

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

ФГБОУ ВПО «БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ

В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, В.В. Никитин

**РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И МЕХАНИЗМОВ  
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН  
С ЭЛЕМЕНТАМИ САПР**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением вузов РФ  
по агроинженерному образованию в качестве учебного пособия  
для студентов высших учебных заведений, обучающихся  
по направлению «Агроинженерия»*

БРЯНСК 2013

УДК 621.86/87(075.8)

ББК 40.75я73

В 18

Варывдин В.В. Расчет деталей и механизмов

подъемно-транспортных машин

с элементами САПР: учебное пособие для самостоятельной работы студентов./ В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, В.В. Никитин.

- Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2013.- 131 с.

ISBN 978-5-88517-224-0

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов по дисциплине Детали машин 2 (Подъемно-транспортные машины), при выполнении курсовых работ квалификации бакалавр по профилям 110800-01 «Технические системы в агробизнесе» 110800-03 «Технологическое оборудование для хранения и переработки с/х продукции, 110800-04 «Технический сервис в АПК»

Рецензенты:

Заикин А.Н. д.т.н., профессор, декан механико-технологического ф-та Брянской ГИТА;

Чугунов В.А., к.т.н., доцент, зав. кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин Пензенской ГСХА

© Брянская ГСХА, 2013

© В.В. Варывдин, 2013

© Н.А. Романеев, 2013

© В.В. Никитин, 2013

## ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии производства сельскохозяйственной продукции невозможно представить без применения подъемно-транспортных машин.

Уровень механизации погрузки, разгрузки и складирования сельскохозяйственных грузов еще значительно отстает от уровня механизации аналогичных операций в других отраслях народного хозяйства, что приводит к простоям транспорта, большим затратам и увеличению себестоимости продукции. Только при ремонте сельскохозяйственной техники трудовые затраты, связанные перемещением машин и их агрегатов в пространстве, составляют около 30% общей трудоемкости работ по разгрузке-погрузке, сборке, и восстановлению деталей.

Многообразие сельскохозяйственных грузов, различающихся по характеру и назначению, обусловило применение разнообразных подъемно-транспортных механизмов – грузоподъемников, лебедок, кран-балок, поворотных консольных, козловых кранов, ленточных, скребковых и других конвейеров, а также погрузчиков периодического действия.

Грузоподъемные и транспортирующие механизмы все чаще включают в систему машин для комплексной механизации грузопотока. В связи с этим общеинженерная подготовка в сельскохозяйственных вузах заканчивается изучением курса «Подъемно-транспортные машины». В процессе обучения студенты узнают об основных типах подъемно-транспортных средств, их характеристиках, области применения, методах расчетов и об особенностях процессов перегрузки сельскохозяйственных грузов.

Изучение курса ПТМ завершается выполнением курсовой работы, когда студент впервые самостоятельно разрабатывает конструкцию грузоподъемной машины.

В предлагаемом методическом пособии изложены рекомендации и приведены нормативные материалы, необходимые для выполнения курсовой работы, даны примеры расчета, выдержки из каталогов и стандартов на основные сборочные единицы и детали подъемно-транспортных машин.

## ЗАДАЧА 1. Расчет мостового электрического крана

Исходные данные:

Грузоподъемность –  $Q=10\text{ т}$ ;

Скорость подъема груза –  $v_{zp}=0,129\text{ м/с}$ ;

Режим работы – средний, ПВ 25%;

Род тока – трехфазный, напряжение 380 В;

Высота подъема –  $H=16\text{ м}$ ;

Пролет –  $L=20\text{ м}$ ;

Число ветвей каната –  $m=6$ ;

Скорость передвижения крана –  $v_{kp}=1,25\text{ м/с}$ ;

Скорость передвижения тележки –  $v_m=0,647\text{ м/с}$ .

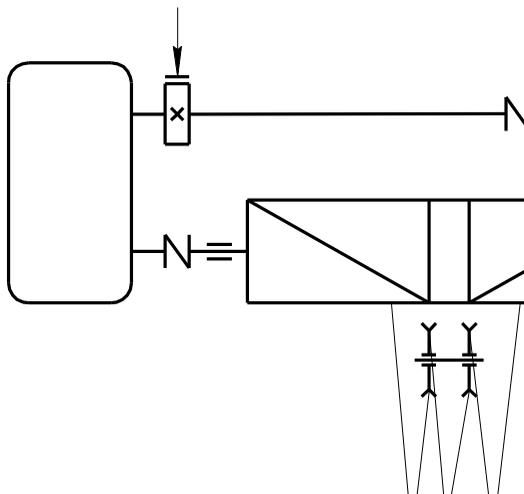


Рисунок 1 – Схема механизма подъема груза

Кратность полиспаста  $K_n=3$ , полиспаст сдвоенный  $a=2$ . Выбор кратности полиспаста для мостовых кранов, выпускаемых заводами в серийном порядке, основывается на принципе максимальной унификации элементов. При этом с помощью одних и тех же элементов, изменяя кратность полиспаста, можно создать механизм подъема различной грузоподъемности.

## 1 Расчет каната

### 1.1 Максимальное натяжение каната полиспаста при подъеме груза

$$S_{\max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot \eta_n \cdot a},$$

где  $K_n$  – кратность полиспаста;

$g \approx 10 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$\eta_n = 0,92$  – КПД полиспаста [3, стр. 67, табл. 11] при 4-х блоках [5, стр. 24, табл. 2.2].

$$S_{\max} = \frac{10 \cdot 10}{3 \cdot 0,92 \cdot 2} = 18,5 \text{ кН}.$$

### 1.2 Разрывное усилие каната

$$S_{\text{раз}} \geq S_{\max} \cdot n,$$

где  $n$  – коэффициент запаса прочности каната, при среднем 4М режиме работы  $n=5,6$  [приложение, табл. 2]; [2, стр. 32, табл. 3.3].

$$S_{\text{раз}} \geq 18,5 \cdot 5,6 = 103,6 \text{ кН}.$$

По таблицам ГОСТ 7668-80 выбираем канат типа ЛК-РО 6×36 (1+7+7/7+14)+1 о. с., диаметр каната  $d_k=13,5 \text{ мм}$ , маркировочная группа с пределом выносливости  $\sigma_g=1862 \text{ МПа}$ , разрывное усилие  $Q_{\text{раз}}=106 \text{ кН}$  [приложение, табл. 5]; [4, стр. 9, табл. 2]; [2, стр. 270, приложение 21].

Фактический запас прочности

$$n_{\phi} = \frac{S_{\text{раз}}}{S_{\max}} = \frac{106}{18,5} = 5,73 > 5,5.$$

## 2 Определить основные размеры барабана

### 2.1 Расчетный диаметр барабана

$$D_0 \geq d_k \cdot e = 13,5 \cdot 25 = 337,5 \text{ мм},$$

где  $e$  – коэффициент пропорциональности, при среднем 4М режиме работы  $e=20$  [приложение, табл. 2]; [2, стр. 34, табл. 3.5]; [3, стр. 68, табл. 13].

В целях увеличения долговечности каната и подбора стандартного редуктора принимаем диаметр барабана по центру сечения каната  $D_0=400 \text{ мм}$  (рис. 2).

## 2.2 Число витков нарезки на одной половине барабана

$$z = \frac{H \cdot K_n}{\pi \cdot D_0} + (1,5 \dots 2) = \frac{16 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,4} + (1,5 \dots 2) = 42.$$

## 2.3 Длина нарезки на одной половине барабана

$$l = z \cdot t_{\sigma} = 42 \cdot 16 = 670 \text{ мм},$$

где  $t_{\sigma} = d_{\kappa} + (2 \dots 3) \text{ мм} = 13,5 + 2,5 = 16 \text{ мм}$  – шаг нарезки.

Оставляем на закрепление каната с каждой стороны барабана расстояние  $S \geq 4 \cdot t_{\sigma}$ .

$$S = 4 \cdot 16 = 64 \text{ мм}.$$

Принимаем  $S = 70 \text{ мм}$ .

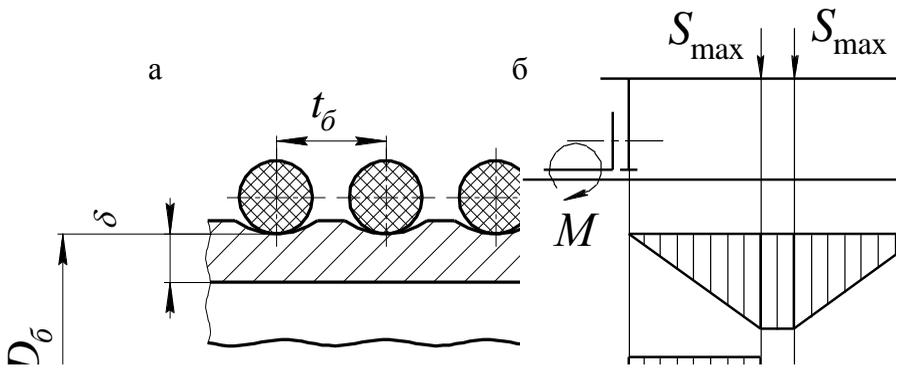


Рисунок 2 – Схема к расчету стенки барабана: а) на сжатие; б) на совместное действие изгиба и кручения

Расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана примем равным  $l_1 = 170 \text{ мм}$  согласно расстоянию между ручьями блоков в крюковой обойме [3, стр. 289, табл. 53]; [4, стр. 13] с учетом возможного отклонения каната от направления канавки не более  $6^\circ$ .

## 2.4 Общая длина барабана

$$L_{\sigma} = 2 \cdot l + 2 \cdot S + l_1 = 2 \cdot 670 + 2 \cdot 70 + 170 = 1650 \text{ мм}.$$

## 2.5 Толщина стенки барабана (из чугуна СЧ-15)

$$\delta = 0,02 \cdot D_0 + (6 \dots 10) \text{ мм} = 0,02 \cdot 400 + (6 \dots 10) \text{ мм} = 14 \dots 18 \text{ мм}.$$

Принимаем  $\delta = 16 \text{ мм}$ .

## 2.6 Проверка на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\bar{o}}}{(D_{\bar{o}} - \delta) \cdot t_{\bar{o}} \cdot \delta} \text{ или } \sigma_{сж} \approx \frac{S_{\max}}{t_{\bar{o}} \cdot \delta} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{16 \cdot 16} = 72 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{сж},$$

где  $[\sigma]_{сж}=88 \text{ Н/мм}^2$  – допустимое напряжение сжатия для чугуна СЧ-15 при среднем 4М режиме работы [приложение, табл. 3]; [2, стр. 35, табл. 3.6].

## 2.7 Проверка прочности барабана по напряжениям изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_u,$$

где  $M_u$  – изгибающий момент,  $\text{кН} \cdot \text{мм}$ ;

$W$  – осевой момент сопротивления сечения,  $\text{мм}^3$ ;

$[\sigma]_u$  – допустимое напряжение изгиба,  $\text{Н/мм}^2$ .

$$M_u = S_{\max} \cdot (l + S) = 18,5 \cdot (670 + 70) = 13700 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

$$W = 0,1 \cdot \frac{D_{\bar{o}}^4 - D_{\bar{e}}^4}{D_{\bar{o}}} = 0,1 \cdot \frac{386,5^4 - 354,5^4}{386,5} = 1,68 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Диаметр барабана взятый по дну канавки для каната

$$D_{\bar{o}} = D_0 - d_{\kappa} = 400 - 13,5 = 386,5 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр барабана

$$D_{\bar{e}} = D_{\bar{o}} - 2 \cdot \delta = 386,5 - 2 \cdot 16 = 354,5 \text{ мм}.$$

Допустимое напряжение изгиба равно

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{vu}}{n} = \frac{320}{4,25} = 75 \text{ Н / мм}^2,$$

где  $n=4,25$  – коэффициент запаса прочности [3, стр. 69, табл. 14];

$\sigma_{vu}=320 \text{ Н/мм}^2$  – предел выносливости при изгибе [приложение, табл. 3]; [6, стр. 320, табл. V].

$$\sigma_u = \frac{13700 \cdot 10^3}{1,68 \cdot 10^6} = 8,15 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_u.$$

## 2.8 Напряжения кручения

$$\tau = \frac{M}{W_p} \leq [\tau],$$

где  $M$  – момент на валу барабана,  $\text{кН} \cdot \text{мм}$ ;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения,  $\text{мм}^3$ .

$$M = 2 \cdot S_{\max} \cdot \frac{D_0}{2} = 2 \cdot 18,5 \cdot \frac{400}{2} = 7380 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

$$W_p = 2 \cdot W.$$

$$\tau = \frac{7380 \cdot 10^3}{2 \cdot 1,68 \cdot 10^6} = 2,2 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

Таким образом, напряжения в стенке барабана от изгиба и кручения весьма малы. Основным напряжением, определяющим прочность барабана является напряжение сжатия.

2.9 Скорость каната, навиваемого на барабан

$$v_k = K_n \cdot v_{zp} = 3 \cdot 0,129 = 0,387 \text{ м} / \text{с}.$$

2.10 Частота вращения барабана

$$n_0 = \frac{v_k \cdot 60}{\pi \cdot D_0} = \frac{0,387 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,4} = 18,5 \text{ мин}^{-1}.$$

3 Выбор электродвигателя и редуктора

3.1 Статическая мощность двигателя при подъеме номинального груза

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q \cdot g \cdot v_{zp}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,129}{0,85} = 15,18 \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД механизма подъема,  $\eta_{\text{общ}}=0,80 \dots 0,85$  [5, стр. 30]. Принимаем  $\eta_{\text{общ}}=0,85$ .

Выбираем двигатель МКТ 411-8 [2, стр. 274, приложение 29] развивающий при ПВ 25% номинальную мощность  $P_{\text{дв}}=18 \text{ кВт}$  при частоте вращения под нагрузкой  $n_{\text{дв}}=680 \text{ мин}^{-1}$ ; маховой момент  $I_p=2,15 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; масса двигателя 255 кг.

3.2 Общее передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_0} = \frac{680}{18,5} = 36,76.$$

По нормам на крановые редукторы принимаем редуктор Ц2У-250, имеющий передаточное число  $u_p=35,5$ ; вращающий момент на тихоходном валу  $M=4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; допустимая радиальная нагрузка на выходном валу  $F=16000 \text{ Н}$ ; КПД редуктора  $\eta=0,97$ ; масса 320 кг [2, стр. 284, приложение 40]; [4, стр. 24, табл. 1].

### 3.3 Определить фактическое число оборотов барабана

$$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} = \frac{680}{35,5} = 19,15 \text{ мин}^{-1}.$$

### 3.4 Скорость подъема груза

$$v_{\text{зп}\phi} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_{\phi}}{K_n \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 19,15}{3 \cdot 60} = 0,134 \text{ м/с}.$$

### 3.5 Погрешность величины скорости против задания

$$\frac{v_{\text{зп}\phi} - v_{\text{зп}}}{v_{\text{зп}}} = \frac{|0,134 - 0,129|}{0,129} \cdot 100\% = 3,88\%.$$

Можно оставить механизм подъема груза в таком виде, поскольку официально допускается отклонение  $\pm 5\%$ . Но в случае необходимости (жестких требований заказчика) можно внести изменения: изменить диаметр барабана (желательно в большую сторону) или создать редуктор с необходимым передаточным числом.

3.6 Для примера: пересчитать диаметр барабана для получения заданной скорости

$$D_0 = \frac{v_{\text{зп}} \cdot K_n \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot n_{\phi}} = \frac{0,129 \cdot 3 \cdot 60 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 19,15} = 386 \text{ мм}.$$

По расчету (см. п. 2.1)  $D_0 \geq 337,5 \text{ мм}$ .

## 4 Выбор тормоза

### 4.1 Определить момент статических сил при торможении механизма

$$M_{T(C)} = \frac{Q \cdot g \cdot D_0 \cdot \eta_{\text{общ}}}{2 \cdot u_p \cdot K_n} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 400 \cdot 0,85}{2 \cdot 35,5 \cdot 3} = 160 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

### 4.2 Необходимый момент, развиваемый тормозом

$$M_T = \beta_T \cdot M_{T(C)} = 1,75 \cdot 160 = 280 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\beta_T$  – коэффициент запаса торможения, при среднем 4М режиме работы  $\beta_T = 1,75$  [приложение, табл. 8]; [12, стр. 34].

4.3 Выбираем колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем ТКТГ-200М, у которого наибольший тормозной момент  $M_T = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; диаметр шкива  $D = 200 \text{ мм}$ ; ширина шкива  $B = 65 \text{ мм}$  [приложение, табл. 16]; [2, стр. 300, приложение 69].

Величина развиваемого момента поддается регулировке – регулируется натяжением пружины.

### ЗАДАЧА 2. Крепление каната к барабану

Канат крепится к барабану прижимными планками с трапецидальной канавкой, где канат удерживается от смещения силой трения. Усилие натяжения каната в месте крепления уменьшается за счет запасных витков  $z_{зан} \geq 1,5$ ;  $S_{max} = 18,5 \text{ кН}$ .

1 Определить усилие натяжения каната в месте крепления

$$S_{креп} = \frac{S_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{18,5}{2,71^{0,16 \cdot 3,14}} = 4,12 \text{ кН},$$

где  $e=2,71$  – основание натурального логарифма;  
 $f=0,16$  – коэффициент трения каната о барабан;  
 $\alpha=3\pi$  – угол обхвата запасными витками.

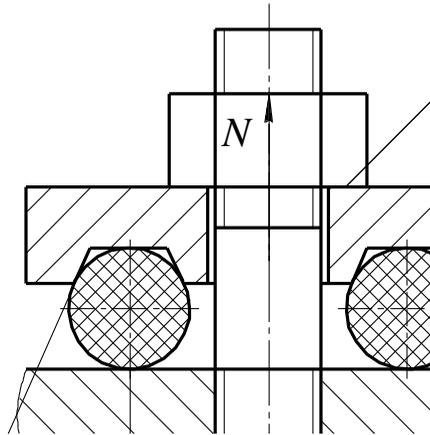


Рисунок 3 – Схема крепления каната к барабану

2 Усилие затяжки винтов прижимных планок

$$N = \frac{S_{креп}}{f + f_1} = \frac{4,12}{0,16 + 0,21} = 11,14 \text{ кН},$$

где  $f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапецидальную канавку.

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta + f \cos \beta} = \frac{0,16}{0,643 + 0,16 \cdot 0,766} = 0,21,$$

где  $\beta=40^\circ$  – угол наклона боковой грани канавки на планке.

3 Расчет болтов прижимных планок на деформацию растяжения и изгиба

$$\sigma_\Sigma = \frac{1,3 \cdot N}{z \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} + \frac{M_u}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot z} \leq [\sigma]_p,$$

где  $z=2$  – число болтов;

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжения кручения, возникшие в теле болта при завинчивании гайки;

$d_1=16,75$  мм – внутренней диаметр болта (для болта М20) [3, стр. 171]; [10];

$N$  – усилие затяжки винтов прижимных планок, кН;

$M_u$  – изгибающий момент, кН·мм;

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм<sup>2</sup>.

$$M_u = S_{креп} \cdot l = 4,12 \cdot 18 = 74,16 \text{ кН} \cdot \text{мм},$$

где  $l$  – плечо действия изгибающего момента, мм.

Установлены две планки с болтами М20

$$\sigma_\Sigma = \frac{1,3 \cdot 11,14 \cdot 10^3}{2 \cdot \frac{3,14 \cdot 16,75^2}{4}} + \frac{74,16 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 16,75^3 \cdot 2} = 111,78 \text{ Н} / \text{мм}^2 < [\sigma]_p.$$

Допускаемое напряжение растяжения при болте, изготовленном из стали Ст. 4, имеющей предел текучести  $\sigma_T=240$  МПа [3, стр. 171]; [6, стр. 318, табл. I].

$$[\sigma]_p = \frac{0,8 \cdot \sigma_T}{1,5} = \frac{0,8 \cdot 240}{1,5} = 128 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

### ЗАДАЧА 3. Механизм передвижения тележки

Исходные данные:

Грузоподъемность –  $Q=10\text{ т}$ ;

Масса тележки –  $Q_0=4\text{ т}$ ;

Скорость передвижения тележки –  $v_m=0,647\text{ м/с}$ .

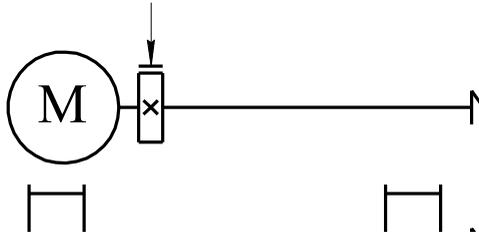


Рисунок 4 – Схема механизма передвижения тележки

#### 1 Выбор электродвигателя и редуктора

##### 1.1 Определить статическую мощность электродвигателя

$$P_{\text{ос}} = \frac{W \cdot v_m}{\eta_{\text{общ}}},$$

где  $W$  – сопротивление передвижению тележки по рельсам в установившемся режиме,  $H$ ;

$v_m$  – скорость передвижения тележки,  $м/с$ ;

$\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД механизма,  $\eta_{\text{общ}}=0,80\dots0,85$  [5, стр. 30].

Определить числовое значение величин, вошедших в формулу

$$W = \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{R_k} \cdot \left( f \cdot \frac{d}{2} + K \right) \cdot \beta_0,$$

где  $Q$  – грузоподъемность,  $т$ ;

$Q_0$  – масса тележки,  $т$ ;

$g \approx 10\text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;

$R_k=150\text{ мм}$  – радиус ходового колеса при скорости качения  $50\text{ м/мин}$ , ПВ 25% и допустимой нагрузке до  $7,9\text{ т}$  [3, стр. 288, табл. 52];

$d=70\text{ мм}$  – диаметр цапфы (принят по номеру подшипника № 3614) [3, стр. 288, табл. 51];

$f=0,015\dots0,02$  – коэффициент трения на цапфе [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74]. Принимаем  $f=0,015$ ;

$K=0,3\dots1,0$  мм – коэффициент трения качения по рельсам [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4]; [3, стр. 74, табл. 17]. Примем  $K=0,3$  мм плечо реакции рельса при качении колеса при плоской головке рельса и диаметре колеса  $D_k=300$  мм;

$\beta_0=2$  – коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес о рельсы, токоъемниках [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74, табл. 16].

После подстановки выбранных величин в формулу получаем

$$W = \frac{(10+4) \cdot 10}{150} \cdot \left( 0,015 \cdot \frac{70}{2} + 0,3 \right) \cdot 2 = 1,54 \text{ кН}.$$

Подставив значения, получим

$$P_{\text{дв}} = \frac{W \cdot v_m}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{1,54 \cdot 0,647}{0,85} = 1,17 \text{ кВт}.$$

## 1.2 Выбрать электродвигатель

Принимаем электродвигатель МТФ 011-6, имеющий мощность  $P_{\text{дв}}=1,7$  кВт с частотой  $n_{\text{дв}}=850$  мин<sup>-1</sup> при ПВ 25%; маховой момент  $I_p^2=0,09$  кг·м<sup>2</sup>; максимальный вращающий момент  $M=40$  Н·м; масса 51 кг [2, стр. 277, приложение 32]; [4, стр. 37, табл. 1].

Принят самый маленький крановый двигатель. Вследствие отсутствия двигателей меньшей мощности приходится ставить указанный двигатель с применением специальной электросхемы, ограничивающей максимальный пусковой момент [3, стр. 174].

## 1.3 Определить частоту вращения ходовых колес

$$n_k = \frac{v_m \cdot 60}{\pi \cdot D_k} = \frac{0,647 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,3} = 41,2 \text{ мин}^{-1}.$$

## 1.4 Передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k} = \frac{850}{41,2} = 20,63.$$

1.5 Выбираем редуктор типа ВК [3, стр. 278, табл. 45]. Принимаем редуктор ВКУ-500М с передаточным числом  $u_p=20$ , рассчитанный на передачу мощности 7,6...18,6 кВт; вращающий момент на тихоходном валу 3,32...4,3 кН·м [2, стр. 292, приложение 57].

