.2^2 \times 0.975} = 0.088 = 0.088 \text{ Н*м}$$

Момент от силы инерции ротора двигателя

$$M''_g = \frac{Q \times \alpha \times D_{\sigma} \times 10^{-3} \times \ddot{\alpha}^2 \times \frac{1}{\sigma}}{375 \times \alpha \times \eta_p} = \frac{34335.0 \times (252 \times 10^{-3})^2 \times 15}{375 \times 17 \times 0.975} = 321.0 = 321 \text{ Н*м}$$

$$M_{ст} + M'_g + M''_g = 73.5 + 0.088 + 321 = 394.588 \text{ Н*м}$$

$$M_n = 2 \cdot 10^3 \text{ Н*м}$$

Проверка выполнена.

Коэффициент перегрузки двигателя в период пуска определяют

$$\phi = \frac{M_{\max}}{M_{\text{НОМ}}} \leq (\phi)$$

$$M_{ном} = \frac{P_{дв} \times 10^3 \times 60}{2 \times \pi \times n} = \frac{7.52 \times 10^3 \times 60}{2 \times \pi \times 915} = 78.5 = 78.5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\frac{M_{max}}{M_{ном}} = \frac{195}{78.5} = 2.484 \quad \text{что удовлетворяет интервалу для эл. двигателей (2,2...3,4)}$$

2.5 Выбор тормоза и муфты

Выбор тормоза проводится из каталогов по тормозному моменту

$$M_T = \beta \times M_{см} = 1.7 \times 73.5 = 125.0 = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

где

$\beta = 1.7$ - коэффициент запаса торможения

Ширина тормозной колодки- $B = 90 \text{ мм}$

Диаметр тормозного шкива- $D_T = 200 \text{ мм}$

Тормозной момент- $M'_T = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$\text{Давление- } P = 0.18 \times \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Отход колодки: нормальный- $S1 = 0.5$

максимальный- $S2 = 0.8$

Момент якоря магнита- $M_я = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Масса тормоза- $m_T = 37 \text{ кг}$

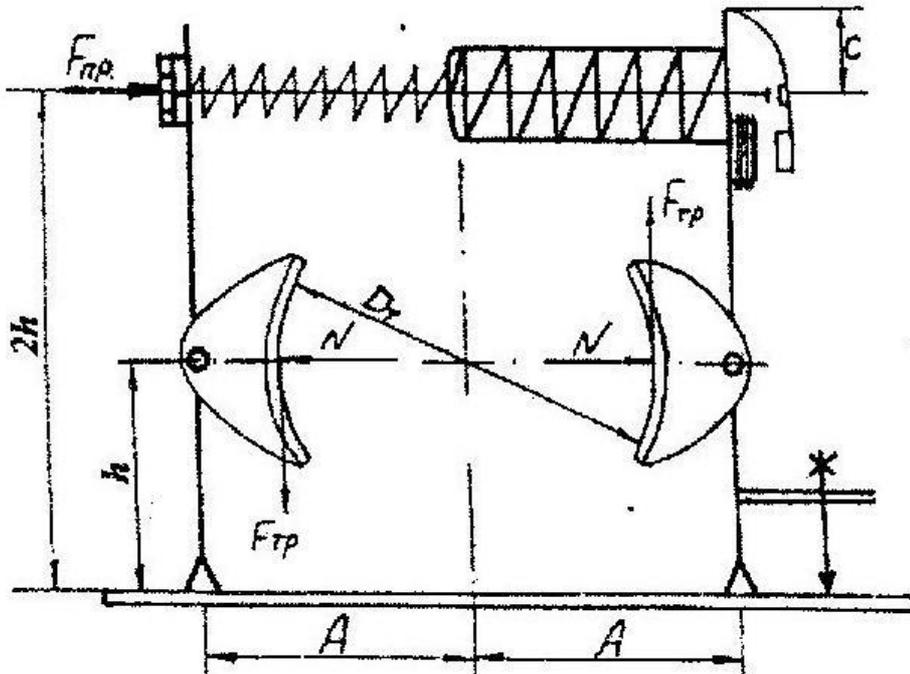
Ход якоря: нормальный - $s_H = 14 \text{ мм}$

максимальный- $s_{max} = 21 \text{ мм}$

Ход штока: нормальный- $s_{H'} = 2.5 \text{ мм}$

максимальный- $s_{max}' = 3.8 \text{ мм}$

Рис. Колодочный тормоз



Так как $M_T = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}$

$$M'_T = 160 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$M_T < M'_T$ Требуемый тормоз подходит.