## 1.6 Проверка погрешности скорости передвижения

$$n_{\kappa\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p} = \frac{850}{20} = 42,5 \text{ мин}^{-1}.$$

$$v_{m\phi} = \pi \cdot D_{\kappa} \cdot n_{\kappa\phi} = 3,14 \cdot 0,3 \cdot 42,5 = 40,04 \text{ м/мин} = 0,66 \text{ м/с}.$$

$$\Delta v = \frac{v_m - v_{m\phi}}{v_m} \cdot 100 = \frac{|0,647 - 0,66|}{0,647} \cdot 100 = 2\% < 15\%,$$

что допустимо без перерасчета [3, стр. 174].

## 2 Определение тормозного момента и выбор тормоза

2.1 Запишем формулу для определения тормозного момента без учета уклона пути и ветровой нагрузки

$$T_T = \frac{\delta \cdot (I^2) \cdot n_{\text{дв}}}{375 \cdot t_T} + \frac{0,975 \cdot (Q + Q_0) \cdot v_m^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot t_T} - \frac{(Q + Q_0) \cdot \left(f \cdot \frac{d}{2} + K\right) \cdot \eta}{u_p},$$

где  $\delta=1,2$  – учет маховых моментов валов редуктора;

$$t_m = \frac{2 \cdot S_m}{v_m} \text{ – время торможения;}$$

$S_m$  – тормозной путь.

$$S_m = \frac{v_m^2}{4200} = \frac{39,8^2}{4200} = 0,377 \text{ м}.$$

$$t_m = \frac{2 \cdot S_m}{v_m} = \frac{2 \cdot 0,377 \cdot 60}{39,8} = 1,15 \text{ с}.$$

После подстановки получаем  $T_T=55 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Принимаем тормоз ТКТ-200, с тормозным моментом при среднем 4М режиме работы  $M_T=160 \text{ Н}\cdot\text{м}$  [2, стр. 299, приложение 67]; [4, стр. 17, табл. 1].

Тормоз должен быть отрегулирован на тормозной момент  $55 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

## 2.2 Проверка достаточности сцепления

$$F_{\text{сц}} \geq 1,5 \cdot F_T,$$

где  $F_T$  – усилие торможения на приводных колесах,  $\kappa\text{Н}$ ;

$F_{\text{сц}}$  – сцепная сила между ведущими колесами и рельсами,  $\kappa\text{Н}$ .

$$F_{\text{сц}} = \sum P \cdot f_{\text{сц}} = 70 \cdot 0,17 = 11,9 \text{ кН},$$

где  $f_{сц}=0,17$  – коэффициент сцепления ходовых колес с подкрановым путем;

$\Sigma P$  – суммарное давление на приводные колеса в случае, когда вес груза равномерно распределен между колесами тележки [3, стр. 164, фиг. 117], а поскольку приводных колеса два, то есть половина всех колес.

$$\sum P = \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{2} = \frac{(10 + 4) \cdot 10}{2} = 70 \text{ кН.}$$

Усилие торможения на приводных колесах

$$F_T = \frac{2 \cdot T_T \cdot u_p}{D_k \cdot \eta_{общ}} = \frac{2 \cdot 55 \cdot 20}{0,3 \cdot 0,85} = 8627 \text{ Н} = 8,63 \text{ кН.}$$

Условие достаточности сцепления не соблюдается.

$$F_{сц} = 11,90 \text{ кН} < 1,5 \cdot F_T = 1,5 \cdot 8,56 = 12,9 \text{ кН.}$$

В этом случае надо увеличить число приводных колес (с двух до четырех).

**ЗАДАЧА 4.** Расчет механизма поворота стационарного поворотного крана (с вращающейся колонной) [3, стр. 228-229]

Исходные данные:

Грузоподъемность –  $Q=2 \text{ м}$ ;

Вылет крана –  $L=3 \text{ м}$ ;

Скорость поворота колонны –  $n_k=3 \text{ мин}^{-1}$ ;

Режим работы – ПВ 25%;

Механизм подъема – таль электрическая ТВ-2;

Ток – трехфазный.

Дополнительные данные, выбранные по существующим конструкциям кранов [3, стр. 237]:

Расстояние между опорами –  $h=2 \text{ м}$  [3, стр. 229, фиг. 159];

Масса стрелы –  $Q_c=0,27 \text{ т}$ ;

Масса поворотной колонны –  $Q_k=0,715 \text{ т}$ ;

Масса электрической тали ТВ-2 –  $Q_0=0,62 \text{ т}$ ;

Диаметр подшипника скольжения в верхней опоре –  $d_1=270 \text{ мм}$ ;

Диаметр цапфы нижней опоры –  $d_2=120 \text{ мм}$ ;

Приведенный диаметр упорного подшипника (внутренний диаметр) –  $d_3=65 \text{ мм}$ .



## 2 Определить момент сил сопротивления вращению крана

$$T = T_1 + T_2 + T_3,$$

где  $T_1$  – момент сил трения в верхнем подшипнике;

$T_2$  и  $T_3$  – тоже в нижнем подшипнике и подпятнике.

$$T_1 = H \cdot f_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 42,65 \cdot 10^3 \cdot 0,1 \cdot \frac{270}{2 \cdot 10^3} = 575,78 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $f_1=0,08\dots 0,1$  – коэффициент трения в подшипнике скольжения [1, стр. 9, табл. 1.4]; [3, стр. 74].

$$T_2 = H \cdot f_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 42,65 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \cdot \frac{120}{2 \cdot 10^3} = 51,18 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $f_2=0,015\dots 0,02$  – коэффициент трения в подшипнике качения [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74].

$$T_3 = V \cdot f_3 \cdot \frac{d_3}{2} = 36,05 \cdot 10^3 \cdot 0,02 \cdot \frac{65}{2 \cdot 10^3} = 23,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $f_3=f_2=0,015\dots 0,02$  – коэффициент трения в подшипнике качения [2, стр. 19, табл. 2.5]; [3, стр. 74].

$$T = T_1 + T_2 + T_3 = 575,78 + 51,18 + 23,4 = 650,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 3 Определить статическую мощность электродвигателя

$$P_{\text{ст}} = \frac{T \cdot \pi \cdot n_{\kappa}}{10^3 \cdot 30 \cdot \eta} = \frac{650,36 \cdot 3,14 \cdot 3}{10^3 \cdot 30 \cdot 0,7} = 0,29 \text{ кВт},$$

где  $\eta=0,7$  – КПД привода (принят ориентировочно).

Значения КПД червячных редукторов см. [2, стр. 288, приложение 51]; [3, стр. 282, табл. 49]; [4, стр. 30, табл. 1].

Мы получили величину мощности, необходимую для вращения крана в период установившегося движения.

Полная мощность в период разгона для механизмов поворота, как правило, в 5...8 раз превышает статическую в связи с большим маховым моментом кранов, т.е.

$$P_{\text{пол}} = (5\dots 8) \cdot P_{\text{ст}} = (5\dots 8) \cdot 0,29 = 1,45\dots 2,32 \text{ кВт}.$$

Предварительно принимаем двигатель типа 4АС90L6У3 мощностью  $P_{\text{ст}}=1,7 \text{ кВт}$ ; частотой вращения  $n_{\text{дв}}=900 \text{ мин}^{-1}$ ; маховый момент  $I_p=0,0073 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ; масса 28,7 кг [4, стр. 33, табл. 1]; [12, стр. 230, приложение 27];

коэффициент пусковых моментов  $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}} = 1,9$ ;

коэффициент максимальных моментов  $\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 2,1$ .

(Предварительный выбор электродвигателя нам необходим для определения моментов сил инерции ротора двигателя и шкива тормоза, необходимо знать их момент инерции и частоту вращения).

4 Определить динамический момент двигателя, затрачиваемый на разгон массы крана, груза и вращающихся деталей механизма привода

$$T_{\partial}^n = T_{\partial 1}^n + T_{\partial 2}^n,$$

где  $T_{\partial 1}^n$  – момент сил инерции вращающихся масс деталей привода;

$T_{\partial 2}^n$  – момент сил инерции масс груза, тельфера и крана.

$$T_{\partial 1}^n = \frac{\delta \cdot I_1 \cdot \pi \cdot n_{\partial \partial} \cdot g}{30 \cdot t_n} = \frac{1,1 \cdot 0,0137 \cdot 3,14 \cdot 930 \cdot 10}{30 \cdot 2,2} = 6,67 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $I_1 = I_p + I_{муфта} = 0,0073 + 0,0640 = 0,0137 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент инерции на первом (быстроходном) валу;

$\delta = 1,1$  – коэффициент, учитывающий момент инерции валов и зубчатых колес редуктора;

$$I_{муфта} = \frac{G_M D^2}{4 \cdot g} = \frac{0,25}{4 \cdot 9,81} = 0,0064 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$t_n = \frac{60 \cdot \beta}{\pi \cdot n_{\kappa}}$  – время пуска [3, стр. 101];

$\beta = \frac{\pi}{9}$  – при ПВ 25% – угол поворота при пуске [3, стр. 100].

$$t_n = \frac{60}{n_{\kappa} \cdot 9} = \frac{60}{3 \cdot 9} = 2,2 \text{ с}.$$

Момент сил инерции масс груза, тельфера и крана

$$M_{\partial 2}^n = 1,2 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot L^2 \cdot \omega_1}{u^2 \cdot t_n \cdot \eta},$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость на валу электродвигателя,  $c^{-1}$ ;

$u$  – передаточное число привода.

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\partial \epsilon}}{30} = \frac{3,14 \cdot 900}{30} = 94,2 c^{-1}.$$

$$u = \frac{n_{\partial \epsilon}}{n_k} = \frac{900}{3} = 300,$$

где  $n_{\partial \epsilon}$  – частота вращения вала электродвигателя,  $мин^{-1}$ ;

$n_k$  – частота вращения колонны,  $мин^{-1}$ .

$$M_{\partial 2}^n = 1,2 \cdot \frac{(2000 + 620) \cdot 3^2 \cdot 94,2}{300^2 \cdot 2,2 \cdot 0,7} = 16,03 H \cdot м.$$

Тогда

$$M_{\partial}^n = M_{\partial 1}^n + M_{\partial 2}^n = 6,45 + 16,03 = 22,48 H \cdot м.$$

5 Суммарный момент на валу двигателя, необходимый в период пуска

$$M_{разгон} = M_{треб.пуск} = M_{\partial}^n + \frac{T}{u \cdot \eta} = 22,48 + \frac{650,36}{300 \cdot 0,7} = 25,58 H \cdot м.$$

6 Номинальный момент, развиваемый двигателем

$$M_n = \frac{P_{\partial \epsilon} \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{1,7 \cdot 10^3}{94,2} = 18,05 H \cdot м.$$

7 Пусковой момент двигателя

$$M_{пуск} = M_n \cdot 1,9 = 18,05 \cdot 1,9 = 34,29 H \cdot м > M_{разгон} = 25,57 H \cdot м.$$

### ЗАДАЧА 5. Расчет противовеса

Определить массу противовеса и массу фундамента полноповоротного свободностоящего крана на неподвижной колонне при следующих данных:

Грузоподъемность –  $Q=5\text{ т}$ ;

Вылет крана –  $L=6\text{ м}$ ;

Расстояние между опорами –  $h=3\text{ м}$ ;

Скорость подъема груза –  $v_{zp}=8\text{ м/мин}$ ;

Время пуска –  $t_n=1,5\text{ с}$ ;

Частота вращения колонны –  $n_{kp}=3\text{ мин}^{-1}$ .

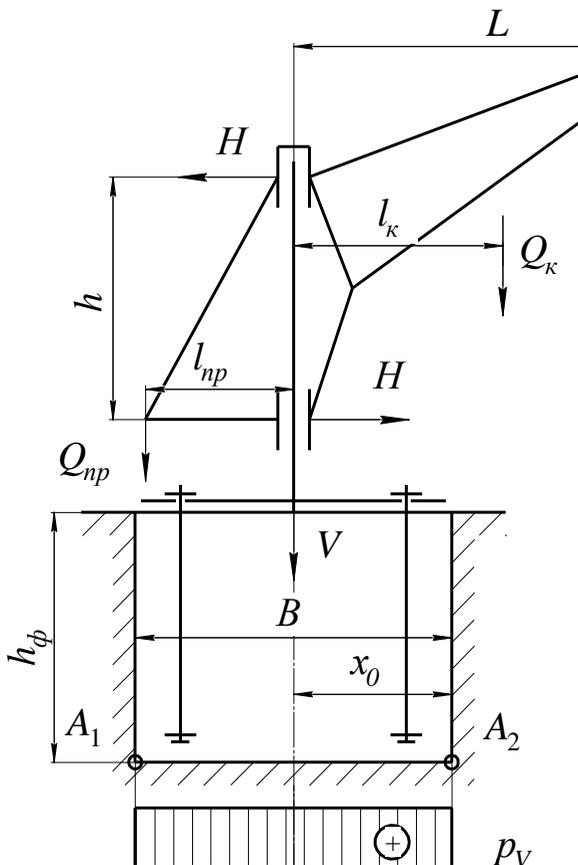


Рисунок 6 – Схема полноповоротного крана

Для определения численного значения плеч  $l_{np}$  и  $l_{\kappa}$  и массы крана воспользуемся усредненными соотношениями:

$$\begin{aligned}Q_{\kappa} &\approx (0,6\dots 1) \cdot Q, m; \\l_{\kappa} &\approx (0,2\dots 0,4) \cdot L, m; \\l_{np} &\approx (0,2\dots 0,3) \cdot L, m.\end{aligned}$$

Принимаем

$$\begin{aligned}Q_{\kappa} &= 0,8 \cdot Q = 0,8 \cdot 5 = 4 m; \\l_{\kappa} &= 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 6 = 1,8 m; \\l_{np} &= 0,25 \cdot L = 0,25 \cdot 6 = 1,5 m.\end{aligned}$$

1 Определить вес противовеса из уравнения равновесия с нагрузкой равной 0,5  $Q$ :

$$\begin{aligned}0,5 \cdot Q \cdot L + Q_{\kappa} \cdot l_{\kappa} - Q_{np} \cdot l_{np} &= 0; \\Q_{np} &= \frac{0,5 \cdot Q \cdot L + Q_{\kappa} \cdot l_{\kappa}}{l_{np}} = \frac{0,5 \cdot 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1,8}{1,5} = 14,8 m.\end{aligned}$$

2 Определить размеры фундамента

Для выбора размеров фундамента важно знать не только запас устойчивости крана, но и свойства грунта, поскольку допустимое удельное давление подошвы фундамента часто бывает весьма ограниченным.

Фундамент, как правило, выполняют с квадратным основанием; его размеры вначале задаются ориентировочно.

Примем глубину заложения фундамента  $h_{\phi}=1,5$  м [2, стр. 122] – во всех случаях ниже глубины промерзания грунта; размер стороны основания  $B=2$  м.

Масса фундамента

$$Q_{\phi} = B^2 \cdot h_{\phi} \cdot \gamma = 2^2 \cdot 1,5 \cdot 1,8 = 11 m,$$

где  $\gamma$  – плотность бетона,  $\gamma=1,8\dots 2$  т/м<sup>3</sup> [1, стр. 100].

3 Определить опрокидывающий и удерживающий моменты относительно ребра  $A_2$  для загруженного крана [6, стр. 271] и коэффициент грузовой устойчивости

$$M_{on} = g \cdot Q \cdot (L - x_0) - \text{от веса груза};$$

где  $x_0 = B/2 = 1$  м (рис. 6).

Удерживающий момент равен

$$M_{y\delta} = Q_\phi \cdot x_0 + Q_\kappa \cdot (x_0 - l_\kappa) + Q_{np} \cdot (l_{np} + x_0) - M_{ин}.$$

Коэффициент грузовой устойчивости

$$K_1 = \frac{M_{y\delta}}{M_{on}} = \frac{Q_\phi \cdot x_0 + Q_\kappa \cdot (x_0 - l_\kappa) + Q_{np} \cdot (l_{np} + x_0) - M_{ин}}{Q \cdot (L - x_0)}.$$

Момент инерции

$$\begin{aligned} M_{ин} &= M_{ин.зп} + M_{ц.б.} = \frac{Q \cdot v_{зп}^2}{60 \cdot t_n} \cdot (L - x_0) + \frac{Q \cdot v^2}{L} \cdot (h + h_\phi) = \\ &= \frac{5000 \cdot 8}{60 \cdot 1,5} \cdot (6 - 1) + \frac{5000 \cdot 1,8^2}{6} \cdot (3 + 1,5) = 14372 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Скорость поворота

$$v = \frac{\pi \cdot L \cdot n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 3}{30} = 1,8 \text{ м/с}.$$

Коэффициент грузовой устойчивости равен

$$K_1 = \frac{11 \cdot 1 + 4 \cdot (1 - 1,8) + 14,8 \cdot (1,5 + 1) - 14,372}{5 \cdot (6 - 1)} = 1,22 > [K] = 1,15.$$

Наименьший допускаемый коэффициент грузовой устойчивости при учете всех действующих нагрузок (в данном случае сил инерции) по правилам Госгортехнадзора  $K_1 = 1,15$  [6, стр. 271].

4 Коэффициент собственной устойчивости при нагруженном кране относительно ребра опрокидывания  $A_1$ :

$$M_{on} = Q_{np} \cdot g \cdot (l_{np} - x_0) = 14,8 \cdot 10 \cdot (1,5 - 1) = 74 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y\delta} = g \cdot (Q_\phi \cdot x_0 + Q_\kappa \cdot (l_\kappa + x_0) + Q_0 \cdot (L_{\min} + x_0)).$$

При переменном вылете груза и наличии тележки или тельфера момент от силы  $Q_0$  необходимо учитывать на минимальной высоте  $L_{\min}$ . В нашем случае третье слагаемое отсутствует:

$$M_{y\delta} = g \cdot (Q_\phi \cdot x_0 + Q_\kappa \cdot (l_\kappa + x_0)) = 10 \cdot (11 \cdot 1 + 4 \cdot (1,8 + 1)) = 222 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$K_2 = \frac{M_{y\partial}}{M_{on}} = \frac{222}{74} = 3 > [K] = 1,15.$$

Наименьший допустимый коэффициент устойчивости для этого случая  $K_2=1,15$ .

## 5 Определить давление на подошве фундамента

5.1 Равномерно распределенное давление на грунт от веса крана, груза и фундамента

$$p_v = \frac{(Q + Q_{\kappa} + Q_{np} + Q_{\phi}) \cdot g}{B^2} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 4 \cdot 10^3 + 14,8 \cdot 10^3 + 11 \cdot 10^3) \cdot g}{2000^2} =$$

$$= 0,09 \text{ H / мм}^2.$$

5.2 Давление на грунт от опрокидывающего момента

$$p_M = \frac{g \cdot (Q \cdot L + Q_{\kappa} \cdot l_{\kappa} - Q_{np} \cdot l_{np}) \cdot L}{B^3} =$$

$$= \frac{(5 \cdot 10^3 \cdot 6 + 4 \cdot 10^3 \cdot 1,8 - 14,8 \cdot 10^3 \cdot 1,5) \cdot 6}{2000^3} = 0,018 \text{ H / мм}^2.$$

5.3 Давление на грунт в крайних точках

$$p_{\max} = p_v + p_M = 0,009 + 0,0018 \approx 0,11 \text{ H / мм}^2.$$

$$p_{\min} = p_v - p_M = 0,009 - 0,0018 \approx 0,07 \text{ H / мм}^2.$$

Допускаемые давления наименьшие для песка влажного  $[p]=0,15 \text{ H/мм}^2$  [2, стр. 122] выше фактической величины давления на подошве фундамента.

Таким образом, полученные результаты удовлетворительны. При несоответствии результатов ограничивающим условиям размеры фундамента изменяются. Подбором находят удовлетворительные параметры. Фундамент можно выполнить ступенчатым. При этом вес грунта не учитывается.

ЗАДАЧА 6. Сопротивление передвижению тележки электротали [3, стр. 78]

Определить силу сопротивления передвижению электротали ТВ-2.

Номинальная грузоподъемность –  $Q=2\text{ т}$ ;

Скорость передвижения – вручную.

Дополнительные данные для расчета:

Собственная масса электротали –  $Q_0=0,29\text{ т}$ ;

Диаметр ходовых колес –  $D_{хк}=150\text{ мм}$ .

1 Сопротивление от трения в цапфах

$$W_{mp} = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_3 \cdot \frac{d_n}{D_{хк}} = (2000 + 290) \cdot 10 \cdot 0,015 \cdot \frac{30}{150} = 68,7\text{ Н},$$

где  $d_n$  – диаметр оси колеса, мм;

$f_3=0,015$  – коэффициент трения в подшипниках [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.5], [3, стр. 74];

$$d_n = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7}\right) \cdot D_{хк} = \left(\frac{1}{5} \dots \frac{1}{7}\right) \cdot 150 = 30 \dots 21\text{ мм} - \text{цапфа подшипника}$$

(принимается конструктивно).

Принимаем  $d_n=30\text{ мм}$ .

2 Сопротивление от трения качения по прямому горизонтальному пути

$$W_2 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot \frac{2 \cdot f_4}{D_{хк}} = (2000 + 290) \cdot 10 \cdot \frac{2 \cdot 0,5}{150} = 153\text{ Н},$$

где  $f_4$  – коэффициент трения качения,  $f_4=0,5$  мм для чугунных колес с выпуклой поверхностью качения [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4]; [3, стр. 74].

3 Сопротивление от поперечного скольжения

$$W_3 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_5 \cdot \frac{\delta_3}{D_{хк}} = (2000 + 290) \cdot 10 \cdot 0,15 \cdot \frac{5}{150} = 114,5\text{ Н},$$

где  $f_5=0,15$  – коэффициент трения реборд о рельс [3, стр. 79];

$\delta_3=3\pm 2\text{ мм}$  – суммарный зазор по обе стороны – по чертежу [4, стр. 43].

Принимаем самый неблагоприятный случай, когда  $\delta_3=5 \text{ мм}$ .

4 Сопротивление от трения в ребордах

$$W_4 = (Q + Q_0) \cdot g \cdot f_5^2 \cdot \frac{h_m}{R} = (2000 + 290) \cdot 10 \cdot 0,15^2 \cdot 0,5 = 258 \text{ Н},$$

где  $h_m/R=0,4 \dots 0,7$  [3, стр. 80]. Принимаем  $h_m/R=0,5$ .

5 Сопротивление от конусности колес

$$W_5 = 0,024 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{R} = 0,048 \cdot \frac{(Q + Q_0) \cdot g}{D_{\text{хк}}} = 0,048 \cdot \frac{(2000 + 620) \cdot 10}{150} = 8,4 \text{ Н}.$$

6 Общее сопротивление передвижению

$$W = W_{\text{мп}} + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = 68,7 + 153 + 114,5 + 258 + 8,4 = 602,6 \text{ Н}.$$

7 Усилие рабочего на тяговой цепи, перекинутой через звездочку

$$F_p = W \cdot \frac{D_{\text{хк}}}{D_{3\phi}} = 602,6 \cdot \frac{150}{450} = 200 \text{ Н} < [F_p] = 500 \text{ Н}.$$

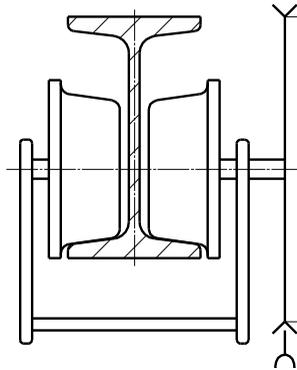


Рисунок 7 – Схема однорельсовой тележки

Надо принять два рабочих.

$D_{3\phi}=450 \text{ мм}$  принято конструктивно.

### ЗАДАЧА 7. Расчет тормоза типа ТКТ [6, стр. 114...125.]

По величине статического момента от веса поднимаемого груза, приведенного к валу электродвигателя  $T_c=366 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , выбрать тормоз и произвести проверочный расчет при ПВ 15%.

#### 1 Определить тормозной момент

$$T_T = \beta_T \cdot T_c = 1,5 \cdot 366 = 549 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $\beta_T$  – коэффициент запаса торможения, для легкого режима  $k_T=1,5$  [приложение, табл. 8]; [12, стр. 34].

#### 2 Определить ожидаемый диаметр тормозного шкива

$$D_T = (2...2,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_T}{[p] \cdot f}} = (2...2,5) \cdot \sqrt[3]{\frac{549 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 0,42}} = 260...324 \text{ мм},$$

где  $[p]=0,6 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое давление на тормозных обкладках [приложение, 22]; [12, стр. 220, табл. 29];

$f=0,42$  – коэффициент трения колодок о тормозной шкив [приложение, 24]; [6, стр. 117, табл. 43]; [12, стр. 217].

Принимаем  $D_T=300 \text{ мм}$ .

#### 3 Выбрать тормоз по величине тормозного момента

Принимаем колодочный тормоз с электромагнитом переменного тока ТКТ-300; тормозной момент при ПВ 25% и ПВ 40%  $T_T=500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; диаметр тормозного шкива  $D_T=300 \text{ мм}$  [4, стр. 17, табл. 1].

#### 4 Окружное усилие на тормозном шкиве

$$F = \frac{T_T}{D_T} = \frac{549 \cdot 10^3}{300} = 1830 \text{ Н},$$

где  $D_T$  – диаметр тормозного шкив.

#### 5 Усилие нажатия колодок

$$N = \frac{T_T}{f \cdot D_T} = \frac{549 \cdot 10^3}{0,42 \cdot 300} = 4350 \text{ Н}.$$

## 6 Усилие замыкания тормоза

$$F = F_0 - F_B = \frac{T_T}{f \cdot D_T \cdot \eta} \cdot \frac{l_1}{l} = \frac{549 \cdot 10^3}{0,42 \cdot 300 \cdot 0,9} \cdot \frac{240}{480} = 2420 \text{ Н},$$

где  $\eta=0,9 \dots 0,95$  – КПД рычажной системы;

$l_1=240 \text{ мм}$ ;  $l=2 \cdot l_1=480 \text{ мм}$ ,  $l_1=h$  – длина рычагов [4, стр. 17];

$F_B=10 \dots 50 \text{ Н}$  – усилие вспомогательной пружины;

$F_0$  – усилие основной пружины, необходимое для расчета самой пружины.

## 7 Проверка тормоза по действующему давлению

$$p = \frac{N}{b \cdot S} \leq [p],$$

где  $b=145 \text{ мм}$  – ширина колодки [4, стр. 23, табл. 1]; [2, стр. 298, приложение 65];

$S$  – развернутая длина обкладки, мм.

$$S = \frac{\pi \cdot D_T}{360^\circ} \cdot \alpha = \frac{3,14 \cdot 300}{360^\circ} \cdot 70^\circ = 183 \text{ мм},$$

где  $\alpha=70^\circ$  – угол обхвата шкива колодкой;

$[p]=0,6 \text{ Н/мм}^2$  – см. п. 2.

$$p = \frac{4350}{145 \cdot 183} = 0,164 < [p].$$

## 8 Электромагнит тормоза

Принимаем магнит МО-200Б [4, стр. 17, табл. 1]. Ход штока  $h_3=4,2 \text{ мм}$ ; плечо якоря магнита  $C_2=40 \text{ мм}$  [4, стр. 18, табл. 2].

Момент электромагнита  $40 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при ПВ 40% [4, стр. 18].

## 9 Отход колодок

$$\varepsilon = \frac{h_3 \cdot 0,8}{2} \cdot \frac{l_1}{l} = \frac{4,2 \cdot 0,8}{2} \cdot \frac{240}{480} = 0,84 \text{ мм},$$

где  $0,8$  – коэффициент запаса хода, учитывающий мертвый ход системы;

$[\varepsilon]=0,6 \dots 1,75$  – допускаемая величина отхода колодок [1, стр. 236].

## РАСЧЕТ РЫЧАГА И ОСИ КОЛОДКИ ТОРМОЗА

10 Изгибающий момент на рычаге тормоза

$$M_u = F \cdot (l - l_1) = 2420 \cdot (480 - 240) = 580 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

11 Момент сопротивления сечения в месте постановки оси колодки

$$W = \frac{(h - d)^2 \cdot b_1}{6} = \frac{(45 - 20)^2 \cdot 80}{6} = 8333 \text{ мм}^3,$$

где  $h=45 \text{ мм}$ ;  $d=20 \text{ мм}$ ;  $b_1=80 \text{ мм}$  по чертежу [4, стр. 17].

12 Напряжения изгиба в опасном сечении рычага

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \cdot k_\delta = \frac{580 \cdot 10^3}{8,33 \cdot 10^3} \cdot 2,5 = 170,5 \text{ Н/мм},$$

где  $k_\delta$  – коэффициент динамичности для тормозов переменного тока [6, стр. 124, табл. 46].

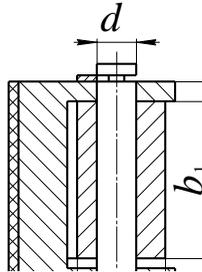


Рисунок 8 – Схема оси колодки тормоза

13 Запас прочности относительно предела текучести для стали 55Л

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{170,5} \cdot 0,74 = 1,83 > [n],$$

где  $\varepsilon_M=0,74$  – масштабный фактор [6, стр. 18, табл. 8];

$[n]=1,7$  – допускаемый коэффициент запаса прочности [6, стр. 22, табл. 12];

$\sigma_T=420 \text{ Н/мм}^2$  – предел текучести [6, стр. 320, табл. IV].

## 14 Расчет оси

- на срез

$$\tau_c = \frac{N \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau]_c; \quad \tau_c = \frac{4350 \cdot 4}{2 \cdot 3,14 \cdot 20^2} = 6,93 < [\tau]_c.$$

- на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{N}{d \cdot (b - b_1)} \leq [\sigma]_{см}; \quad \sigma_{см} = \frac{4350}{20 \cdot (130 - 80)} = 4,35 < [\sigma]_{см}.$$

## ЗАДАЧА 8. Расчет металлоконструкции кран – балки

Рассчитать металлическую конструкцию главной балки моста кран – балки.

Исходные данные:

$Q=2500$  кг – масса груза;

$Q_T=600$  кг – масса тельфера;

$Q_M=400$  кг – масса механизма передвижения;

$Q_B=450$  кг – масса валов, кабины и т.д.;

$L=8$  м – пролет;

$v=80$  м/мин – скорость крана;

ПВ 25% – режим работы;

Материал балки – Ст. 3.

Цель работы – выбор размера сечения главной балки.

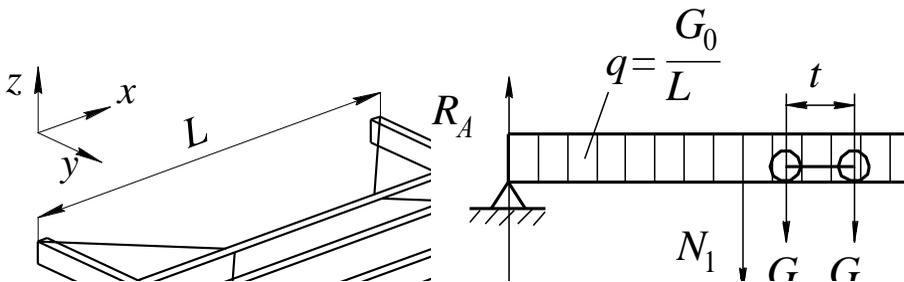


Рисунок 9 – Схема кран – балки

1 Определить изгибающий момент, действующий в вертикальной плоскости

$$M_z = k \cdot \left( \frac{G_0 \cdot L}{8} + \frac{N_1 \cdot L}{4} \right) + \psi \cdot \frac{G_k \cdot L}{2},$$

где  $G_0$  – нагрузка от собственного веса балки, кабины, валов механизма передвижения.

Принимаем балку двутаврового сечения высотой  $h$

$$h = \left( \frac{1}{14} \dots \frac{1}{17} \right) \cdot L = \left( \frac{1}{14} \dots \frac{1}{17} \right) \cdot 8 = 0,57 \dots 0,47 \text{ м.}$$

По сортаменту принимаем двутавр № 50 по ГОСТ 8239-89 – удельная масса  $q=78,5 \text{ кг/м}=785 \text{ Н/м}$ ; площадь сечения  $A=100 \text{ см}^2=10 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$ ; момент сопротивления сечения  $W_z=1589 \text{ см}^3=1,589 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ ;  $W_y=123 \text{ см}^3=0,123 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ ; момент инерции  $I_x=39727 \cdot \text{см}^4=3,97 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$  [приложение, табл. 14]; [2, стр. 303, приложение 74].

Вес валов, кабины и другого оборудования полагаем, распределен равномерно.

$$G_0 = (q \cdot L + Q_B) \cdot g = (78,5 \cdot 8 + 450) \cdot 10 = 10780 \text{ Н} = 10,78 \text{ кН.}$$

$G_M$  – вес моторного узла механизма передвижения.

$$G_M = Q_M \cdot g = 400 \cdot 10 = 4000 \text{ Н} = 4 \text{ кН.}$$

$G_k$  – сила давления колес тележки на балку от веса поднимаемого груза и тельфера (см. рис. 9).

$$G_k = \frac{(Q + Q_T) \cdot g}{2} = \frac{(2500 + 600) \cdot 10}{2} = 15500 \text{ Н} = 15,5 \text{ кН,}$$

где  $Q_T$  – масса тельфера, кг;

$k$  – коэффициент динамичности при скорости движения балки более  $1 \text{ м/с}$  ( $v=80/60=1,33 \text{ м/с}$ )  $k=1,1$ ;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий ударный характер приложения силы от тележки на балку при неустановившемся движении в период пуска и торможения механизма подъема. При ПВ 25%  $\psi=1,3$ .

Подставляем найденные величины в формулу

$$M_z = 1,1 \cdot \left( \frac{10,78 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} \right) + 1,3 \cdot \frac{15,5 \cdot 8}{2} = 110,06 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

2 Изгибающий момент в горизонтальной плоскости от сил инерции в период пуска и торможения крана

$$M_y = \frac{v}{60 \cdot t \cdot g} \cdot \left( \frac{G_0 \cdot L}{8} + \frac{G_M \cdot L}{4} + \frac{G_k \cdot L}{2} \right) =$$

$$= \frac{80}{60 \cdot 2,5 \cdot 10} \cdot \left( \frac{10,78 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} + \frac{15,5 \cdot 8}{2} \right) = 4,31 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где  $t=2,5 \text{ с}$  – усредненные значения времени пуска и торможения.

3 Суммарное напряжение в сечении балки

$$\sigma_u = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{110,06 \cdot 10^6}{1,589 \cdot 10^6} + \frac{4,31 \cdot 10^6}{0,123 \cdot 10^6} = 104,3 \text{ Н} / \text{мм}^2,$$

где  $[\sigma]_u=140 \text{ Н} / \text{мм}^2$  – допускаемое напряжение изгиба для Ст. 3 при учете основных нагрузок [3, стр. 115, табл. 23].

Напряжение значительно ниже допускаемого, и сечение балки может быть уменьшено.

Проверим прогиб балки.

4 Определить прогиб балки

$$y = \frac{g \cdot (Q + Q_T) \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} = \frac{10 \cdot (2500 + 600) \cdot 8000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 3,97 \cdot 10^8} = 4 \text{ мм}.$$

$$[y] = \frac{1}{500} \cdot L = \frac{1}{500} \cdot 8000 = 16 \text{ мм} > y.$$

Следовательно, запас по жесткости тоже велик.

5 Уменьшить профиль до № 45 по ГОСТ 8239-89 – удельная масса  $q=66,5 \text{ кг} / \text{м}=665 \text{ Н} / \text{м}$ ; площадь сечения  $A=84,7 \text{ см}^2=8,47 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$ ; момент сопротивления сечения  $W_z=1231 \text{ см}^3=1,231 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ ;  $W_y=101 \text{ см}^3=0,101 \cdot 10^6 \text{ мм}^3$ ; момент инерции  $I_x=27696 \cdot \text{см}^4=2,77 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$  [приложение, табл. 14]; [2, стр. 303, приложение 74].

6 Уточняем нагрузку от собственного веса

$$G_0 = (q \cdot L + Q_B) \cdot g = (66,5 \cdot 8 + 450) \cdot 10 = 9820 \text{ Н} = 9,82 \text{ кН}.$$

7 Момент изгибающий в вертикальной плоскости

$$M_z = 1,1 \cdot \left( \frac{9,82 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} \right) + 1,3 \cdot \frac{15,5 \cdot 8}{2} = 98,42 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

8 Момент в горизонтальной плоскости

$$M_y = \frac{80}{60 \cdot 2,5 \cdot 10} \cdot \left( \frac{9,82 \cdot 8}{8} + \frac{4 \cdot 8}{4} + \frac{15,5 \cdot 8}{2} \right) = 4,26 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

9 Суммарное напряжение

$$\sigma_u = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{98,42 \cdot 10^6}{1,231 \cdot 10^6} + \frac{4,26 \cdot 10^6}{0,101 \cdot 10^6} = 122,13 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

10 Проверяем прогиб балки

$$y = \frac{(25 \cdot 10^3 + 6 \cdot 10^3) \cdot 8000^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,77 \cdot 10^8} = 6,03 \text{ мм}.$$

Следовательно  $y < [y]$ .

Этот вариант может быть принят окончательно (двутавр № 45).

**ЗАДАЧА 9.** Расчет металлоконструкции поворотного крана на колонне [3, стр. 229]

Исходные данные:

$Q = 20 \text{ т}$  – грузоподъемность;

$l = 3 \text{ м}$  – вылет груза;

$v_{zp} = 8 \text{ м/мин}$  – скорость подъема груза;

$v_T = 12 \text{ м/мин}$  – скорость передвижения;

$n_k = 3 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения крана;

$Q_k = 715 \text{ кг}$  – масса вращающейся колонны;

$Q_{к.н.} = 410 \text{ кг}$  – масса не вращающейся колонны;

$Q_c = 270 \text{ кг}$  – масса стрелы (швеллер № 30x2);

$Q_0 = 550 \text{ кг}$  – масса тельфера;

$Q_M = 95 \text{ кг}$  – масса механизма передвижения;

$Q_{вп} = 200 \text{ кг}$  – масса механизма вращения;

$l_c = 1,8 \text{ м}$ ;  $l_M = 0,5 \text{ м}$ ;  $h = 2,0 \text{ м}$ ; ПВ 25%;  $l_{вп} = 0,42 \text{ м}$  [3, стр. 229, фиг. 159].

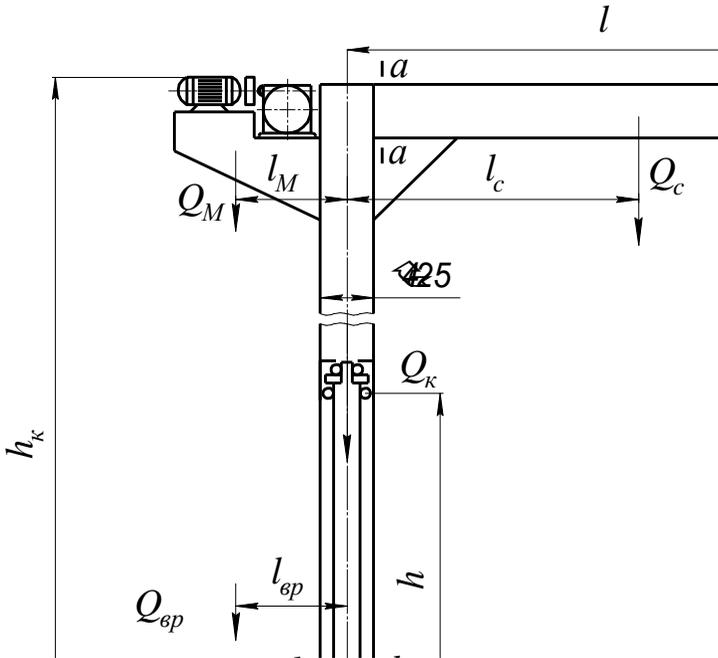


Рисунок 10 – Схема поворотного крана

### 1 Усилие в опорах

- вертикальная нагрузка на опорный подшипник [3, стр. 237]

$$V = (Q + Q_0 + Q_c + Q_M + Q_{\epsilon p} + Q_{\kappa}) \cdot g =$$

$$= (2000 + 550 + 270 + 95 + 200 + 715) \cdot 10 = 38,3 \text{ кН.}$$

- горизонтальные усилия в опорах

$$H = \frac{g \cdot ((Q + Q_0) \cdot l + Q_c \cdot l_c - Q_M \cdot l_M - Q_{\epsilon p} \cdot l_{\epsilon p})}{h} =$$

$$= \frac{10 \cdot ((2000 + 550) \cdot 3 + 270 \cdot 1,8 - 95 \cdot 0,5 - 200 \cdot 0,42)}{2} = 40 \text{ кН.}$$

2 Изгибающий момент в консоли крана в сечении *a-a* [3, стр. 243]

$$M = g \cdot (Q + Q_0) \cdot (3 - 0,21) + Q_c \cdot g \cdot (1,8 - 0,21) =$$

$$= 10 \cdot (2000 + 550) \cdot (3 - 0,21) + 2,7 \cdot 10 \cdot (1,8 - 0,21) = 75,26 \text{ кН.}$$

### 3 Момент сопротивления сечения консоли

$$W = 2 \cdot W_{шв} = 2 \cdot 387 = 774 \text{ см}^3 = 774 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

где  $W_{шв}=387 \text{ см}^3$  – момент сопротивления швеллера № 30, по ГОСТ 8240-89 [приложение, табл. 15]; [2, стр. 308, приложение 81].  
Материал швеллеров – сталь Ст. 3.

### 4 Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{75,26 \cdot 10^6}{774 \cdot 10^3} = 97,5 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_u,$$

где  $[\sigma]_u=140 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое напряжение изгиба для тяжелого режима работы [3, стр. 115, табл. 23].

### 5 Расчет на изгиб вращающейся колонны в сечении $b-b$

$$\sigma_u = \frac{M_1}{W_1} = \frac{80,885 \cdot 10^6}{1,78 \cdot 10^6} = 45,4 \text{ Н / мм}^2,$$

где  $M_1$  – изгибающий момент, действующий на вращающуюся колонну,  $\kappa\text{Н}\cdot\text{м}$ ;

$W_1$  – момент сопротивления изгибу,  $\text{мм}^3$ .

$$M_1 = g \cdot ((Q + Q_0) \cdot l + Q_c \cdot l_c - Q_M \cdot l_M) = \\ = 10 \cdot ((2000 + 550) \cdot 3 + 270 \cdot 1,8 - 95 \cdot 0,5) = 80,885 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$W_1 = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 398^4)}{32 \cdot 425} = 1780 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

### 6 Напряжения сжатия во вращающейся колонне

$$\sigma_{сж} = \frac{V}{A_{сж} \cdot \varphi} = \frac{38,3 \cdot 10^3}{17,9 \cdot 10^3 \cdot 1} = 2,14 \text{ Н / мм}^2,$$

где  $A_{сж}$  – площадь сжатия,  $\text{мм}^2$ ;

$\varphi=1$  – коэффициент продольного изгиба ( $\lambda < 10$ ).

$$A_{сж} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (425^2 - 398^2)}{4} = 17,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

## 7 Напряжения кручения в колонне

$$\tau = \frac{T_{\text{кол.п}}}{W_p} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{3,56 \cdot 10^6} = 1,8 \text{ Н / мм}^2,$$

где  $T_{\text{пуск}}$  – пусковой момент двигателя,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$W_p$  – момент сопротивления кручению,  $\text{мм}^3$ .

$$T_{\text{кол.п}} = T_{\text{пуск}} \cdot u \cdot \eta_0 = 25,58 \cdot 300 \cdot 0,70 = 5371,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Данные для расчета взяты по предыдущим вычислениям (задача № 4).

$$W_p = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 398^4)}{16 \cdot 425} = 3,56 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

## 8 Суммарные напряжения в наиболее нагруженном сечении колонны

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{\text{сж}})^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{(45,4 + 2,14)^2 + 4 \cdot 1,8^2} = 47,6 \text{ Н / мм}^2.$$

## 9 Напряжения изгиба в опасном сечении неподвижной колонны

$$\sigma_{u(a-a)} = \frac{M_a}{W_a} \leq [\sigma]_u,$$

где  $M_a$  – изгибающий момент;

$W_a$  – момент сопротивления сечения;

$[\sigma]_u = 160 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое напряжения изгиба для стали

Ст. 3 [3, стр. 115, табл. 23].

$$M_a = H_1 \cdot l = \frac{H \cdot h}{h_1} \cdot l = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3}{402} \cdot 356 = 71,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$W_a = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D} = \frac{3,14 \cdot (240^4 - 205^4)}{32 \cdot 240} = 0,64 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{u(a-a)} = \frac{71,2 \cdot 10^6}{0,64 \cdot 10^6} = 111 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_u.$$

Условие выполняется. Прочность колонны обеспечена.

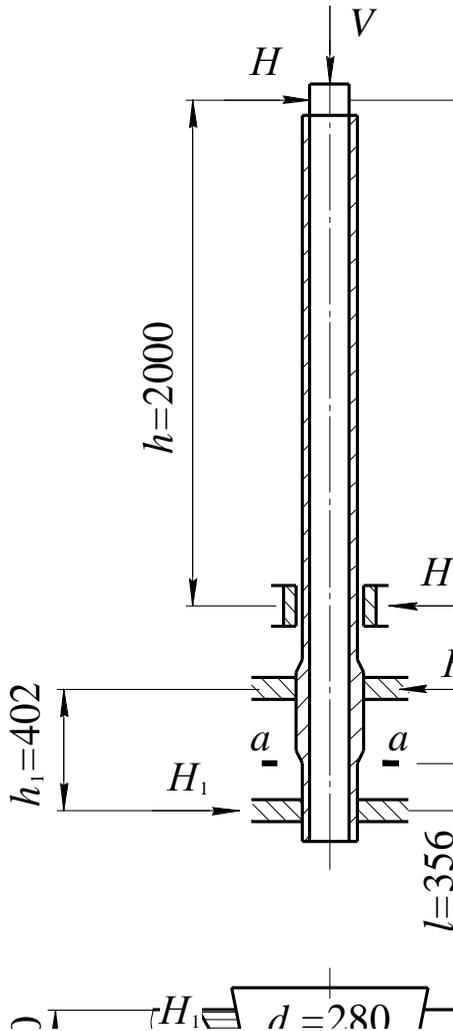


Рисунок 11 – Расчетная схема неподвижной колонны

10 Напряжения смятия на поверхности верхнего гнезда  
- от горизонтальной силы

$$\sigma'_{с.м} = \frac{3}{2} \cdot \frac{H \cdot h}{d_e \cdot b^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{b_0}{b}\right)^3\right)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{40000 \cdot 2000}{280 \cdot 220^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{180}{220}\right)^3\right)} = 19,7 \text{ H / мм}^2.$$

- от вертикальной силы

$$\sigma_{см}'' = \frac{(V + Q_{к.н}) \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \cdot c \cdot d_g} = \frac{(36,3 \cdot 10^3 + 4,1 \cdot 10^3) \cdot 0,999}{0,05 \cdot 40 \cdot 280} = 71,9 \text{ Н / мм}^2,$$

где  $\sin \alpha = 0,05$  (конусность 1:10);  $\cos \alpha = 0,999$ .