Сила трения между колодкой и шкивом

$$F_{тр} = \frac{M_T}{D_T \times 10^{-3}} = \frac{125}{200 \times 10^{-3}} = 625.0 = 625 \text{ Н}$$

нормальное усилие

$$N = \frac{F_{тр}}{f} = \frac{625}{0.35} = 1785.0 = 1.785 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Усилие пружины

$$F_{пр} = \frac{M_T \cdot \lambda}{D_T \times 2 \cdot \lambda \cdot f} = \frac{M_T}{D_T \times 2 \cdot f}$$

$f = 0.35$ - коэффициент трения накладок по тормозному шкиву

$$F_{пр} = \frac{M_T}{D_T \times 10^{-3} \times 2 \cdot f} = \frac{125}{200 \times 10^{-3} \times 2 \times 0.35} = 893.0 = 893 \text{ Н}$$

Усилие пружины расчетное определяют запасом на 15% больше в связи с возможным изменением характеристики пружины в процессе эксплуатации

$$F_{np.p} = 1.15 F_{np} = 1.027 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

При расчете задаемся индексом пружины

$$c = \frac{D_{np}}{d_{np}}$$

Обычно принимают $c = 8$

Поправочный коэффициент $k = 1.18$

$\dot{\epsilon}_{кр\ddot{u}} = 450 \cdot 10^6 \text{ Па}$ - допускаемое напряжение на кручение

Тогда диаметр

$$d_{ПР} = \sqrt{\frac{8 \cdot c \cdot F_{np.p}}{\pi \cdot \dot{\epsilon}_{кр\ddot{u}}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 8 \cdot 1.18 \cdot 1026.9499999999998}{\pi \cdot 450 \cdot 10^6}} = 0.00741 = 7.41 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Средний диаметр пружины

$$D_{ПР} = c \cdot d_{ПР} = 8 \cdot 0.00741 = 0.059 \text{ м}$$

Шаг пружины

$$P = \frac{D_{ПР}}{2.5} = \frac{0.05928}{2.5} = 0.0237 = 0.024 \text{ м}$$

Задаемся числом витков $z = 10$

длина пружины $L = z \cdot P = 10 \cdot 0.0237 = 0.237 \text{ м}$

Упругая деформация пружины

$$y = \frac{8 F_{np.p} \cdot D_{ПР}^3 \cdot z}{G \cdot d_{ПР}^4}$$

где $z = 10$ витков

$G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$ - модуль упругости пружины второго рода

$$d_{ПР} = 7.41 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$D_{\text{ПР}} = 0.059 \text{ м}$$

$$F_{\text{нр.р}} = 1.027 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Тогда

$$y = \frac{8 \cdot F_{\text{нр.р}} \cdot D_{\text{ПР}}^3}{G \cdot D_{\text{ПР}}^4} = \frac{8 \cdot 1026.9499999999998 \cdot 0.05928^3 \cdot 10}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0.00741^4} = 0.071 = 0.071 \text{ м}$$

Проверочные расчеты:

$$P = \frac{N}{B_k \cdot H_k} \text{ Э (P)}$$

$$N = 1.785 \cdot \text{Н}^3 - \text{нормальное усилие}$$

$$B = 90 - \text{ширина колодки}$$

$$H = 425 - \text{длина колодки}$$

$$(P) = 3.5 \cdot 10^5 \text{ Па} - \text{допускаемое давление колодки}$$

$$P = \frac{N}{B \cdot H \cdot 10^{-6}} = \frac{1785}{90 \cdot 425 \cdot 10^{-6}} = 46666.0 = 4.667 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

что меньше допустимого давления колодки