- суммарное напряжение

$$\sigma_{см} = \sigma_{см}' + \sigma_{см}'' = 19,7 + 71,9 = 91,6 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{см} \approx 280 \dots 320 \text{ Н / мм}^2.$$

## 11 Определение прогибов

- прогиб консоли от веса груза, тали и собственного веса

$$\delta_1 = \left( \frac{(Q + Q_0) \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{Q_c \cdot l^3}{8 \cdot E \cdot I} \right) \cdot g =$$
$$= \left( \frac{(2000 + 550) \cdot 2780^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,162 \cdot 10^8} + \frac{270 \cdot 10^3 \cdot 2780^3}{8 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,162 \cdot 10^8} \right) \cdot 10 = 8,32 \text{ мм},$$

где  $E$  – модуль упругости,  $\text{Н/мм}^2$ ;

$I = 2 \cdot I_{ув} = 2 \cdot 0,581 \cdot 10^8 = 1,162 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$  – момент инерции сечения

консоли.

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\delta_1}{l} = \frac{8,32}{2780}; \alpha_1 = 0^\circ 10'.$$

- прогиб вращающейся колонны

на участке  $l_2$

$$\delta_2 = \frac{M_a \cdot l_2^2}{2 \cdot E \cdot I} = \frac{71,2 \cdot 10^6 \cdot 1600^2}{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3,78 \cdot 10^8} = 1,12 \text{ мм},$$

$$\text{где } I = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (425^4 - 298^4)}{64} = 3,78 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\delta_2}{l_2} = \frac{1,12}{1600}; \alpha_2 = 0^\circ 3'.$$

на участке  $l_3$

$$\delta_2' = \frac{H \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3,78 \cdot 10^8} = 1,31 \text{ мм}.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2' = \frac{\delta_2'}{l_3} = \frac{1,31}{2000}; \alpha_2' = 0^\circ 2'.$$

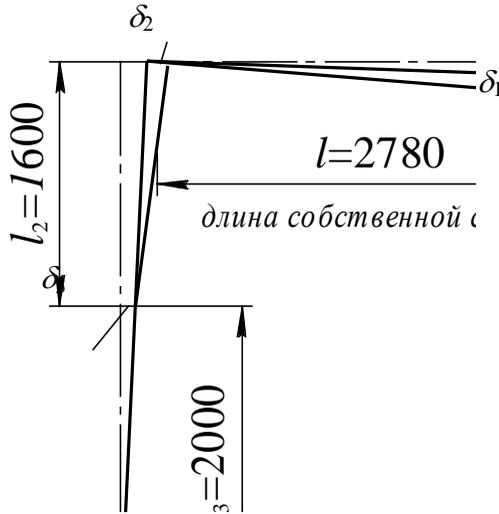


Рисунок 12 – Схема нагружения металлоконструкции крана

- прогиб неподвижной колонны

$$\delta_3 = \frac{H \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I_H} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 7,63 \cdot 10^8} = 6,54 \text{ мм},$$

где  $I_H$  – момент инерции неподвижной колонны.

$$I_H = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} = \frac{3,14 \cdot (240^4 - 205^4)}{64} = 7,63 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{\delta_3}{l_3} = \frac{6,54}{2000}; \alpha_3 = 0^\circ 11'.$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_2' + \alpha_3 = 10' + 3' + 2' + 11' = 0^\circ 26'.$$

12 Суммарный прогиб колонны

$$\delta = l \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2780 \cdot \operatorname{tg} 0^\circ 26' = 12,62 \text{ мм}.$$

## ЗАДАЧА 10. Расчет крюка

Кран грузоподъемностью  $G=125 \text{ кН}$  при легком режиме работы в связи с принятой схемой запасовки каната в полиспасте имеет крюковую подвеску с двумя блоками и длинным крюком.

Исходя из заданной грузоподъемности и режима работы по ГОСТ 6627-74 выбираем однорогий крюк № 17 [приложение, табл. 6]; [2, стр. 268, приложение 18]; [6, стр. 328, табл. XIV]; [4, стр. 14, табл. 1]. В качестве материала крюка принята сталь 20 с пределом прочности  $\sigma_e=420 \text{ Н/мм}^2$ ; пределом текучести  $\sigma_T=250 \text{ Н/мм}^2$ ; коэффициентом запаса прочности  $[n]=1,2$  при ПВ 25% и ПВ 15% [6, стр. 108].

Произвести расчет прочности шейки крюка, поперечины, подшипника.

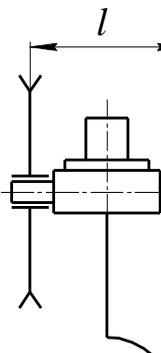


Рисунок 13 – Схема крюковой подвески

1 По таблицам XIV и XVI [6, стр. 328] принять необходимые размеры

Нарезная часть крюка М64, размер одинаковых сечений (вертикального и горизонтального)  $b=75 \text{ мм}$ ;  $h=115 \text{ мм}$ ;  $D=120 \text{ мм}$ . Внутренний диаметр резьбы  $d_1=57,5 \text{ мм}$ ; шаг  $p=6 \text{ мм}$  [2, стр. 269, приложение 19]; [4, стр. 14, табл. 2]; [6, стр. 328, табл. XIV]; [10].

2 Напряжения растяжения в нарезной части крюка

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 125000}{3,14 \cdot 57,5^2} = 48 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_p,$$

где  $d_1=57,5 \text{ мм}$  – внутренний диаметр резьбы [10];

$[\sigma]_p = 70 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое напряжение растяжения [6, стр. 59].

### 3 Напряжения в сечении II-II как криволинейного бруса

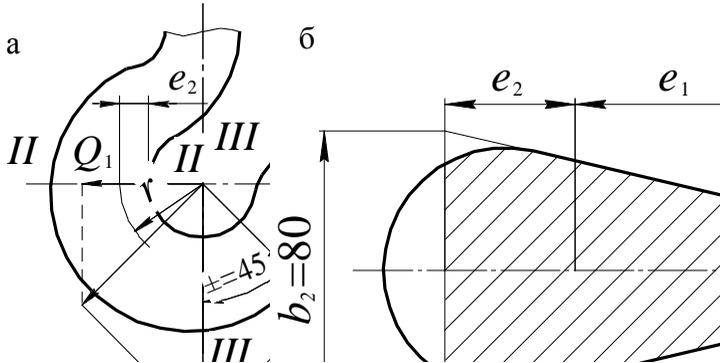


Рисунок 14 – Схема: а) к расчету вертикального сечения тела крюка; б) с размерами и конфигурацией опасного сечения крюка

Площадь сечения, замененная равновеликой трапецией

$$A = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h = \frac{20 + 80}{2} \cdot 108 = 5400 \text{ мм}^2.$$

Положение центра тяжести трапеции

$$e_2 = \frac{2 \cdot b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3} = \frac{2 \cdot 20 + 80}{20 + 80} \cdot \frac{108}{3} = 43,2 \text{ мм.}$$

$$e_1 = h - e_2 = 108 - 43,2 = 64,8 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны крюка

$$r = \frac{D}{2} + e_2 = \frac{120}{2} + 43,2 = 103,2 \text{ мм.}$$

Коэффициент кривизны в рассматриваемом сечении

$$k = \frac{2 \cdot r}{(b_1 + b_2) \cdot h} \cdot \left\{ \left[ b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h} \cdot (r + e_1) \right] \cdot \ln \frac{r + e_1}{r - e_1} - (b_2 - b_1) \right\} - 1 =$$

$$= \frac{2 \cdot 103,2}{(20 + 80) \cdot 108} \cdot \left\{ \left[ 20 + \frac{80 - 20}{108} \cdot (103,2 + 64,8) \right] \cdot \ln \frac{103,2 + 64,8}{103,2 - 64,8} - (80 - 20) \right\} - 1 = 0,1.$$

Напряжения в рассматриваемом сечении

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot G \cdot e_2}{k \cdot A \cdot D} = \frac{2 \cdot 125000 \cdot 43,2}{0,1 \cdot 5400 \cdot 120} = 166 \text{ Н / мм}^2.$$

Запас прочности по пределу текучести при  $\varepsilon_M=0,81$  [6, стр. 18, табл. 8] для

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{20 + 80}{2} = 50 \text{ мм.}$$
$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{250}{166} \cdot 0,81 = 1,22 > [n].$$

Наверное, завышен масштабный фактор  $\varepsilon_M$ :  $d=80$  мм.

4 Напряжения в сечении III-III определяем при наиболее опасном положении строп под углом  $45^\circ$  к вертикали  
Горизонтальная составляющая натяжения строп

$$G_1 = \frac{G}{2} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = \frac{125000}{2} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 62500 \text{ Н.}$$

а) напряжения изгиба от  $Q_1$

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot G_1 \cdot e_2}{k \cdot A \cdot D} = \frac{2 \cdot 62500 \cdot 43,2}{0,1 \cdot 5400 \cdot 120} = 83,5 \text{ Н / мм}^2.$$

Величины  $k=0,1$  и  $A=5400 \text{ мм}^2$  те же, что для сечения II-II.

б) напряжения среза от  $G$

$$\tau_c = \frac{G}{A} = \frac{125000}{5400} = 23,2 \text{ Н / мм}^2.$$

в) суммарное напряжение

$$\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{83,5^2 + 4 \cdot 23,2^2} = 92,5 \text{ Н / мм}^2.$$

В сечении II напряжения изгиба  $\sigma_u=166 \text{ Н/мм}^2$ , оно и является более напряженным.

5 Высота гайки расчетом резьбы на срез

$$H = \frac{G}{\pi \cdot d_1 \cdot k_1 \cdot k_n \cdot [\tau]_c} = \frac{125000}{3,14 \cdot 50 \cdot 0,87 \cdot 0,6 \cdot 42} = 36 \text{ мм,}$$

где  $k_1=0,87$  – коэффициент полноты резьбы: для треугольной резьбы [9, стр. 304]; [7, стр. 69];

$[\tau]_c$  – допускаемые напряжения на срез,  $H/мм^2$ ;

$k_H=0,6$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками [9, стр. 304].

$$[\tau]_c = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 70 = 42 \text{ H / мм}^2.$$

С учетом размещения стопорной планки высота гайки принята  $75 \text{ мм}$ .

6 Подшипник гайки принимаем по статической грузоподъемности по таблице XIX, исходя из размеров шейки крюка  $d=70 \text{ мм}$ .

$$P_0 = G \cdot k_\delta = 125 \cdot 10^3 \cdot 1,25 = 156 \cdot 10^3 \text{ H},$$

где  $k_\delta=1,25$  – динамический коэффициент [6, стр. 53, табл. 23].

Принимаем упорный подшипник № 8314 средней серии с диаметром опорного кольца  $D=125 \text{ мм}$ ; статической грузоподъемностью  $C=250000 \text{ H}$  [9, стр. 412, приложение 27].

### ЗАДАЧА 11. Расчет поперечины (траверсы) подвески

#### 1 Наибольший изгибающий момент

С учетом динамического характера приложения

$$P_p = G \cdot k_\delta = 125 \cdot 10^3 \cdot 1,25 = 156000 \text{ H}.$$

$$M_u = \frac{P_p \cdot l}{2 \cdot 2} = \frac{156 \cdot 10^3 \cdot 300}{2 \cdot 2} = 122 \cdot 10^5 \text{ H} \cdot \text{мм},$$

где  $l/2$  – плечо силы относительно опасного сечения,  $мм$ .

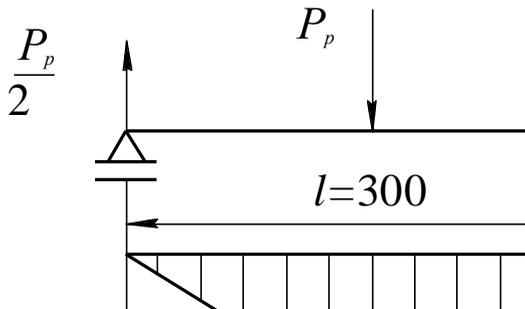


Рисунок 15 – Расчетная схема поперечины

2 Допускаемые напряжения изгиба для стали 45 при известных предельном текучести  $\sigma_T=420 \text{ Н/мм}^2$  [6, стр. 318, табл. 2]; коэффициенте запаса прочности  $[n]=1,4$  [6, стр. 22, табл. 12]; масштабном коэффициенте  $\varepsilon_M=0,74$  [6, стр. 18, табл. 18]

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{[n]} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{1,4} \cdot 0,74 = 220 \text{ Н / мм}^2.$$

3 Необходимый момент сопротивления сечения

$$W = \frac{M_u}{[\sigma]_u} = \frac{122 \cdot 10^5}{220} = 55,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

4 Конструктивно назначим размеры траверсы (поперечины)

Ширина поперечины по диаметру подшипника

$$B = D + (10 \dots 15) \text{ мм} = 105 + (10 \dots 15) \text{ мм} = 120 \text{ мм}.$$

Отверстие для шейки крюка

$$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) \text{ мм} = 70 + 5 = 75 \text{ мм}.$$

Высоту сечения поперечины  $H_n$  выразим из следующей формулы

$$W = \frac{(B - d_0) \cdot H_n^2}{6}.$$

Тогда

$$H_n = \sqrt{\frac{6 \cdot W}{B - d_0}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 55,5 \cdot 10^3}{120 - 75}} = 86 \text{ мм}.$$

Принимаем  $H_n=90 \text{ мм}$ .

5 Расчет на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{122 \cdot 10^5}{55,5 \cdot 10^3} = 220 \text{ Н / мм}^2.$$

Фактический запас прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{220} \cdot 0,74 = 1,41 \text{ [6, стр. 22, табл. 12].}$$

6 Изгибающий момент оси блока по сечению «заделки»  
(длину оси сравнить с  $H_n=90$  мм)

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot l = \frac{15600}{2} \cdot 75 = 5850000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Для цапфы траверсы в серьге подвески

$$M_u = \frac{P_p}{2} \cdot \left( \delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = \frac{15600}{2} \cdot \left( 3 + \frac{15}{2} \right) = 175500 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

7 Напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1 \cdot d^3} = \frac{58,5 \cdot 10^5}{0,1 \cdot 80^3} = 114,5 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

8 Запас прочности

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} \cdot \varepsilon_M = \frac{420}{114,5} \cdot 0,74 = 2,7 > [n] = 1,7 \text{ [6, стр. 22, табл. 12]},$$

где  $\varepsilon_M=0,74$  для  $d=75$  мм [6, стр. 18, табл. 8].

СЕРЬГУ РАССЧИТЫВАЮТ (задавшись  $\delta_2=15$  мм;  $b=40$  мм;  
 $d_y=20$  мм при величине нагрузки на серьгу  $P_p/2$ )

- в сечении Б-Б

$$\sigma_p = \frac{P_p}{2 \cdot \delta_2 \cdot (b - d_y)} \leq [\sigma]_p = 70 \text{ Н} / \text{мм}^2;$$

$$\sigma_p = \frac{15600}{2 \cdot 15 \cdot (40 - 20)} = 26 \text{ Н} / \text{мм}^2 < [\sigma]_p;$$

- в сечении В-В

$$\sigma_p = \frac{P_p}{2 \cdot \delta_2 \cdot (b - d)} = \frac{15600}{2 \cdot 15 \cdot (40 - 20)} = 26 \text{ Н} / \text{мм}^2 < [\sigma]_p;$$

- в сечении С-С и D-D по формулам Лямэ

$$\sigma''' = p \cdot \frac{2 \cdot R^2}{R^2 - (d/2)^2} = 26 \cdot \frac{2 \cdot 20^2}{20^2 - (20/2)^2} = 69,3 \text{ Н} / \text{мм}^2 < [\sigma]_p,$$

$$p = \frac{P_p}{2 \cdot d \cdot \delta_2} = \frac{15600}{2 \cdot 20 \cdot 15} = 26 \text{ Н / мм}^2;$$

- цапфа траверсы

$$\sigma_{cm} = \frac{P_p}{2 \cdot d_y \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_{cm} = 35 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{cm} = \frac{15600}{2 \cdot 20 \cdot 15} = 26 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{cm}.$$

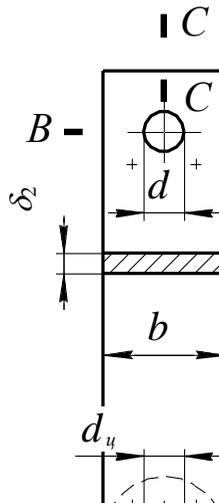


Рисунок 16 – Схема к расчету параметров крюковой подвески

ЗАДАЧА 12. Расчет серьги крюковой подвески ( $G=10 \text{ кН}$ ;  
 $\delta_1=3 \text{ мм}$ ;  $\delta=10 \text{ мм}$ )

1 Определить диаметр цапфы траверсы

$$d_y = \sqrt[3]{\frac{G \cdot (\delta + \delta_1)}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot [\sigma]_y}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 10^3 \cdot (10 + 3)}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 80}} = 16 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_y=20 \text{ мм}$ .

2 Давление на поверхности цапфы

$$p = \frac{G \cdot k_{\delta}}{2 \cdot d_y \cdot \delta} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{2 \cdot 20 \cdot 10} = 31,2 \text{ Н / мм}^2 < [p] = 35 \text{ Н / мм}^2.$$

3 Расчет в сечении Б-Б

$$\sigma_p = \frac{Q \cdot k_{\delta}}{\delta \cdot (b - d_y)} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{10 \cdot (40 - 20)} = 62,5 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_p = 70 \text{ Н / мм}^2.$$

$$b = (1,8 \dots 2) \cdot d_y = (1,8 \dots 2) \cdot 20 = 36 \dots 40 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b=40$  мм.

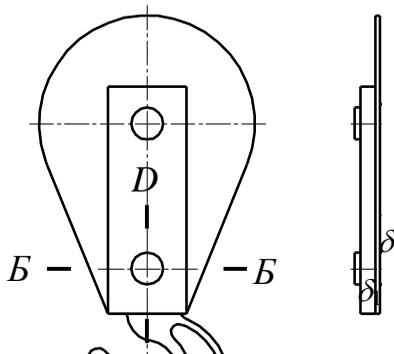


Рисунок 17 – Схема крюковой подвески

4 Расчет сечения D-D по формуле Лямэ

$$\sigma''' = p \cdot \frac{2 \cdot R^2}{R^2 - \left(\frac{d_y}{2}\right)^2} = 31,2 \cdot \frac{2 \cdot 32^2}{32^2 - \left(\frac{20}{2}\right)^2} = 69,3 \text{ Н / мм}^2.$$

$$R = (0,8 \dots 0,65) \cdot b = (0,8 \dots 0,65) \cdot 20 = 32 \dots 13 \text{ мм; } R = 32 \text{ мм.}$$

$$\sigma''' = 69,2 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_p = 70 \text{ Н / мм}^2.$$

ЗАДАЧА 13. Выбор подшипников блоков подвески (данные взяты в предыдущей задаче)

Исходные данные:

$G=125000 \text{ Н}$  – грузоподъемность;

$D_{\sigma}=400 \text{ мм}$  – диаметр блока;

$v=29 \text{ м/мин}$  – скорость каната;

$z=2$  – количество подшипников в ступице блока;

$d_{\kappa}=18 \text{ мм}$  – диаметр каната.

1 Нагрузка на один подшипник

$$G_1 = \frac{G}{2 \cdot z} = \frac{125000}{2 \cdot 2} = 31250 \text{ Н.}$$

2 Частота вращения

$$n_{\sigma} = \frac{v}{\pi \cdot (D_{\sigma} + d_{\kappa})} = \frac{29}{3,14 \cdot (0,4 + 0,018)} \approx 23 \text{ мин}^{-1}.$$

3 Эквивалентная нагрузка на подшипник

$$P_{\text{экв}} = G_1 \cdot V \cdot k_{\sigma} \cdot k_T = 31250 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 44950 \text{ Н,}$$

где  $V=1,2$  – коэффициент кольца [9, стр. 197];

$k_{\sigma}=1,2$  – динамический коэффициент [6, стр. 53, табл. 23];

$k_T=1$  – температурный коэффициент [9, стр. 198, табл. 11.12].

4 Желаемая долговечность

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_{\sigma}}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 23}{10^6} = 1,38 \text{ млн. об,}$$

где  $L_h=1000 \text{ ч}$  – расчетный срок службы в часах при ПВ 15% [6, стр. 24, табл. 14].

5 Необходимая динамическая грузоподъемность подшипника

$$C = P_{\text{экв}} \cdot \sqrt[m]{L} = 44950 \cdot \sqrt[3]{1,38} = 50000 \text{ Н.}$$

При заданном диаметре оси блока  $d=80 \text{ мм}$  этой грузоподъемности соответствует подшипник № 216 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью  $C=55,9 \text{ кН}$  [9, стр. 396, приложение 17].

#### ЗАДАЧА 14. Рассчитать храповой останов ручной лебедки

Исходные данные:

Момент на валу храпового колеса –  $M=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;

Материал колеса – сталь 40;

Материал собачки – сталь 45;

Материал оси – сталь 45.

Определить: размер диаметра, модуль, высоту зуба, ширину храпового колеса, а также размеры собачки – ее ширину, толщину и диаметр оси.

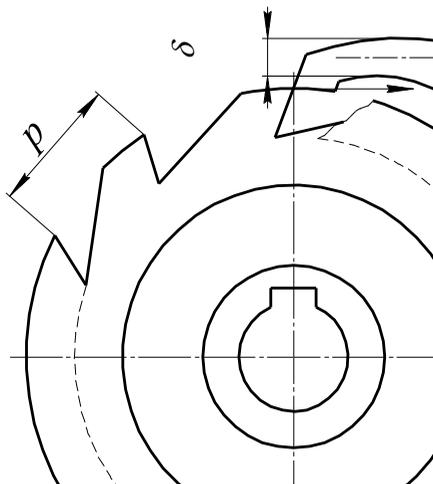


Рисунок 18 – Схема храпового останова

#### 1 Определить величины допускаемых напряжений

##### 1.1 Для храпового колеса из поковки

$$[\sigma]_{\text{л}} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{340}{3} = 113,3 \text{ Н/мм}^2,$$

где  $\sigma_T=340 \text{ Н/мм}^2$  – предел текучести для стали 40 [приложение, табл. 17]; [6, стр. 318, табл. II];

$S=3$  – коэффициент запаса прочности [1, стр. 210, табл. 28].

##### 1.2 Для собачки

$$[\sigma]_{\text{л}} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{360}{3} = 120 \text{ Н/мм}^2,$$

где  $\sigma_T=360 \text{ Н/мм}^2$  – предел текучести для стали 45 [приложение, табл. 17]; [6, стр. 318, табл. II].

## 2 Определить величину модуля храпового колеса

$$m \approx 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{z \cdot \psi \cdot [\sigma]_k}},$$

где  $z=8\dots 48$  – рекомендуемое число зубьев. Примем  $z=30$  [11, стр. 396];

$\psi=1\dots 2$  – коэффициент ширины зуба [1, стр. 210, табл. 28].  
Принимаем  $\psi=2$ .

$$m \approx 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{30 \cdot 2 \cdot 113,3}} = 6,65 \text{ мм.}$$

Примем  $m=7$  мм.

## 3 Определить размеры колеса

### 3.1 Диаметр окружности вершин зубьев

$$D = m \cdot z = 7 \cdot 30 = 210 \text{ мм.}$$

### 3.2 Ширина колеса

$$b = m \cdot \psi = 7 \cdot 2 = 14 \text{ мм.}$$

### 3.3 Высота зуба

$$h = 0,75 \cdot m = 0,75 \cdot 7 = 5,25 \text{ мм.}$$

## 4 Проверяем кромки зубьев на смятие

$$q = \frac{F_t}{b} = \frac{2 \cdot M}{D \cdot b} = \frac{2 \cdot 250000}{240 \cdot 14} = 148,8 \text{ Н/мм} < [q],$$

где  $[q]=4000 \text{ Н/см}=400 \text{ Н/мм}$  – допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения [1, стр. 210, табл. 28].

## 5 Определить размеры собачки

### 5.1 Ширина собачки

$$b' = b + (2\dots 4) \text{ мм} = 14 + (2\dots 4) \text{ мм} = 16\dots 18 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b'=18$  мм.

5.2 Принимаем толщину собачки  $\delta=15$  мм, плечо изгибающей силы  $e=10$  мм (рис. 18).

### 5.3 Проверим размеры сечения расчетом на изгиб

$$\sigma_u = \frac{F_t}{b' \cdot \delta} + \frac{F_t \cdot e}{\frac{b' \cdot \delta^2}{6}} \leq [\sigma]_u.$$

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot M}{D \cdot b' \cdot \delta} + \frac{2 \cdot M \cdot e}{D \cdot \frac{b' \cdot \delta^2}{6}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{240 \cdot 18 \cdot 15} + \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 10}{240 \cdot \frac{18 \cdot 15^2}{6}} = 38,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Поскольку  $\sigma_u < [\sigma]_u = 120 \text{ Н/мм}^2$ , то прочность обеспечена.

### 6 Определить диаметр оси собачки из расчета на изгиб

Запишем уравнение прочности на изгиб

$$\sigma_u = \frac{M_{из}}{W} = \frac{F_t \cdot \left(\frac{b'}{2} + a\right)}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]_u.$$

Выразив из уравнения диаметр оси собачки, получим

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M \cdot \left(\frac{b'}{2} + a\right)}{D \cdot 0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{18}{2} + 3\right)}{240 \cdot 0,1 \cdot 60}} = 16,2 \text{ мм.}$$

$a = 3 \text{ мм}$  – принят конструктивно.

Примем  $d = 18 \text{ мм}$ .

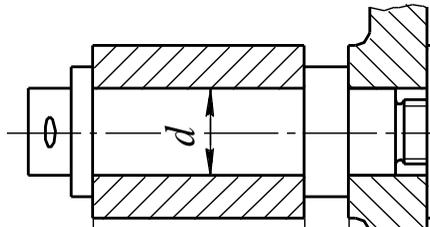


Рисунок 19 – Схема к определению диаметра оси собачки

Ось собачки работает как консольная балка с равномерно распределенной нагрузкой, равнодействующая которой равна

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{D} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{240} = 2083,3 \text{ Н.}$$

### ЗАДАЧА 15. Расчет подвешенного конвейера

Конвейер имеет тяговую цепь, замкнутую по контуру трассы с прикрепленными к ней каретками, к которой шарнирно прикреплены подвески [8, стр. 227, рис. 8.2].

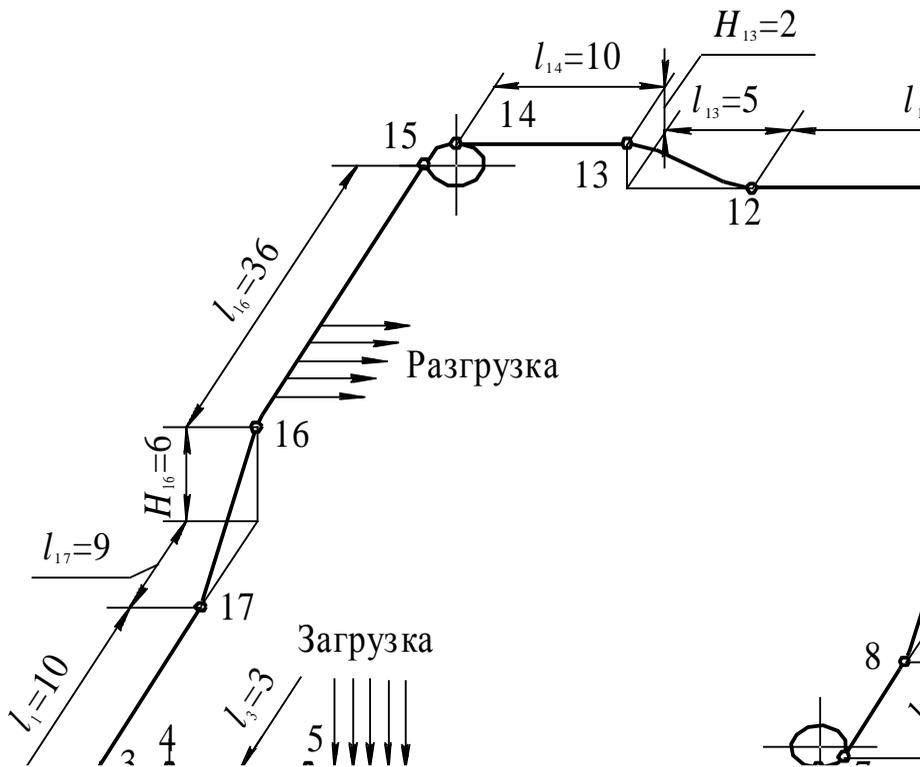


Рисунок 20 – Расчетная схема подвешенного грузонесущего конвейера

Рассчитать подвешенный грузонесущий конвейер, предназначенный для транспортировки отливок из обрубного отделения на склад. Масса одной отливки  $m_2=18,3$  кг, наибольшие размеры  $320 \times 200 \times 220$  мм, загрузка и разгрузка подвесок автоматическая. Расчетная производительность конвейера  $Z=600$  шт/ч. Конвейер работает в среднем в режиме 16 ч в сутки.

## 1 Основные параметры конвейера

В качестве ходовой части конвейера предварительно принимаем тяговую разборную цепь типа Р2-100-200 ГОСТ 589-74 [8, стр. 44, табл. 2.2] с шагом 100 мм, массой 1 м цепи  $m_y=5,2$  кг и каретками на шарикоподшипниках [8, стр. 228, рис. 8.4].

Принимаем шаг подвески  $a_n=0,6$  м (кратно удвоенному шагу звена цепи [8, стр. 254]).

2 Проверка правильности выбранного шага  $a_n$  при максимальном угле подъема трассы  $\beta_{\max}=35^\circ$  [8, стр. 254]

$$a_n \geq \frac{(b_{\max} + \Delta)}{\cos \beta_{\max}} = \frac{(320 + 150)}{\cos 35^\circ} = 572 \text{ мм},$$

где  $\Delta=150$  мм – минимальный зазор между подвесками с грузом [8, с. 254].

Конструкцию поворотных устройств см. [8, стр. 234-235, рис. 8.10-8.12] при диаметре звездочек 300-1300 мм и блоков 300-1200 мм. Проверка прохождения груза горизонтального поворота выполняется графически [8, стр. 254, рис. 8.28, а].

3 Скорость конвейера для обеспечения заданной производительности при укладке  $i=1$  детали на каждую подвеску [8, стр. 67]

$$v = \frac{Z \cdot a_n}{3600 \cdot i} = \frac{600 \cdot 0,6}{3600 \cdot 1} = 0,1 \text{ м/с}.$$

(Сравни с характерными скоростями конвейеров [8, стр. 255, табл. 8.4]).

Грузы подаются на подвески при помощи автоматического манипулятора с ритмом одна загрузка в 6 с:

$$Z = \frac{3600}{t} = \frac{3600}{6} = 600 \text{ шт/ч}.$$

## 4 Определяем линейные нагрузки

4.1 На обратной (незагруженной) ветви [8, стр. 255]

$$q_0 = g \cdot \left( \frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} \right) + q_y,$$

где  $m_n=7,2$  кг – масса подвески;

$m_k=5,5$  кг – масса каретки;

$t_k=a_n=0,6$  м – шаг каретки;

$m_u=5,2$  кг – линейная плотность цепи ( $q_u=m_u \cdot g$ ).

$$q_0 = g \cdot \left( \frac{m_n}{a_n} + \frac{m_k}{t_k} + m_u \right) = 9,81 \cdot \left( \frac{7,2}{0,6} + \frac{5,5}{0,6} + 5,2 \right) = 260 \text{ Н / м.}$$

4.2 Нагруженной ветви [8, стр. 255]

$$q = q_0 + \frac{g \cdot m_z}{a_n} = 260 + \frac{9,81 \cdot 18,3}{0,6} = 560 \text{ Н / м,}$$

где  $m_z$  – масса полезного груза на подвеске, кг.

5 Приблизительно определяем наибольшее натяжение цепи [8, стр. 255]

$$S_{\max} = S_0 \cdot K_M + W \cdot (q \cdot L_z + q_0 \cdot L_X) \cdot (1 + B \cdot K_M) + qH,$$

где  $S_0=500$  Н – предварительное натяжение цепи;

$K_M = \varphi^x \cdot \xi_1^y \cdot \xi_2 = 1,02^6 \cdot 1,025^4 \cdot 1,035 = 1,22$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений движению кареток;

$\varphi=1,02$ ,  $\xi_1=1,025$ ,  $\xi_2=1,035$  – коэффициенты сопротивлений соответственно на вертикальном перегибе и горизонтальном повороте [8, стр. 256, табл. 8.6];

$x$  и  $y$  – число перегибов трассы соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

$W=0,027$  – коэффициент сопротивления на прямолинейном участке [8, стр. 256, табл. 8.5];

$L_z, L_X$  – горизонтальные проекции соответственно нагруженной и ходовой ветвей конвейера;

Согласно схеме конвейера

$$\begin{aligned} L_z &= l_6 + l_8 + l_9 + l_{10} + l_{12} + l_{13} + l_{14} + l_{16} = \\ &= 100 + 5 + 7 + 40 + 106 + 5 + 10 + 36 = 309 \text{ м;} \end{aligned}$$

$$L_X = l_{17} + l_1 + l_3 + l_5 = 9 + 10 + 3 + 20 = 42 \text{ м;}$$

$B=0,3$  – коэффициент, зависящий от числа поворотов и перегибов и их расположения на трассе [8, стр. 255];

$H$  – наибольшая высота подъема груза на трассе конвейера, м.

Производим подстановку

$$S_{\max} = 500 \cdot 1,22 + 0,027 \cdot (560 \cdot 309 + 260 \cdot 42) \cdot (1 + 0,3 \cdot 1,22) + 560 \cdot 6 = 10600 \text{ H}.$$

Полученное наибольшее натяжение показывает, что цепь выбрана правильно, так как для принятой цепи допусковое натяжение равно 12 кН [8, стр. 257, табл. 8.7].

6 Привод располагаем в наивысшей точке (14) грузовой ветви конвейера. Минимальное натяжение можно ожидать после спуска в точке  $O$  (17), с нее и начнем тяговый расчет [8, стр. 256, (8.15)-(8.18)]. Принимаем  $S_0=500 \text{ H}$ .

6.1 Натяжение в точке 1 [8, стр. 256, (8.15)]

$$S_1 = S_0 + W \cdot q_0 \cdot l_1 = 500 + 0,027 \cdot 260 \cdot 10 = 570 \text{ H}.$$

6.2 Натяжение в точке 2 [8, стр. 256, (8.16)]

$$S_2 = \xi_2 \cdot S_1 = 1,035 \cdot 570 = 590 \text{ H}.$$

6.3 Натяжение в точке 3

$$S_3 = S_2 + W \cdot q_0 \cdot l_3 = 590 + 0,027 \cdot 260 \cdot 3 = 611 \text{ H}.$$

6.4 Натяжение в точке 4

$$S_4 = \xi_1 \cdot S_3 = 1,025 \cdot 611 = 626 \text{ H}.$$

6.5 Натяжение в точке 5

$$S_5 = S_4 + W \cdot q_0 \cdot l_5 = 626 + 0,027 \cdot 260 \cdot 20 = 772 \text{ H}.$$

6.6 Натяжение в точке 6

$$S_6 = S_5 + W \cdot q \cdot l_6 = 772 + 0,027 \cdot 560 \cdot 100 = 2282 \text{ H}.$$

6.7 Натяжение в точке 7

$$S_7 = \xi_1 \cdot S_6 = 1,025 \cdot 2282 = 2340 \text{ H}.$$

6.8 Натяжение в точке 8

$$S_8 = S_7 + W \cdot q \cdot l_8 = 2340 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 = 2420 \text{ H}.$$

6.9 Натяжение в точке 9 [8, стр. 256, (8.18)]

$$\begin{aligned} S_9 &= \varphi \cdot (\varphi \cdot S_8 + W \cdot q \cdot l_9 + q \cdot h_9) = \\ &= 1,02 \cdot (1,02 \cdot 2420 + 0,027 \cdot 560 \cdot 7 + 560 \cdot 4) = 4920 \text{ H}. \end{aligned}$$

6.10 Натяжение в точке 10

$$S_{10} = S_9 + W \cdot q \cdot l_{10} = 4920 + 0,027 \cdot 560 \cdot 40 = 5530 \text{ H}.$$

6.11 Натяжение в точке 11

$$S_{11} = \xi_1 \cdot S_{10} = 1,025 \cdot 5530 = 5680 \text{ H.}$$

6.12 Натяжение в точке 12

$$S_{12} = S_{11} + W \cdot q \cdot l_{12} = 5680 + 0,027 \cdot 560 \cdot 106 = 7280 \text{ H.}$$

6.13 Натяжение в точке 13

$$\begin{aligned} S_{13} &= \varphi \cdot (\varphi \cdot S_{12} + W \cdot q \cdot l_{13} + q \cdot h_{13}) = \\ &= 1,02 \cdot (1,02 \cdot 7280 + 0,027 \cdot 560 \cdot 5 + 560 \cdot 2) = 8800 \text{ H.} \end{aligned}$$

6.14 Натяжение в точке 14

$$S_{14} = S_{13} + W \cdot q \cdot l_{14} = 8800 + 0,027 \cdot 560 \cdot 10 = 9000 \text{ H.}$$

Наибольшее натяжение получилось в точке 14, оно на 17% отличается от приблизительно подсчитанного  $S_{\max} = 10600 \text{ H.}$

Для определения натяжения в точках 16 и 15 необходимо вести расчет против хода конвейера, начиная с точки  $O$  (17).

6.15 Натяжение в точке 17

$$S_{17} = S_0 = 500 \text{ H.}$$

6.16 Натяжение в точке 16

$$\begin{aligned} S_{16} &= \frac{1}{\varphi} \cdot \left( \frac{1}{\varphi} \cdot S_{17} - W \cdot q_0 \cdot l_{17} + q_0 \cdot h_{16} \right) = \\ &= \frac{1}{1,02} \cdot \left( \frac{1}{1,02} \cdot 500 - 0,027 \cdot 260 \cdot 9 + 260 \cdot 6 \right) = 1940 \text{ H.} \end{aligned}$$

6.17 Натяжение в точке 15

$$S_{15} = S_{16} - W \cdot q \cdot l_{16} = 1940 - 0,027 \cdot 560 \cdot 36 = 1400 \text{ H.}$$

7 Тяговое усилие на приводной звездочке [8, стр. 258]

$$\begin{aligned} W &= S_{нб} - S_{сб} + W_{np} = S_{14} - S_{15} + (\xi_1 - 1) \cdot (S_{14} + S_{15}) = \\ &= 9000 - 1400 + (1,025 - 1) \cdot (9000 + 1400) = 8000 \text{ H.} \end{aligned}$$

8 Потребляемая мощность электродвигателя [8, стр. 259]

$$P_{дв} = \frac{W \cdot v}{1000 \cdot \eta} = \frac{8000 \cdot 0,1}{1000 \cdot 0,8} = 1 \text{ кВт.}$$

Принимаем двигатель мощностью  $P_{дв} = 1,5 \text{ кВт}$ ,  $n_{дв} = 930 \text{ мин}^{-1}$ .

9 Масса натяжного груза [8, стр. 259]

$$m_n = \frac{1}{\eta_6 \cdot g} \cdot (S_1 + S_2 + T) = \frac{1}{0,9 \cdot 9,81} \cdot (570 + 590 + 190) \approx 150 \text{ кг.}$$

где  $T=190 \text{ Н}$  – усилие на перемещение ползунов [8, стр. 259].

## 2 РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЭЛЕКТРОТАЛИ

Исходные данные:

Грузоподъемность –  $Q=2,5 \text{ т}$ ;

скорость подъема груза –  $v_{\text{зп}}=8 \text{ м/мин}$ ;

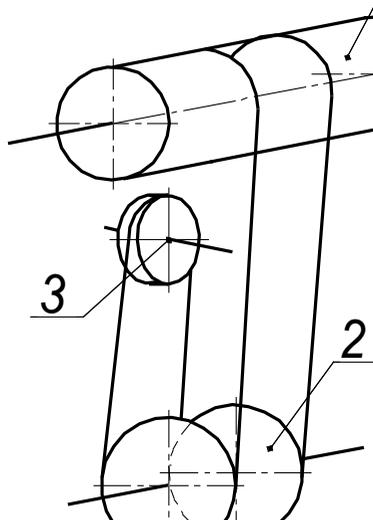
высота подъема –  $H=6 \text{ м}$ ;

режим работы – средний, 4М.

Для электротали грузоподъемностью  $2,5 \text{ т}$  принимаем сдвоенный полиспаст кратностью  $a=2$ , по рекомендации [приложение, табл. 1]; [2, стр. 30, табл. 3.2]; [8, стр. 64] и крюковую подвеску с блоками на подшипниках качения. Кинематическая схема механизма подъема представлена на рисунке 21.

В качестве тягового органа используем канат.

### 2.1 Выбор системы подвеса груза и предварительное составление кинематической схемы



- 1 – барабан с тяговым органом;
- 2 – крюковая подвеска с подвижной обоймой блоков;
- 3 – уравнительный блок

Рисунок 21 – Система подвеса груза

## 2.2 Рассчитываем максимальное натяжение гибкого органа

$$S_{\max} = \frac{Q \cdot g}{K_n \cdot \eta_n \cdot a},$$

где  $Q$  – грузоподъемность,  $m$ ;

$g$  – ускорение свободного падения;  $m/c^2$ ;

$a$  – количество полиспастов;

$K_n$  – кратность полиспаста;

$\eta_n$  – КПД полиспаста,  $\eta_n \approx \eta_0^z$ , [2, стр. 31];

$\eta_0$  – КПД блока, зависит от типа подшипников, установленных на его оси, для подшипников качения  $0,97 \dots 0,98$ ;

$z$  – число подвижных блоков полиспаста;

$$S_{\max} = \frac{2,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,98^2 \cdot 2} = 6,4 \text{ кН}.$$

*Примечание: В сдвоенном полиспасте через каждый подвижный блок проходит половина общего веса груза.*

## 2.3 Определяем разрывное усилие каната

$$S_{\text{раз}} \geq S_{\max} \cdot n,$$

где  $n$  – коэффициент запаса прочности каната, зависит от типа и режима работы ГПМ, при среднем режиме  $n=5,6$  [приложение, табл. 2]; [2, стр. 32, табл. 3.3].

$$S_{\text{раз}} \geq 6,4 \cdot 5,6 = 35,8 \text{ кН}.$$

Выбираем канат по разрывному усилию  $d_k=8,1$  мм, канат типа ЛК-РО  $6 \times 36+1$  о.с.,  $S_{\text{раз}}=37,8$  кН [приложение, табл. 5]; [2, стр. 270, приложение 21], ГОСТ 7668-80 (линейный контакт проволоки, в пряди расположены слои проволоки разного и одинакового диаметра).

## 2.4 Определяем диаметр грузового барабана.

$$D_0 = D_{\text{барабана}} \geq e \cdot d_k \geq 20 \cdot 8,1 = 162 \text{ мм}.$$

где  $e$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от типа грузоподъемного крана и режима работы, для электротали  $e=20$  [приложение, табл. 2]; [2, стр. 34, табл. 3.5].

2.5 Определяем потребную мощность привода механизма подъема

$$P_{\text{дв}} = \frac{g \cdot Q \cdot v_{\text{сп}}}{60 \cdot \eta_0} = \frac{9,81 \cdot 2,5 \cdot 8}{60 \cdot 0,84} = 3,9 \text{ кВт},$$

где  $v_{\text{сп}}$  – скорость подъема груза, м/мин;

$\eta_0$  – общий КПД привода, зависит от КПД подшипников, барабана и редуктора

$$\eta_0 = \eta_{\text{б}}^z \cdot \eta_{\text{бар}} \cdot \eta_{\text{ред}} = 0,97^2 \cdot 0,97 \cdot 0,92 = 0,84,$$

т.к. принимаем встроенный в барабан электродвигатель марки 4АС112МА6,  $P_{\text{дв}}=3,8 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{дв}}=910 \text{ мин}^{-1}$  при диаметре статора 223 мм, принимаем  $D_{\text{б}}=250 \text{ мм}$  [4, стр. 33, табл. 1].

*Вариант другой компоновки механизма подъема.* (Кроме этого двигателя, можно установить мотор-редуктор, принимаем из стандартного ряда ближайший к расчетному  $D_{\text{б}}=180 \text{ мм}$  [14]).

Выбираем мотор-редуктор МП<sub>3</sub> 2-80.

Характеристика:

Частота вращения на выходном валу –  $n_{\text{б}}=28 \text{ мин}^{-1}$ ;

Обороты двигателя –  $n_{\text{дв}}=960 \text{ мин}^{-1}$ ;

Мощность двигатель –  $P_{\text{дв}}=5 \text{ кВт}$ ;

Марка двигатель – 4А132S6;

Передаточное отношение –  $u=34,2$ ;

Крутящий момент на выходном валу –  $M=1550 \text{ Н}$ .

2.6 Определяем частоту вращения грузового барабана

$$n_{\text{б}} = \frac{K_n \cdot v_{\text{сп}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = \frac{2 \cdot 8}{3,14 \cdot 0,25} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

2.7 Рассчитываем статические моменты на валу грузового барабана и на валу двигателя

$$M_{\text{ст.б}} = \frac{a \cdot S_{\text{max}} \cdot D_{\text{б}}}{2 \cdot \eta_{\text{б}}} = \frac{2 \cdot 6400 \cdot 0,25}{2 \cdot 0,97} = 1650 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}}}{\omega_1} = \frac{3800 \cdot 30}{3,14 \cdot 910} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

где  $\omega_{\text{дв}}$  – угловая скорость быстроходного вала,  $c^{-1}$ ;

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30}.$$

2.8 Определяем общее передаточное число механизма подъема

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6} = \frac{910}{20} = 45,5.$$

Редуктор электротали двухступенчатый соосный. Разбивку общего передаточного числа редуктора производим согласно рекомендациям [13, стр. 3].

Передаточное число первой ступени  $u_1=10,0$ ; второй ступени  $u_2=4,5$ ;

$$u_{\phi}=u_1 \cdot u_2=45.$$

Фактическое передаточное число может отличаться от расчетного:  $\Delta u \leq \pm 4\%$ .

$$\Delta u = \frac{u - u_{\phi}}{u_{\phi}} \cdot 100\% = \frac{45,5 - 45}{45} \cdot 100\% = 1,1\%.$$

2.9 Определяем крутящий момент на промежуточном валу редуктора, где будет установлен грузоупорный тормоз

$$M_2 = \frac{M_{\text{ст.б}}}{u_2 \cdot \eta_{\text{зуб}}} = \frac{1650}{4,5 \cdot 0,97} = 378 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\eta_{\text{зуб}}=0,97$  – КПД зубчатой передачи одной ступени.

2.10 Номинальный крутящий момент на быстроходном валу редуктора равен

$$M_1 = \frac{M_2}{u_1 \cdot \eta_{\text{зуб}}} = \frac{378}{10 \cdot 0,97} = 39 \text{ Н} \cdot \text{м} < 40 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.11 Рассчитываем тормозной момент и подбираем тормоз по аналогии с имеющимися прототипами

Тормозной момент на быстроходном и промежуточном валах определяется с учетом коэффициента запаса торможения ( $\beta$ ), при

установке на электротали двух тормозов  $\beta_T=1,25$  [приложение, табл. 8]; [1, стр. 253]. Для стопорного тормоза на быстроходном валу

$$M_{расч.тор_1} = \beta_T \cdot M_1 = 1,25 \cdot 39 = 48,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для спускного тормоза на промежуточном валу:

$$M_{расч.тор_2} = \beta_T \cdot M_2 = 1,25 \cdot 378 = 472,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.12 Определяем усилие давления колодок на тормозной шкив

$$F_n = \frac{M_{расч.тор_1}}{f \cdot D_{ш}} = \frac{48,7}{0,42 \cdot 0,17} = 682 \text{ Н},$$

где  $f=0,42$  – коэффициент трения вальцованной ленты по чугуну и стали [приложение, табл. 24]; [1, стр. 217];

$D_{ш}$  – диаметр тормозного шкива, принимаем 170 мм, [12, стр. 246].

2.13 Определяем усилие замыкания пружины тормоза

$$P_{зам} = \frac{F_n \cdot a}{(a + b + c) \cdot \eta} = \frac{682 \cdot 105}{(105 + 30 + 110) \cdot 0,95} = 308 \text{ Н}.$$

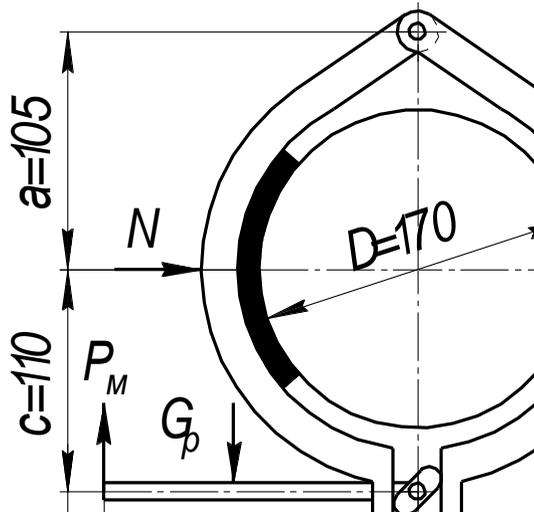


Рисунок 22 – Схема колодочного тормоза

В соответствии с уравнением моментов сил относительно шарнира при нормально-замкнутом тормозе рассчитываем силу пружины, действующую на каждый из двух рычагов, где  $a=105$  мм;  $c=110$  мм;  $b=30$  мм;  $l=225$  мм (рис. 22);  $\eta=0,95$  – КПД рычажной системы

2.14 Усилие размыкания

$$P_{раз} = \frac{F_n \cdot a}{a + c} = \frac{682 \cdot 105}{105 + 110} = 333 \text{ Н.}$$

2.15 Усилие электромагнита

$$P_m = \frac{P_{раз} \cdot m}{l \cdot \eta} + \frac{G_p}{2} = \frac{333 \cdot 15}{225 \cdot 0,95} + \frac{4}{2} = 25,4 \text{ Н.}$$

где  $G_p=4$  Н – вес рычага, соединяющего якорь электромагнита с размыкающим пальцем;

$m=15$  мм – радиус вращения кулачка.

2.16 Определяем ход электромагнита из равенства

$$h_m \cdot a = \frac{\varepsilon \cdot (a + c) \cdot l}{m},$$

откуда

$$h_m = \varepsilon \cdot \frac{a + c}{a} \cdot \frac{l}{m} = 0,6 \cdot \frac{105 + 110}{105} \cdot \frac{225}{15} = 18,4 \text{ мм,}$$

где  $\varepsilon=0,6$  мм – величина зазора при отходе колодок.

По усилию и ходу электромагнита производим его выбор.

По этим показателям подходит электромагнит типа МИС-5100 [приложение, табл. 18].

2.17 Определяем давление на тормозных обкладках

$$p = \frac{N}{L_{об} \cdot B_{об}} = \frac{682}{100 \cdot 30} = 0,23 \text{ МПа} < 0,6 \text{ МПа}, [1, \text{ с.220}]$$

где  $B_{об}$  – ширина обкладки, мм;

$L_{об}$  — развернутая длина обкладки, зависит от угла обхвата тормозного шкива, мм;

$$L_{об} = \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot \alpha}{360^\circ},$$

где  $\alpha$  – угол обхвата тормозного шкива,  $\alpha=60\dots110^\circ$ .

$$L_{об} = \frac{3,14 \cdot 170 \cdot 62}{360^\circ} = 100 \text{ мм.}$$

## 2.18 Рассчитываем грузоупорный тормоз

Грузоупорный тормоз установлен на втором (промежуточном) валу редуктора. Тормозной диск посажен на вал, колесо навинчивается на трехзаходную прямоугольную резьбу вала. На цилиндрическом выступе тормозного диска помещен храповик, с обеих сторон которого находятся фрикционные накладки. Из условия прочности вала (по заниженным напряжениям кручения) определяем диаметр вала, ранее выполняемом в курсовом проекте по деталям машин.

Определяем угол подъема винтовой линии резьбы

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z \cdot p}{\pi \cdot d_{cp}} = \frac{3 \cdot 8}{3,14 \cdot 44} = 0,174,$$

где  $z=3$  – число заходов резьбы [3, стр. 254];

$\alpha=10^\circ$  – угол подъема резьбы;

$p=8 \text{ мм}$  – шаг резьбы, [15, стр. 282];

$d_{cp}, d_n, d_e$  – соответственно средний, наружный и внутренний диаметр резьбы тормозного вала;

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_e}{2} = \frac{48 + 40}{2} = 44 \text{ мм.}$$

## 2.19 Определяем осевую силу, возникающую при торможении

$$Q = \frac{M_2}{r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_c} = \frac{378 \cdot 10^3}{22 \cdot \operatorname{tg}(10 + 2) + 0,14 \cdot 100} = 20,2 \text{ кН,}$$

где  $r$  – средний радиус витка резьбы,  $r=d_{cp}/2$ , мм;

$\rho=2\dots3^\circ$  – угол трения резьбы при работе в масляной ванне [1, стр. 215];

$f=0,14$  – коэффициент трения вальцованной ленты по стали в масле;

$R_c$  – средний радиус поверхностей трения, выбирается конструктивно, с учетом диаметра шестерни.

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_e}{2} = \frac{115 + 85}{2} = 100 \text{ мм},$$

где  $R_n$ ,  $R_e$  – наружный и внутренний радиус поверхностей трения, мм.

2.20 Надежность удержания груза возможна при условии:

$$f \cdot R_{cp} \cdot n \geq [r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot R_{cp}] \cdot \eta_{зуб}^2,$$

где  $n$  – число пар трения,  $n=2$ ;

$$0,14 \cdot 100 \cdot 2 \geq [22 \cdot \operatorname{tg}(10 + 2) + 0,14 \cdot 100] \cdot 0,97^2,$$

$$28 > 18,7.$$

Условие выполнено, запас торможения больше в 1,5 раза.

2.21 Определяем тормозной момент грузопорного тормоза на промежуточном валу редуктора

$$M_{T2} = Q \cdot f \cdot R_{cp} \cdot n > M_{расч.тор2},$$

$$20200 \cdot 0,14 \cdot 0,1 \cdot 2 = 565,5 \text{ Н} \cdot \text{м} > 472,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.22 Проверяем резьбу тормозного вала на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot (d_n^2 - d_e^2)} = \frac{4 \cdot 20200}{3,14 \cdot 3 \cdot (48^2 - 40^2)} = 12,2 < 60 \text{ МПа} \text{ [15, стр. 220]}.$$

2.23 Выбираем грузовой крюк

При грузоподъемности  $Q=2,5 \text{ т}$ , принимаем крюк № 10, у которого диаметр хвостовика М30, масса 3,6 кг, внутренний диаметр резьбы  $d_1=26,2 \text{ мм}$  [приложение, табл. 6]; [2, стр. 269, табл. 19].

Напряжение в резьбовой части хвостовика крюка

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{25000 \cdot 4}{3,14 \cdot 26,2^2} = 43 \text{ МПа} \leq [\sigma]_p,$$

где  $[\sigma]_p=100 \text{ МПа}$  – допускаемое напряжение растяжения (для материала крюка Сталь 20).

Условие прочности выполняется.

2.24 Рассчитываем и выбираем соединительную муфту  
 Определяем крутящий момент на муфте

$$M_{кр} = K_1 \cdot K_2 \cdot M_{\text{дв}} = 1,3 \cdot 1,1 \cdot 40 = 57,2 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $K_1$  – коэффициент зависящий от типа крана,  $K_1=1,3$ ;  
 $K_2$  – коэффициент зависящий от условий работы,  $K_2=1,1$ .

Выбираем зубчатую муфту  $M_{кр}=710 \text{ Нм}$  [4, стр. 23, табл. 3],  
 момент инерции  $I=0,12 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ , масса –  $10 \text{ кг}$ .

2.25 Проверка выбранного двигателя на возможность разгона  
 механизма с заданным ускорением

В период пуска, кроме статического момента, двигатель пре-  
 одолевает момент от сил инерции вращающихся элементов приво-  
 да  $M_{ин1}$  и от силы тяжести груза  $M_{ин2}$

$$M_{\text{пуск}} = \pm M_{ст} + M_{ин1} + M_{ин2}.$$

При подъеме «+», при опускании «-». Момент статических  
 сил на быстроходном валу при опускании груза

$$M_{ст} = \frac{S_{\text{max}} \cdot a \cdot D_{\text{б}}}{2 \cdot u_p \cdot \eta_p} = \frac{6400 \cdot 2 \cdot 0,25}{2 \cdot 45 \cdot 0,7} = 32,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{ин1} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{I_{\text{дв}} \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_n} = 1,2 \cdot \frac{0,017 \cdot 910}{9,55 \cdot 1} = 2,4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $I_{\text{дв}}$  – момент инерции ротора двигателя,  $I_{\text{дв}}=0,017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .  
 Момент сил инерции поступательно движущейся массы груза,  
 приведенная к валу двигателя

$$M_{ин2} = \frac{M_{\text{бар}}}{u_p \cdot \eta_p}.$$

$$M_{\text{бар}} = \frac{Q \cdot D_{\text{б}}^2 \cdot \pi \cdot n_{\text{б}}}{120 \cdot K_n^n \cdot t_n \cdot \eta} = \frac{2500 \cdot 0,25^2 \cdot 3,14 \cdot 20}{120 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 0,98} = 20,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$\text{На валу двигателя: } M_{ин2} = \frac{20,8}{45 \cdot 0,84} = 0,55 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пусковой и номинальный момент двигателя

$$M_{\text{пуск}} = 32,5 + 2,4 + 0,55 = 35,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{ном}} = M_{\text{дв}} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ рассчитанный ранее.}$$

Находим коэффициенты пускового и максимального моментов электродвигателя [4, стр. 33, табл. 1]

$$K_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_{\text{ном}}} = 1,9; \quad K_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{ном}}} = 2,1.$$

$$K_{\text{cp}} = \frac{K_{\text{пуск}} + K_{\text{max}}}{2} = \frac{1,9 + 2,1}{2} = 2,0.$$

$$M_{\text{пуск}} = (0,72 \dots 0,8) M_{\text{ном}} \cdot K_{\text{cp}} = 0,72 \cdot 40 \cdot 2,0 = 57,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{cm}} = \frac{Q_2 \cdot g \cdot D_6}{2 \cdot u_p \cdot K_n \cdot \eta_{\text{общ}}} = \frac{2500 \cdot 9,81 \cdot 0,25}{2 \cdot 45 \cdot 2 \cdot 0,84} = 41,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приведенный момент инерции двигателя и муфты

$$I_{\text{np}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot (I_{\text{дв}} + I_{\text{муфта}}) + \frac{Q_2 \cdot D_B^2}{u_p^2 \cdot K_n^2 \cdot \eta_{\text{общ}}} =$$

$$= (1,1 \dots 1,2) \cdot (0,017 + 0,12) + \frac{2500 \cdot 0,25^2}{45^2 \cdot 2^2 \cdot 0,84} = 0,19 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определяем фактическое время пуска механизма подъема

$$t_{\text{n.факт}} = \frac{I_{\text{np}} \cdot (\pi \cdot n / 30)}{M_{\text{пуск}} - M_{\text{cm}}} = \frac{0,37 \cdot (3,14 \cdot 910 / 30)}{61,6 - 52} = 1,2 \text{ с} \leq [t] = 3 \dots 5 \text{ с}.$$

Фактическое время входит в допустимые пределы.

2.26 Выбор конструкции крепления грузового каната и расчет его на прочность

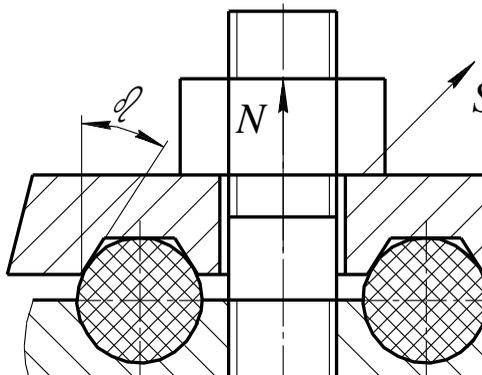


Рисунок 23 – Схема затяжки крепления каната

Определяем натяжение каната в месте крепления.

$$S_{кр} = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}} = \frac{6400}{2,71^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 1,4 \text{ кН},$$

где  $e$  – основание натурального логарифма,  $e=2,71$ ;

$\alpha$  – угол, определяемый длиной каната на барабане, необходимым для его закрепления, по правилам Ростехнадзора должно быть не менее 1,5 витка,  $\alpha=3\pi$ ,

$f$  – коэффициент трения каната о барабан,  $f=0,16$  [1, стр. 197].

2.27 Определяем усилие затяжки винтов прижимных планок

$$N = \frac{S_{креп}}{f + f_1} = \frac{1400}{0,16 + 0,25} = 3415 \text{ Н},$$

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta} = \frac{0,16}{\sin 40} = 0,25$$

где  $f_1$  – приведенный коэффициент трения каната и пластины;

$\beta$  – угол канавки прижимной планки,  $\beta=40^\circ$ .

2.28 Определяем суммарное напряжение в каждом винте

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3 \cdot N}{z \cdot \pi \cdot d_1^2 / 4} + \frac{M_{из}}{z \cdot 0,1 \cdot d_1^3} = \frac{1,3 \cdot 3415}{4 \cdot 3,14 \cdot 8,4^2 / 4} + \frac{14000}{4 \cdot 0,1 \cdot 8,4^3} = 79 \text{ МПа},$$

где  $M_{из}=S_{креп} \cdot h=1400 \cdot 10=14000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ ;

$z$  – количество винтов крепления каната для двух планок;

$h$  – плечо силы изгиба винта, мм [12, стр. 221, приложение 18];

$d_1$  – внутренний диаметр винта при М10 равен  $d_1=8,4 \text{ мм}$ , [12, стр. 267];

$[\sigma]_p=85 \text{ МПа}$  – для материала винта Ст3 [12, стр. 38]

2.29 Разрабатываем конструкцию грузового барабана и определяем длину каждой из двух нарезанных частей

$$L_n = \left( \frac{H \cdot k}{\pi \cdot D_{\phi}} + 1,5 + 1,5 \right) \cdot t_H = \left( \frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,25} + 1,5 + 1,5 \right) \cdot 10 = 183 \text{ мм},$$

где  $t_H$  – шаг нарезки барабана, мм.

$$t_H = d_k + 1 \dots 3 \text{ мм} = 8,1 + 1,9 = 10,0 \text{ мм}.$$

2.30 Определяем рабочую длину барабана

$$L_{раб} = 2 \cdot L_n + b = 183 \cdot 2 + 64 = 430 \text{ мм},$$

где  $b$  – длина ненарезанной части участка барабана, принимается 30...150 мм.

2.31 Толщина стенки проектируемого барабана, изготовленного из стали 20

$$\delta \geq 0,02 \cdot D_b + 3 \text{ мм} = 0,02 \cdot 160 + 3 \text{ мм} = 6,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $\delta = 10 \text{ мм}$ .

2.32 Выполняем проверочный расчет на прочность

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot 10^3}{t_k \cdot \delta} \leq [\sigma_{сж}],$$

где  $[\sigma_{сж}]$  – допускаемое напряжение сжатия. Для серого чугуна СЧ-18 при среднем режиме работы  $[\sigma_{сж}] = 98 \text{ МПа}$  [приложение, табл. 3].

$$\sigma_{сж} = \frac{6400}{10 \cdot 10} = 64 \text{ МПа}.$$

Запас прочности обеспечен более чем в два раза.

### 3 УСТРОЙСТВА С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

В сельскохозяйственном производстве, особенно в полевых условиях часто используются простейшие грузоподъемные устройства с ручным приводом.

Среди них червячные или шестеренчатые тали, подвешиваемые либо к неподвижной конструкции (к балкам, козлам, треногам), либо к тележке, установленной на подвесных путях или передвижных балках.

Грузовым элементом тали служит сварная калиброванная цепь (при грузоподъемности  $Q = 0,5 \dots 5 \text{ т}$ ) или шарнирная пластинчатая цепь (при  $Q \geq 5 \text{ т}$ ).

Механизм подъема червячной тали с ручным приводом (рис. 24) состоит из тягового колеса 1, червяка 2, червячного колеса 3, грузовой звездочки 4, грузовой цепи 7, подвески 8 с грузовым крюком, тяговой цепи 9. При малой грузоподъемности грузовой

крюк тали можно подвешивать непосредственно к грузовой цепи (рис. 24, а) или к обойме подвижного блока (рис. 24, б).

Для подвешивания тали служит крюк 5, а для предотвращения произвольного опускания груза – грузоупорный тормоз 6.

При подъеме груза таль работает следующим образом. Вручную посредством бесконечной тяговой цепи 9 приводится во вращение тяговое колесо 1, жестко связанное с валом червяка 2. На втором конце червячного вала расположен грузоупорный тормоз 6 с храповым остановом. Храповое колесо (рис. 24) постоянно сжато нажимными дисками (или конусом). Прижатие осуществляется осевой силой червяка, вызванной моментом от веса груза (от грузовой звездочки через червячное колесо).

Храповое колесо при подъеме груза вращается вместе с нажимными дисками и валом червяка. Направление зубьев храпового останова принято таким, что собачка беспрепятственно проскакивает и не препятствует вращению червячного вала.

От червяка вращение передается червячному колесу 3, связанному с грузовой звездочкой 4. При вращении грузовой звездочки происходит перемещение грузовой цепи 7. Скорость подъема груза составляет примерно  $0,01 \dots 0,02$  м/с.

При опускании груза червяк вместе с тяговым колесом, в сравнении с только что описываемым случаем подъема груза, вращается в противоположном направлении. Теперь храповое колесо грузоупорного тормоза фиксируется в неподвижном положении: собачка входит в зацепление с зубом храпового останова и препятствует его вращению.

Сила, замыкающая нажимные диски (или конус), действует вдоль оси червяка. На поверхностях контакта нажимных дисков и останова возникают силы трения. Для вращении червяка в направлении, соответствующем опусканию груза, необходимо преодолеть момент сил трения в храповом останове. Именно силы трения препятствуют произвольному опусканию груза.

Расчет тали состоит из назначения ее кинематики, определения требуемого передаточного числа механической передачи и расчета грузоупорного тормоза.

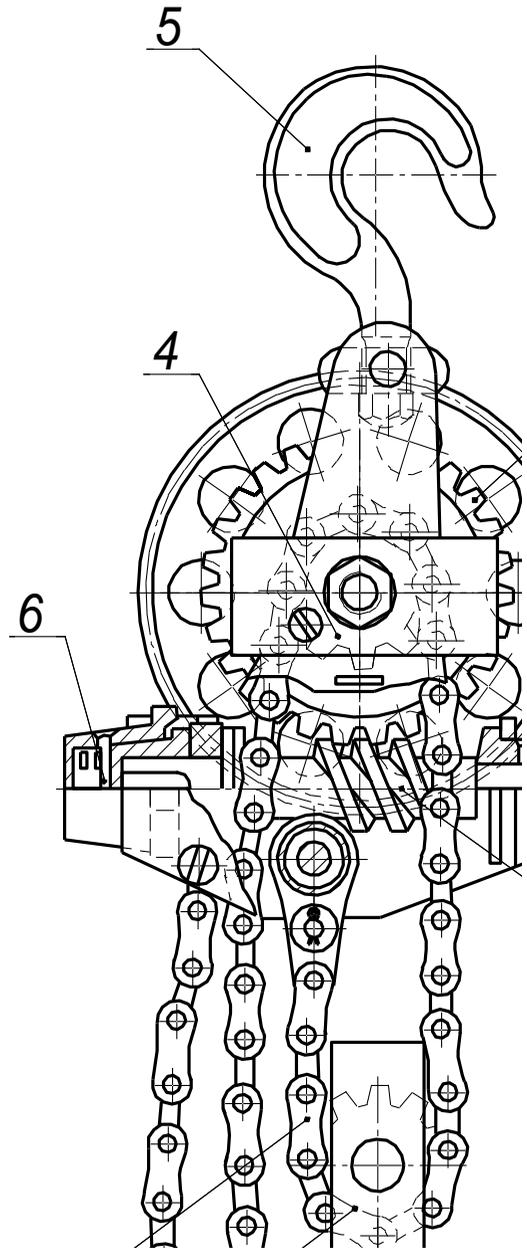


Рисунок 24 – Ручная червячная таль

Вращающий момент на грузовой звездочке тали равен

$$M_2 = \frac{G_{zp} \cdot D_{зв}}{2 \cdot K_n \cdot \eta_n},$$

где  $G_{zp}$  – вес груза с грузозахватным устройством,  $H$ ;

$D_{зв}$  – диаметр делительной окружности грузовой звездочки,  $мм$  (при канатной подвеске груза вместо  $D_{зв}$  необходимо подставить  $D_0$  – диаметр грузового барабана по центрам витков);

$K_n$  – кратность полиспаста;

$\eta_n$  – КПД полиспаста.

$$D_{зв} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}},$$

где  $p$  – шаг пластинчатой цепи,  $мм$ ;

$z$  – число зубьев грузовой звездочки ( $z_{\min}=8$ ).

Для сварных калиброванных цепей тяговые колеса и грузовые звездочки отливают из чугуна или стали 25Л с ободами, соответствующими очертаниям и размерам звеньев цепи.

Диаметр тяговых звездочек принимается в пределах от 200 до 700  $мм$ , (через 100  $мм$ ).

Вращающий момент на тяговом колесе при подъеме груза равен

$$M_1 = \frac{F_p \cdot D_m}{2},$$

где  $F_p$  – усилие рабочего на тяговой цепи (таблица 1),  $H$ ;

$D_m$  – диаметр тягового колеса,  $мм$ .

Передаточное число механической передачи (червячной или зубчатой) определяется

$$u = \frac{M_2}{M_1 \cdot \eta},$$

где  $\eta$  – КПД передачи.

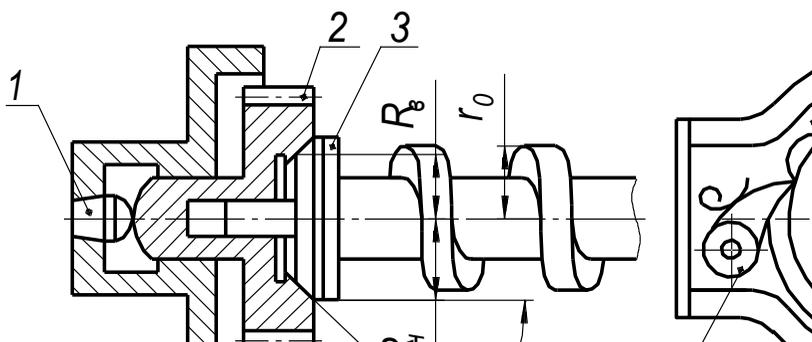


Рисунок 25 – Конический тормоз, замыкаемый весом груза

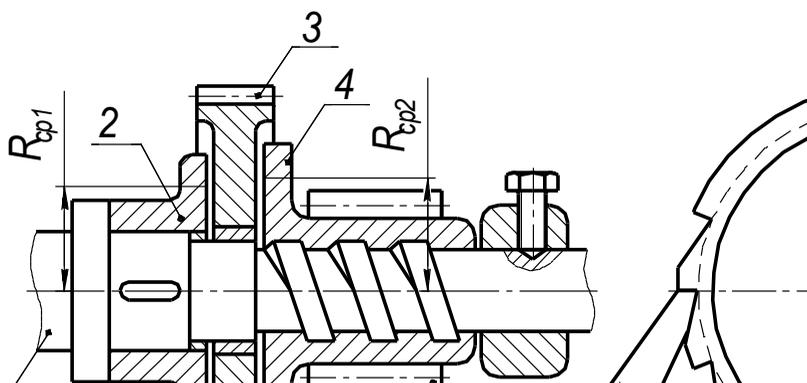


Рисунок 26 – Дисковый тормоз с переменным давлением

Таблица 1 – Расчетные усилия рабочего на тяговых цепях и приводных рукоятках

Характер работы	Усилие $F_p, Н$	
Длительная	200	120
Кратковременная продолжительность не более 5 мин.	400	250

*Примечание.* При совместной работе нескольких рабочих следует учитывать коэффициент неодновременности приложения усилий  $\varphi=0,8$  для двух человек и  $\varphi=0,7$  для четырех.

Для червячной тали применяют обычно двухзаходные червяки.

При опускании груза на валу червяка действует вращающий момент

$$M_{on} = \frac{G_{zp} \cdot D_{зв}}{2 \cdot u \cdot \eta},$$

где  $M_{on}$  – уравновешенный момент сил трения в грузоупорном тормозе;

$u$  – передаточное число ступеней кинематической цепи от барабана до вала тормоза (необязательно быстроходного вала привода).

Момент, развиваемый рабочим и затрачиваемый на преодоление избыточного момента сил трения

$$M'_1 = (\beta_T - 1) \cdot M_{on},$$

где  $\beta_T = 1, 2 \dots 1, 3$  – коэффициент запаса торможения в грузоупорном тормозе.

Усилие рабочего при опускании груза

$$F'_p = \frac{2 \cdot M'_1}{D_m}.$$

Расчет постоянно замкнутого грузоупорного тормоза выполняется по величине удельного давления.

Ориентировочно определяется средний радиус  $R_{cp}$  поверхностей трения.

$$R_{cp} = \frac{\beta_T \cdot G_{zp} \cdot D_{зв} \cdot \eta}{2 \cdot u \cdot f \cdot F_{12} \cdot z},$$

где  $f$  – коэффициент трения, зависящий от характера трущихся поверхностей ( $f=0,15 \dots 0,2$  сталь по стали или чугуна,  $f=0,35 \dots 0,45$  для асбестовой тканной ленты,  $f=0,4 \dots 0,5$  для вальцованной асбестовой ленты при сухих поверхностях);

$F_{12}$  – осевая сила червяка, равная окружной силе червячного колеса с диаметром делительной окружности  $d_2$ , мм;

$z$  – число пар трения ( $z=1$  или  $2$ ).

$$F_{12} = \frac{G_{zp} \cdot D_{зв}}{d_k},$$

где  $d_k$  – диаметр делительной окружности червячного колеса.

Ширина поверхности трения дискового конического тормоза (рис. 26)

$$b = \frac{F_{t2}}{\pi \cdot D_{cp} \cdot [p]} = \frac{F_{t2}}{2 \cdot \pi \cdot R_{cp} \cdot [p]}, \text{ мм}$$

где  $[p]=0,2 \dots 0,6 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое давления для всех типов тормозов с осевым сжатием, меньшие значения – сталь по стали или чугуну, большие – для вальцованного асбеста, средние для фрикционной накладки из асбестовой ткани.

В механизмах подъема с цилиндрическими прямозубыми колесами применяется дисковый тормоз с переменным давлением (рисунок 25). Осевая сила для этого тормоза получается при помощи кинематической пары винт – гайка.

При вращении вала 1 тормоза в сторону подъема груза ступица шестерни 4 навинчивается на резьбу и зажимает храповое колесо между дисками 2 и 4. Собачка 6 не препятствует вращению, проскакивает по зубьям храпового диска 3.

Для опускания груза вал 1 вращается в противоположную сторону. Шестерня 4 свинчивается с винта вала в сторону ограничителя 5. Давление на дисковых поверхностях трения уменьшается, храповик пробуксовывает между дисками 2 и 4, а груз опускается.

Скорость груза при его опускании, подчиняясь закону свободного падения, нарастает и по кинематической цепи ускоренное вращение барабана передается шестерне 4. Шестерня начинает обгонять вращающийся вал 1, снова навинчивается по резьбе вала и своим диском прижимается к неподвижному храповику, что вызывает замедление опускание груза.

При последующем вращении вала 1 в сторону опускания груза происходит плавное растормаживание механизма. Имеет место то ускоряющееся, то замедляющееся движение груза. Здесь уместно говорить о средней скорости опускания.

Расчет дискового тормоза переменного давления проводится на удельное давление.

Осевая сила сжатия

$$F_a = \frac{M_{on}}{0,5 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f \cdot R_{cp}},$$

где  $M_{on}$  – статистический момент на валу тормоза при опускании груза,  $H \cdot \text{мм}$ ;

$\Psi$  – угол подъема резьбы по цилиндру среднего диаметра резьбы;

$f$  – коэффициент трения для сухих поверхностей. При случайном попадании смазки приведенные значения уменьшаются в 1,5 раза, при смазанных поверхностях – в 2 раза;

$d_2$  – средний диаметр резьбы,  $\text{мм}$ ;

$R_{cp}$  – средний радиус прижимных дисков,  $\text{мм}$ .

$$R_{cp} = \frac{R_{cp1} + R_{cp2}}{2},$$

$\rho'$  – приведенный угол трения резьбовой пары;

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha},$$

где  $f$  – коэффициент трения в резьбе (сталь по стали или чугуна при надежной смазке);

$\alpha$  – половина угла профиля резьбы.

Средний диаметр поверхностей трения

$$R_{cp} = \frac{\beta_T \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho')}{2 \cdot f \cdot (2 - \beta_T)},$$

где  $\beta_T = 1, 2 \dots 1, 25$  – коэффициент запаса торможения.

В соответствии с требованиями конструкции величина  $R_{cp}$  может быть изменена за счет изменения величины  $f$ ,  $d_2$  и  $\Psi$ .

Ширина поверхностей трения определяется расчетом

$$b = \frac{F_a}{\pi \cdot D_{cp} \cdot [p]} = \frac{F_a}{2\pi \cdot R_{cp} \cdot [p]}.$$

Для подъема, спуска и подтаскивания грузов, когда такие операции производятся редко, а скорость перемещения груза не имеет существенного значения, применяются ручные лебедки.

Между валом рукоятки и валом барабана на лебедках (рисунок 3.4) ставят червячные или открытые зубчатые передачи. Число

ступеней зубчатой передачи может быть 1...3 в зависимости от тягового усилия на канате. Величина наибольшего передаточного числа одной пары зубчатых колес принимается равной 9, червячные передачи в приводе лебедки применяются самотормозящие. В случае зубчатого привода лебедка имеет грузоупорный тормоз с переменным давлением (см. рис. 26) или безопасную рукоятку – разновидность дискового грузоупорного тормоза.

Для определения кинематики привода необходимо знать общее передаточное число, при этом величина КПД лебедки для стального каната или цепи  $\eta=0,75-0,83$  (меньшие значения для трехступенчатой зубчатой передачи, больше – одноступенчатой).

Вращающие моменты на валу барабана  $M_2$  и на валу рукоятки  $M_1$  вычисляются по соответствующим формулам

$$M_2 = \frac{F \cdot D_0}{2},$$

где  $F$  – сила тяги на канате,  $H$ ;

$D_0$  – расчетный диаметр барабана (по центрам витков каната, уложенного на барабане),  $мм$ .

$$M_1 = F_p \cdot R,$$

где  $F_p$  – усилие рабочего,  $H$  (таблица 1);

$R$  – радиус рукоятки (300...400  $мм$ ).

После вычисления передаточного числа назначается число ступеней передачи.

#### 4. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ЭЛЕКТРОТАЛИ

4.1 Определяем размеры ходовых колес электротали по формуле

$$D_k = 1,7 \sqrt{R_{\max}},$$

где  $R_{\max}$  – максимальная нагрузка на колесо,  $H$ ;

Рассчитаем максимальную нагрузку на колесо по формуле

$$R_{\max} = \frac{G + G_m}{z_k},$$

где  $G$  – сила тяжести поднимаемого груза,  $G=Q \cdot g=2,5 \cdot 10=25 \text{ кН}$ ;

$G_m$  – сила тяжести тележки,  $H$ ;

$z_k$  – число ходовых колес. По правилам Госгортехнадзора кранам грузоподъемностью до 80 т рекомендуется осуществлять опору на 4-х колесах. Поэтому принимаем  $z_k=4$ .

По ГОСТ 22584-96 принимаем силу тяжести тележки

$$G_m=(0,2\dots 0,4)\cdot G=(0,2\dots 0,4)\cdot 25=5\dots 10 \text{ кН.}$$

Максимальная нагрузка на колесо равна

$$R_{\max} = \frac{25+5}{4} = 7,5 \text{ кН.}$$

Тогда, окончательно будем иметь

$$D_k = 1,7 \cdot \sqrt{7500} = 147,2 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр ходовых колес равным  $D_k=160 \text{ мм}$ .

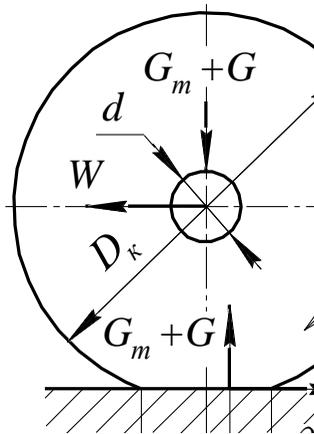


Рисунок 27 – Схема определения момента сопротивления передвижению

Диаметр цапфы  $d_y \approx D_k / (4\dots 6) \approx 160 / (4\dots 6) = (25\dots 17) \text{ мм}$ . Принимаем  $d_y = 35 \text{ мм}$ .

Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям при линейном контакте

$$\sigma_{\text{к.л.}} = a_1 \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\max}}{D_k \cdot b}} = 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 7500}{160 \cdot 40}} = 305 \text{ МПа.}$$

Скорость движения грузовой тележки равна 0,45 м/с. Коэффициент влияния скорости –  $K_v=1+0,2 \cdot v=1+0,20 \cdot 45=1,1$ .

Для стальных колес коэффициент пропорциональности  $a_1=190$ .

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса  $[\sigma_{к.л.}]=450 \dots 500 \text{ МПа}$ , то условие прочности выполняется.

4.2 Определяем сопротивление передвижению колес тележки

$$W_{\Sigma} = k_p \cdot W_{mp} + W_{\alpha} + W_{\epsilon},$$

где  $K_p=2,5$  – коэффициент трения реборд о головку рельса;

$W_{mp}$  – сопротивление от сил трения возникающее в колесе,  $H$ ;

$W_{\alpha}$  – сопротивление уклона пути,  $H$ ;

$W_{\epsilon}$  – сопротивление ветровой нагрузки, для кранов, работающих в закрытых помещениях  $W_{\epsilon}=0 \text{ H}$ .

$$W_{mp} = (Q + Q_m) \cdot g \cdot \frac{d \cdot f_1 + 2 \cdot \mu}{D_k},$$

где  $d$  – диаметр оси колеса,  $мм$ ;

$f_1$  – коэффициент трения, возникающий в опорах, для подшипников качения  $f_1=0,01 \dots 0,02$ , [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.5];

$\mu=0,3$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу, [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4].

$$W_{mp} = (2500 + 500) \cdot 9,81 \cdot \frac{35 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,3}{160} \cdot 2 = 420 \text{ H}.$$

Определяем сопротивление от уклона подкрановых путей

$$W_{\alpha} = \alpha \cdot (Q + Q_m) \cdot g,$$

где  $\alpha$  – коэффициент уклона подкрановых путей (расчетный уклон подкрановых путей),  $\alpha=0,002$ ;

$Q$  – статическая грузоподъемность груза;

$Q_m$  – грузоподъемность тележки;

$g$  – ускорение свободного падения;

$$W_{\alpha} = 0,002 \cdot (2500 + 500) \cdot 9,81 = 58,8 \text{ H}.$$

$$W_{\Sigma} = 420 + 58,8 = 478,8 \text{ H}.$$

4.3 Если привод выполнить ручным, тогда при периодической нагрузке допускаемое усилие для одного рабочего  $[W]=400 \text{ Н}$ .

Из формулы

$$\frac{W_{\Sigma} \cdot D}{2} = \frac{F_p \cdot D_m}{2}$$

определим силу, прикладываемую рабочим к тяговому колесу

$$F_p = W_{\Sigma} \cdot \frac{D}{D_m} = 478 \cdot \frac{100}{500} = 95,6 \text{ Н} \leq [F]_p,$$

где  $D$  – диаметр звездочки, принимаем  $100 \text{ мм}$ ;

$D_m$  – диаметр тягового колеса.

Данное условие выполняется.

Следовательно, принимаем диаметр тягового колеса равным  $500 \text{ мм}$ .

Второй вариант, если привод машинный.

Определяем мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_{\Sigma} \cdot v_{\kappa}}{60 \cdot \eta} = \frac{478,8 \cdot 25}{60 \cdot 0,9} = 221 \text{ Вт}.$$

Выбираем двигатель АИР 71В8, мощность  $0,25 \text{ кВт}$ , частота вращения  $690 \text{ мин}^{-1}$  [2, стр. 279, приложение 35].

4.4 Расчет механизмов передвижения кран-балки

Рассчитаем максимальную нагрузку на колесо по формуле

$$R_{\text{max}} = \frac{G + G_m + G_{\kappa}}{z_{\kappa}},$$

где  $G$  – вес поднимаемого груза,  $G=25000 \text{ Н}$ ;

$G_m$  – вес тележки,  $G_m=5000 \text{ Н}$ ;

$z_{\kappa}$  – число ходовых колес, принимаем  $z_{\kappa}=4$ .

$G_{\kappa}$  – вес крана, определяемый по формуле

$$G_{\kappa} = 0,25 \cdot L \cdot \sqrt[3]{Q \cdot g \cdot H} = 0,25 \cdot 10 \cdot \sqrt[3]{2,5 \cdot 9,81 \cdot 6} = 13,3 \text{ кН}.$$

$$R_{\text{max}} = \frac{2500 + 5000 + 13300}{4} = 10800 \text{ Н}.$$

$$D_{\kappa} = 1,7 \cdot \sqrt{10800} = 177 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр ходовых колес равным 200 мм.

Диаметр цапфы  $d_y \approx D_k / (4 \dots 6) \approx 200 / (4 \dots 6) = (50 \dots 35)$  мм. Принимаем  $d_y = 40$  мм.

4.5 Предварительно выбранные ходовые колеса проверяем по контактным напряжениям при линейном контакте

$$\sigma_{к.л.} = a_1 \sqrt{\frac{2 \cdot K_v \cdot R_{\max}}{D_k \cdot b}} = 190 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,1 \cdot 10800}{200 \cdot 50}} = 293 \text{ МПа.}$$

Скорость передвижения крана  $v_k = 20 \dots 30$  м/мин, принимаем 0,45 м/с. Коэффициент влияния скорости  $K_v = 1 + 0,2 \cdot v = 1 + 0,2 \cdot 0,45 = 1,1$ .

Для стальных колес коэффициент пропорциональности  $a_1 = 190$ .

$b$  – ширина подкранового пути.

Поскольку допустимые контактные напряжения для стального нормализованного колеса  $[\sigma_{к.л.}] = 450 \dots 500$  МПа, то условие прочности выполняется.

4.6 Определяем статическое сопротивление передвижению кран-балки

$$W = W_{mp} + W_{\alpha}.$$

Сопротивление от сил трения в ходовых частях крана равно

$$\begin{aligned} W_{mp} &= \frac{G + G_m + G_k}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f_1 \cdot d_y) \cdot K_p = \\ &= \frac{25 + 5 + 13,3}{200} \cdot (2 \cdot 0,3 + 0,015 \cdot 40) \cdot 2 = 0,52 \text{ кН} = 520 \text{ Н.} \end{aligned}$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения,  $\mu = 0,3$  мм, [приложение, табл. 10]; [2, стр. 19, табл. 2.4];

$f_1$  – коэффициент трения в опорах, для подшипников качения,  $f_1 = 0,01 \dots 0,02$ , [приложение, табл. 11]; [2, стр. 19, табл. 2.5];

$K_p$  – коэффициент трения реборд о головку рельса,  $K_p = 2$  [приложение, табл. 12]; [2, стр. 19, табл. 2.5].

Сопротивление движению от возможного уклона пути

$$W_{\alpha} = \alpha \cdot (G + G_m + G_k) = 0,002 \cdot (25 + 5 + 13,3) = 0,087 \text{ кН} = 87 \text{ Н.}$$

Таким образом, полное сопротивление равно

$$W=87+520=607 \text{ Н.}$$

По крановым рельсам кран-балка не может передвигаться при помощи рабочего вручную, а так как сопротивление движению кран-балки больше допускаемой силы, прикладываемой одним рабочим на тяговую цепь при кратковременном перемещении (400 Н), поэтому для крана необходимо проектировать механизм передвижения с электроприводом.

4.7 Определяем мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{W_{\Sigma} \cdot v_{\text{к}}}{60 \cdot \eta} = \frac{607 \cdot 25}{60 \cdot 0,9} = 281 \text{ Вт.}$$

Выбираем двигатель АИР 71А6, мощность 0,37 кВт, частота вращения 915 мин<sup>-1</sup> [2, стр.279, приложение 35].

## 5. РАЗРАБОТКА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ КРАН-БАЛКИ И ВЫПОЛНЕНИЕ ПРОВЕРОЧНЫХ РАСЧЁТОВ УЗЛОВ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчитать металлоконструкцию пролетного типа –кран балки при следующих исходных данных:

грузоподъемность –  $Q=2,5 \text{ т}$ ;

вес тележки –  $G_m=0,5 \text{ т}$ ;

длина пролета –  $L=10 \text{ м}$ ;

длина свободного участка –  $l_1=6 \text{ м}$ ;

высота подъема –  $H=6 \text{ м}$ ;

режим работы средний (4М);

по балке перемещается тележка; профиль несущей основной балки – двутавр.

На металлоконструкцию крана действует статическая нагрузка от сил тяжести груза, тележки, балки, а также динамические нагрузки в вертикальной плоскости при подъеме груза «с подхватом» и в горизонтальной – при разгоне и торможении крана.

Несущий двутавр испытывает деформацию изгиба в вертикальной плоскости.

На этапе проектирования масса балки неизвестна, поэтому размеры двутавра определяют из условия прочности на изгиб при подъеме груза «с подхватом» и без учета массы балки и горизонтальной нагрузки.

Допустимые напряжения при среднем режиме работы, рекомендуемые для стали Ст3,  $[\sigma]=160 \text{ МПа}$ .

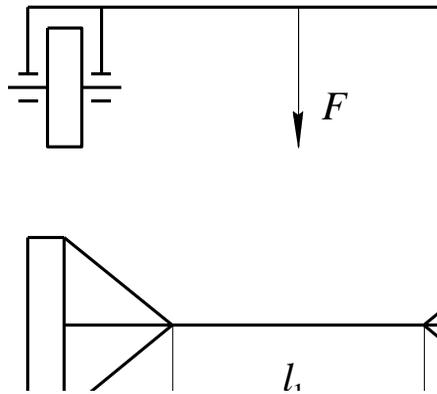


Рисунок 28 – Схема кран-балки

Изгибающий момент при нахождении тележки посередине пролета балки

$$M = \frac{(\psi_d \cdot G + G_m) \cdot L}{4} = \frac{(1,3 \cdot 25000 + 5000) \cdot 10}{4} = 93750 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $\psi_d=1,3$  – коэффициент динамичности при среднем режиме работы.

Момент сопротивления при подъеме груза «с подхватом»

$$W_x = \frac{M}{\psi_\sigma \cdot [\sigma]} = \frac{93750 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 160} = 825 \cdot 10^3 \text{ мм}^3,$$

где  $\psi_\sigma$  – коэффициент снижения допустимых напряжений для балок, не имеющих вспомогательных элементов, обеспечивающих устойчивость в горизонтальной плоскости, длина свободного участка без расколов 6 м,  $\psi_\sigma=0,71$ , [2, стр. 96].

По моменту сопротивления выбираем двутавр № 40, у которого  $W_x=953 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ ,  $I_x=19 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$ ,  $W_y=86,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ , масса одного метра длины  $q=57 \text{ кг}$  (вес  $G_m=57 \cdot 9,81 \approx 570 \text{ Н}$ ) [приложение, табл. 14]; [2, стр. 303, табл. 74].

Изгибающий момент с учетом коэффициента динамичности и веса несущей балки

$$M = \frac{(\psi_d \cdot G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(1,3 \cdot 25000 + 5000) \cdot 10}{4} + \frac{570 \cdot 10^2}{8} = 100870 \text{ Н} \cdot \text{м} = 100,87 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

С учетом веса двутавра определяем действительные напряжения

$$\sigma = \frac{M}{W_x} = \frac{100870 \cdot 10^3}{953 \cdot 10^3} = 105,9 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого  $[\sigma]=160 \text{ МПа}$  [2, стр. 106].

Проверка балки на прочность в режиме неустановившегося движения.

При торможении кран-балки с грузом основная балка испытывает деформации изгиба в вертикальной плоскости от веса груза, тельфера, самой балки и в горизонтальной плоскости от сил инерции. Суммарное напряжение изгиба определяем как сумму напряжений от изгибающих моментов по плоскостям. Изгибающий момент в вертикальной плоскости при нахождении тележки в среднем положении балки

$$M = \frac{(G + G_m) \cdot L}{4} + \frac{G_m \cdot L^2}{8} = \frac{(25000 + 5000) \cdot 10}{4} + \frac{570 \cdot 10^2}{8} = 82125 \text{ Н} \cdot \text{м} = 82,125 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Примем ускорение при разгоне-торможении предельно допустимым  $a_m=[a_m]=0,6 \text{ м/с}^2$ . Тогда силы инерции в горизонтальной плоскости

$$F_u = (Q + G_m + q \cdot l_1) \cdot a_m = (2500 + 500 + 57 \cdot 6) \cdot 0,6 = 2005 \text{ Н}.$$

Изгибающий момент от силы инерции

$$M_y = \frac{F_u \cdot l_1}{4} = \frac{2005 \cdot 6}{4} = 3007 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарное напряжение изгиба

$$\sigma = \sigma_{ux} + \sigma_{uy} = \frac{M_x}{\psi_\sigma \cdot W_x} + \frac{M_y}{W_y} = \frac{82125 \cdot 10^3}{0,71 \cdot 953 \cdot 10^3} + \frac{3007 \cdot 10^3}{86,1 \cdot 10^3} = 156,3 \text{ МПа},$$

что меньше допустимого  $[\sigma]=160 \text{ МПа}$  [2, стр. 107].

Расчет горизонтальных раскосов моста.

Половина горизонтальной силы инерции воспринимается раскосами балки 1 и 3

$$F = 0,5 \cdot F_u = 0,5 \cdot 2005 \approx 1003 \text{ H.}$$

В данном примере угол между раскосами и балкой равен  $20^\circ$ . Стержень 2 (рис. 29) усилий не воспринимает, так как перпендикулярен вектору действующей силы  $F$ , следовательно  $F_2=0$ . Стержень 1 растянут, а стержень 3 сжат. Через стержень 3 проводим ось  $X$  и перпендикулярно ей ось  $Y$ . Углы между векторами сил и осями следующие: между силой  $F$  и осью  $X$   $\alpha_1=70^\circ$ ;  $F$  и  $Y$   $\alpha_2=20^\circ$ ;  $F_1$  и  $X$   $\alpha_3=40^\circ$ ;  $F_1$  и  $Y$   $\alpha_4=50^\circ$ .

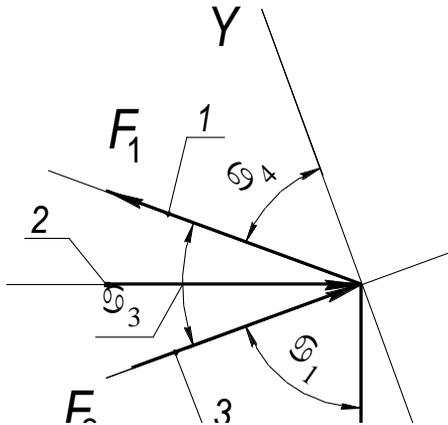


Рисунок 29 – Схема нагружения раскосов

Определим усилия в стержнях. Сумма проекций сил на оси  $X$  и  $Y$  в узле равна нулю, то есть  $\Sigma P_x=0$  и  $\Sigma P_y=0$ .

Сумма проекций сил на ось  $Y$

$$-F \cdot \cos \alpha_2 + F_1 \cdot \cos \alpha_4 = 0,$$

откуда

$$F_1 = \frac{F \cdot \cos \alpha_2}{\cos \alpha_4} = \frac{1003 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 50^\circ} = 1466 \text{ H.}$$

Сумма проекций сил на ось  $X$

$$F_3 - F_1 \cdot \cos \alpha_3 - F \cdot \cos \alpha_1 = 0,$$

откуда

$$F_3 = F_1 \cdot \cos \alpha_3 + F \cdot \cos \alpha_1 = 1466 \cdot \cos 40^\circ + 1003 \cdot \cos 70^\circ = 1466 \text{ H.}$$

Наиболее опасен раскос 3, работающий на сжатие. Для него должны выполняться условия по предельно допустимым гибкости и прочности. Принимая значения допустимой гибкости  $[\lambda]=120$ , определим минимальный радиус инерции уголка. В этом случае коэффициент, учитывающий способ заделки стержня,  $\mu=1$ . Длину раскоса определяем из геометрических соотношений стержней металлоконструкции

$$l = \frac{L - l_1}{2 \cdot \cos 20^\circ} = \frac{10 - 6}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 2,13 \text{ м.}$$

Радиус инерции

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 2,13 \cdot 10^3}{120} = 17,8 \text{ мм.}$$

Этому требованию удовлетворяет уголок № 11 (по ГОСТ 8509), у которого  $r_{\min}=21,8 \text{ мм}$  [2, стр. 306, приложение 80].

С целью повышения устойчивости раскосов металлоконструкцию следует дополнить стержнями 4 (рис. 30), тем самым вдвое уменьшив расчетную длину сжатого стержня

$$l = \frac{l}{2} = \frac{2,13}{2} \approx 1,07 \text{ м.}$$

Необходимый минимальный радиус инерции также уменьшится

$$r_{\min} = \frac{\mu \cdot l}{[\lambda]} = \frac{1 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{120} = 8,92 \text{ мм.}$$

Выбираем уголок № 5. Размеры полок  $50 \times 50 \text{ мм}$ ; толщина полок  $d=5 \text{ мм}$ ; площадь сечения  $A=480 \text{ мм}^2$ ;  $r_{\min}=9,8 \text{ мм}$ ; масса одного метра длины  $q=3,77 \text{ кг}$  [2, стр. 306, приложение 80].

Проверяем сжатый раскос на прочность. С этой целью определяем расчетную гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{r_{\min}} = \frac{1 \cdot 1,07 \cdot 10^3}{9,8} = 109,18.$$

Кроме этого необходимо уточнить значение коэффициента  $\varphi$ :  $\varphi=0,43$  при  $\sigma_t=240 \text{ МПа}$ . Приняв для стали Ст 3 допустимое напряжение растяжения  $[\sigma]=160 \text{ МПа}$ , находим  $[\sigma_{сж}]=\varphi \cdot [\sigma]=0,43 \cdot 160 \approx 69 \text{ МПа}$ .

Расчетные напряжения сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{F_3}{A} = \frac{1466}{480} = 3,05 \text{ МПа},$$

что значительно меньше допустимого. Следовательно, прочность стержня обеспечена.

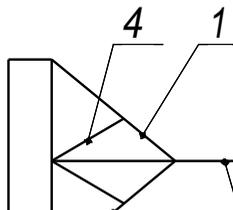


Рисунок 30 – Схема усиления металлоконструкции дополнительными раскосами: 1-4 – стержни

Определяем прогиб в середине балки при номинальной нагрузке

$$f = \frac{M_x \cdot L^2}{10 \cdot E \cdot I_x} \leq [f],$$

где  $[f] \leq L/500 = 10000/500 = 20 \text{ мм}$  – допустимое значение прогиба;  
 $E$  – модуль упругости материала балки: для стали  $E = (2,1 - 2,15) \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;

$I_x$  – момент инерции сечения,  $\text{мм}^4$ .

Определяем изгибающий момент от сил тяжести груза и тележки

$$M = \frac{(G + G_m) \cdot L}{4} = \frac{(25000 + 5000) \cdot 100000}{4} = 75 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$f = \frac{75 \cdot 10^6 \cdot 10000^2}{10 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19 \cdot 10^7} = 18,8 \text{ мм} < [f]$$

Прогиб балки крана не превышает допустимого значения.

Большой запас площади поперечного сечения обеспечит достаточную жесткость металлоконструкции.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Рекомендуемые кратности полиспастов

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Грузоподъемность, $m$				
		до 1	1,25...5	6,3...12,5	16...20	25...40
Непосредственно на барабан	Сдвоенный	2	2	2	2...3	3...4
	Простой	1	2	-	-	-
Через направляющий блок	Простой	1...2	2...3	3...4	4...6	-
	Сдвоенный	-	2	2	-	-

Таблица 2 – Значения коэффициентов коэффициента прочности каната и коэффициента пропорциональности для барабана и блока

Режим работы механизма (ГОСТ 25835-83)		$n$	$e$	$e_1$
ручной	1М	3,5	14,0	16,0
машинный: легкий	2М	4,0	16,0	18,0
	3М	4,5	18,0	20,0
средний	4М	5,6	20,0	22,4
тяжелый	5М	7,1	22,4	25,0
весьма тяжелый	6М	9,0	25,0	28,0

Таблица 3 – Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	$\sigma_T, МПа$	$\sigma_B, МПа$	$[\sigma_{сж}], МПа$			
			Л	С	Т	ВТ
Сталь 20	225	-	176	157	137	120
Сталь 35Л	280	-	216	176	147	120
Сталь 55Л	350	-	235	206	167	140
15ХСНД	350					150
СЧ 15	-	320	98	88	-	-
СЧ 18	-	360	118	90	98	-
СЧ 24	-	440	147	118	115	100

Таблица 4 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. по ГОСТ 2688-80

Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната	Разрывное усилие, кН, не менее					
				Маркировочная группа, МПа					
				1470	1568	1666	1764	1862	1960
	3,8	5,63	55,1	-	-	-	8	9	9
	4,1	6,55	64,1	-	-	-	10	10	11
	4,5	7,55	79,3	-	-	-	11	12	12
	4,8	8,62	84,4	-	-	-	13	13	14
	5,1	9,76	95,5	-	-	-	15	15	16
	5,6	11,90	116,5	-	16	17	18	19	19
	6,2	14,47	141,6	-	20	21	21	22	23
	6,9	18,05	176,6	-	24	25	26	27	29
	8,3	26,15	256,0	-	35	37	38	40	41
	9,1	31,18	305,0	-	42	44	45	47	50
	9,9	36,66	358,6	-	49	52	53	56	58
	11,0	47,19	461,6	-	63	67	69	72	75
	12,0	53,87	527,0	-	72	76	78	82	85
13,0	61,00	596,6	76	81	86	89	93	97	
14,0	74,40	728,0	92	100	105	108	112	118	
15,0	86,28	844,0	107	115	122	125	131	137	

8 Таблица 5 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р0 конструкции 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о.с. по ГОСТ 7668-80

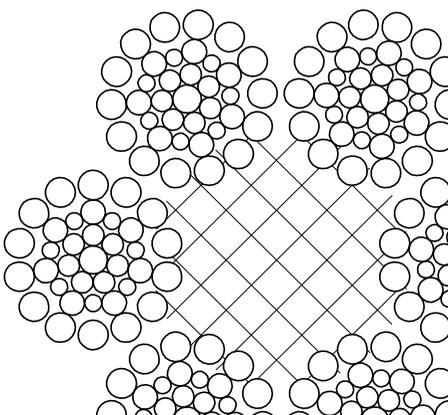
Эскиз	Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения всех проволок, мм <sup>2</sup>	Масса 1000 м смазанного каната	Разрывное усилие, кН, не менее						
				Маркировочная группа, МПа						
				1568	1666	1764	1862	1960	2058	
	6,3	15,72	155,5	-	-	22	23	24	25	
	6,7	17,81	176,0	-	-	25	26	27	28	
	7,4	20,16	199,0	-	-	29	30	31	32	
	8,1	25,67	253,5	-	-	37	38	40	41	
	9,7	38,82	383,5	50	53	56	58	60	62	
	11,5	51,96	513,0	67	71	75	79	80	83	
	13,5	70,55	696,5	90	96	101	106	109	-	
	15,0	82,16	812,0	104	111	116	122	128	-	
	16,5	105,73	1045,0	135	144	150	157	165	-	
	18,0	125,78	1245,0	161	171	175	186	190	-	
20,0	153,99	1520,0	197	210	215	229	233	-		
22,0	185,10	1830,0	237	252	258	275	280	-		
23,5	215,94	2130,0	277	294	304	321	338	-		
25,5	252,46	2495,0	324	344	352	375	383	-		
27,0	283,79	2800,0	364	387	396	422	430	-		
29,0	325,42	3215,0	417	444	454	484	493	-		

Таблица 6 – Грузоподъемность однорогих крюков (по ГОСТ 6627-74)

Номер крюка	Ручной при- вод	Машинный привод	
		Режимы Л; С	Режимы Т; ВТ
1	0,40	0,32	0,25
2	0,50	0,40	0,32
3	0,63	0,50	0,40
4	0,80	0,63	0,50
5	1,00	0,80	0,63
6	1,25	1,00	0,80
7	1,60	1,25	1,00
8	2,00	1,60	1,25
9	2,50	2,00	1,60
10	3,20	2,50	2,00
11	4,00	3,20	2,50
12	5,00	4,00	3,20
13	6,30	5,00	4,00
14	8,00	6,30	5,00
15	10,00	8,00	6,30
16	12,50	10,00	8,00
17	16,00	12,50	10,00
18	20,00	16,00	12,50
19	-	20,00	16,00
20	-	25,00	20,00

Таблица 7 – Характеристики режимов работы и продолжительности включений

ИСО 4301/1	М1-М5	М6	М7	М8
ГОСТ 25835-83	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Госгортехнадзор	Л	С	Т	ВТ
Продолжительность включений	15	25	40	60

Таблица – 8 Коэффициент запаса торможения

Режим работы	Р; Л	С	Т	ВТ
Коэффициент запаса торможения $\beta_T$	1,5	1,75	2,0	2,5

Таблица 9 – Размеры крюков, мм

Номер крюка	a	s	b	h	d	d <sub>1</sub>	d <sub>0</sub>	L		l	l <sub>1</sub> не менее	Масса, кг	
								Тип А	Тип Б			Тип А	Тип Б
1	20	14	12	18	15	12	M12	65	80	30	20	0,18	0,2
2	22	16	13	21	15	12	M12	70	90	32	20	0,22	0,25
3	25	18	15	24	18	15	M14	75	100	35	20	0,35	0,4
4	30	22	18	26	20	17	M16	85	110	40	25	0,5	0,6
5	32	24	20	28	20	17	M16	90	120	45	25	0,6	0,7
6	36	26	22	32	25	20	M20	105	130	50	30	0,9	1
7	40	30	24	36	25	20	M20	110	140	55	30	1,1	1,2
8	45	33	26	40	30	25	M24	130	160	65	35	1,7	1,9
9	50	36	30	45	35	30	M27	145	180	70	40	2,6	2,9
10	55	40	34	52	35	30	M30	165	220	85	45	3,2	3,6
11	60	45	38	55	40	35	M33	180	300	90	50	4,5	5,7
12	65	50	40	65	45	40	M36	195	375	95	55	5,9	8,1
13	75	55	48	75	52	45	M42	250	410	105	60	9,6	12,2
14	85	65	54	82	56	50	M48	280	475	120	70	12,5	16,2
15	95	75	60	90	62	55	M52	310	520	135	75	18	23
16	110	85	65	100	63	60	M56	340	580	150	80	26	33
17	120	90	75	115	80	70	M64	415	600	165	90	36	43
18	130	110	80	130	85	75	Tr70x10	440	630	180	95	47	56
19	150	115	90	150	95	85	Tr80x10	480	660	210	100	64	74
20	170	130	102	164	110	100	Tr90x12	535	730	230	115	95	110

Таблица 10 – Коэффициент трения качения по рельсам

Тип рельса	Диаметры ходовых колес, мм			
	160...300	400...500	600...700	800
С плоской головкой	0,3	0,5	0,6	0,7
С выпуклой головкой	0,4	0,6	0,8	1,0

Таблица 11 – Коэффициенты трения в цапфах осей

Тип подшипника	Коэффициенты трения в цапфах осей
Скольжения:	
открытого типа	0,1
буксы с жидкой смазкой	0,08
Качения:	
шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

Таблица 12 – Коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес и токоприемниках

Тип механизма	Коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес
Крановые тележки с кабельным токоподводом	2,0
Крановые мосты на катках:	
с цилиндрическим ободом	1,5
с коническим ободом	1,2
При отсутствии реборд	1,0...1,1

Таблица 13 – Механические характеристики углеродистых сталей обыкновенного качества

Марка стали	Предел текучести	Предел прочности	Относительное удлинение $\delta$ , %
	$\sigma_T$	$\sigma_B$	
	<i>МПа</i>		
Ст. 2	220	420	31
Ст. 3	240	470	25
Ст. 4	260	520	23
Ст. 5	280	620	19
Ст. 6	310	720	14
Ст. 7	-	740	10

Таблица 14 – Размеры и справочные величины для осей двутавров ( по ГОСТ 8239-89)

Номер балки	Масса 1 п.м., кг	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Справочные величины для осей					
			X-X			Y-Y		
			$I_x, см^4$	$W_x, см^3$	$i_x, см$	$I_y, см^4$	$W_y, см^3$	$i_y, см$
10	9,46	12,0	198	39,7	4,06	17,9	6,49	1,22
12	11,5	14,7	350	58,4	4,88	27,9	8,72	1,38
14	13,7	17,4	572	81,7	5,73	41,9	11,5	1,55
16	15,9	20,2	873	109	6,57	58,6	14,5	1,7
108	18,4	23,4	1290	143	7,42	82,6	18,4	1,88
18а	19,9	25,4	1430	159	7,51	114	22,8	2,12
20	21	26,8	1840	184	8,28	115	23,1	2,07
20а	22,7	28,9	2030	203	8,37	155	28,2	2,32
22	24	30,6	2550	232	9,13	157	28,6	2,27
22а	25,8	32,8	2790	254	9,22	206	34,3	2,5
24	27,3	34,8	3460	289	9,97	198	34,5	2,37
24а	29,4	37,5	3800	317	10,1	260	41,6	2,63
27	31,5	40,2	5010	371	11,2	260	41,5	2,54
27а	33,9	43,2	5500	407	11,3	337	50	2,8
30	36,5	46,5	7080	472	12,3	337	49,9	2,69
30а	39,2	49,9	7780	518	12,5	436	60,1	2,95
33	42,2	53,8	9840	597	13,5	419	59,9	2,79
36	48,6	61,9	13380	743	14,7	516	71,1	2,89
40	57	72,6	19062	953	16,2	667	86,1	3,03
45	66,5	84,7	27696	1231	18,1	808	101	3,09
50	78,5	100	39727	1589	19,9	1043	123	3,23
55	92,6	118	55962	2035	21,8	1356	151	3,39
60	108	138	76806	2560	23,6	1725	182	3,54

Ряд диаметров барабанов и блоков, мм: 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900.

Таблица 15 – Размеры и справочные величины для осей швеллеров (по ГОСТ 8240-89)

Номер балки	Масса 1 п.м., кг	Площадь сечения, см <sup>2</sup>	Справочные величины для осей					
			X-X			Y-Y		
			$I_x, см^4$	$W_x, см^3$	$i_x, см$	$I_y, см^4$	$W_y, см^3$	$i_y, см$
5	4,84	6,16	22,8	9,10	1,92	5,61	2,75	0,95
6,5	5,90	7,51	48,6	15,0	2,54	8,70	3,68	1,08
8	7,05	8,98	89,4	22,4	3,16	12,8	4,75	1,19
10	8,59	10,9	174	34,8	3,99	20,4	6,46	1,37
12	10,4	13,3	304	50,6	4,78	31,2	8,52	1,53
14	12,3	15,6	491	70,2	5,60	45,4	11,0	1,70
14а	13,3	17,0	545	77,8	5,66	57,5	13,3	1,84
16	14,2	13,1	747	93,4	6,42	63,3	13,8	1,87
16а	15,3	19,5	823	103	6,49	78,8	16,4	2,01
18	16,3	20,7	1090	121	7,24	86,0	17,0	2,04
18а	17,4	22,2	1190	132	7,32	105	20,0	2,18
20	18,4	23,4	1520	152	8,07	113	20,5	2,20
20а	19,8	25,2	1670	167	8,15	139	24,2	2,35
22	21,0	26,7	2110	192	8,89	151	25,1	2,37
22а	22,6	28,8	2330	212	8,90	187	30,0	2,55
24	24,0	30,6	2900	242	9,73	208	31,6	2,60
24а	25,8	32,9	3180	265	9,84	254	37,2	2,78
27	27,7	35,2	4160	308	10,9	262	37,3	2,73
30	31,8	40,5	5810	387	12,0	327	43,6	2,84
33	36,5	46,5	7980	484	13,1	410	51,8	2,97
36	41,9	53,1	10200	601	14,2	513	61,7	3,10
40	48,3	61,5	15220	761	15,7	642	73,4	3,23

Таблица 16 – Технические характеристики колодочных тормозов типа ТКТ

Типоразмер тормоза	Тормозной момент, Нм			Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Отход колодки, мм	
	ПВ 25%	ПВ 40%	ПВ 100%			номинальный	наибольший
ТКТ-100	20	20	10	100	75	0,4	0,6
ТКТ-200/100	40	40	22	200	95	0,4	0,6
ТКТ-200	160	160	80	200	95	0,5	0,8
ТКТ-300/200	240	240	120	300	145	0,5	0,8

Таблица 17 – Механические характеристики углеродистых конструкционных сталей

Марка стали	Предел прочностности, МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Предел текучести				Предел выносливости			
			при растяжении	при изгибе	при кручении	при растяжении	при изгибе	при кручении	при растяжении	при изгибе
<i>МПа</i>										
10	340	31	210	250	130	150	220	120		
10 кп	320	33	190	-	-	-	-	-		
20	420	25	250	30	160	160	220	130		
20 кп	390	27	230	-	-	-	-	-		
30	500	21	300	360	190	210	270	140		
35	540	20	320	380	200	220	300	180		
40	580	19	340	410	210	240	320	190		
45	610	16	360	430	230	250	340	200		
50	640	14	380	450	240	260	350	210		
60	690	12	410	490	260	280	380	220		
30 Г	550	20	320	480	200	200	240	120		
50 Г	660	13	400	480	250	240	280	150		

Примечание: Сталь 20 соответствует стали марки Ст.3; сталь 35 – стали Ст. 5 и сталь 45 – стали Ст. 6.

Таблица 18 – Технические данные электромагнитов

Тип	Ход якоря, мм	Тяговое усилие, Н		Вес магнита, кг	Размеры, мм		
		ПВ=25%	ПВ=40%		Г	К	Ю
КМП-2	40	115	80	15	134	250	90
КМП-4	80	370	300	45	224	437	104
ВМ-11	30	50	30	12,5	158	266	120
ВМ-12	40	95	65	25	205	326	156
КМТ-3	50	550	350	45	300	530	140
КМТ-4	50	990	700	86	400	590	170
КМТД-100	20	115	80	11	250	340	65
КМТД-102	50	280	200	22	310	415	75
ЭС1-51101	20	40	30	1,0	67	82	52
ЭС1-5111	25	70	50	1,5	80	93	61
МИС-4100	25	60	42	2,5	94	104	99
МИС-5100	25	90	60	3,3	94	104	115

Таблица 19 – Дисковые тормоза с электромагнитами постоянного тока

Габарит тормоза	Тормоз. момент, Н·м, при ПВ=40%	Ход якоря, мм	Диаметр поверхности трения, мм		Число тормоз. дисков
			Наруж.	Внутр.	
Первый	25	1,0...2,5	250	190	1
Второй	60	1,0...2,5	250	190	1
Третий	110	1,0...2,5	315	255	1
Четвертый	280	1,5...3,0	380	300	2
Пятый	680	1,5...4,0	380	300	3

Таблица 20 – Технические данные электромагнитов к дисковым тормозам

Грузоподъемность, т	0,5	1,0	2,0
Усилие пружины, Н	200	500	500
Число пар трения	4	2	4
Ход якоря, мм	1,0...2,5	1,5...2,5	1,5...2,5

Таблица 21 – Дисковые тормоза с электромагнитами переменного тока

Габарит тормоза	Тормоз. момент, $H \cdot м$ при ПВ=40%	Ход якоря, мм	Диаметр поверхности трения, мм		Число тормоз. дисков
			Наруж.	Внутр	
Второй	40	1,0...2,5	190	140	2
Третий	80	1,0...2,5	220	160	2
Четвертый	200	1,0...2,5	250	190	2
Пятый	500	1,5...3,0	290	230	3

Таблица 22 – Допустимое давление в колодочных тормозах

Материал трущихся пар	Давление, МПа	
	стопорных	спускных
Сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканная тормоз. лента по стали	0,6	0,3
Вальцованный и пресованный материал по металлу	0,6	0,3

Таблица 23 – Допустимое давление в дисковых тормозах

Материал трущихся пар	Давление, МПа		
	без смазки	густая смазка	масляная ванна
Сталь по стали	0,3	0,4	0,8
Тканная тормоз. лента по стали	0,3	0,6	0,8
Вальцов. и пресован. фрикцион. материал по металлу	0,6	1,0	1,2
Металлокерамика по металлу	1,0	1,5	3,0

Таблица 24 – Коэффициент трения скольжения и допустимая температура нагрева

Материал пары трения		Коэффициент трения			Допус. темпер °С
фрикционной	металлической	без смазки	частично смазана	в масляной ванне	
Чугун	Чугун	0,17	0,10	0,07	320
Сталь	Сталь	0,16	0,12	0,07	260
Бронза	Сталь	0,17	0,12	0,10	150
Тормоз. лента типа Б	Чугун	0,34	0,31	0,10	175
Вальц. лента 6КВ-10	Чугун	0,46	0,38	0,14	220
Формован. каучук	Сталь	0,42	-	-	240
Ретинакс	Чугун	0,35	-	-	1000
Текстолит	Сталь	0,28	0,12	0,10	150

Таблица 25 – Размеры элементов крепления каната к барабану

Диаметр каната, $d_k$ , мм	Высота накладки, $h$ , мм	Ширина накладки, $b$ , мм	Винт, $d_0$ мм
4,8	9,0	20,0	4,9
6,2	12,0	25,0	6,6
8,7	15,0	35,0	8,4
11,0	18,0	40,0	10,1
13,0	22,0	45,0	13,8

Таблица 26 – Технические данные встраиваемых в барабан электродвигателей

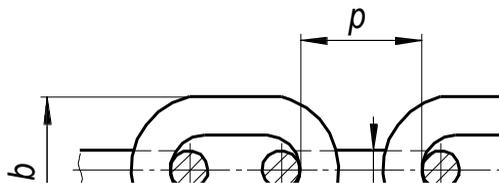
Тип электро-двигателя	Диаметр статора, мм	Длина статора, мм	Масса, кг	Момент инерции, кгм <sup>2</sup>
80А4	150	190	8,2	0,003
80В4	150	210	10,1	0,003
90А4	172	225	12,4	0,006
90А6	172	215	13,5	0,007
90В8	172	225	15,4	0,009
100А4	194	225	17,0	0,009
100В4	194	255	21,0	0,010
100В6	194	240	18,8	0,013
100В8	194	240	18,6	0,013
112А4	223	275	25,9	0,017
112А6	223	250	20,8	0,017
112 В6	223	275	25,5	0,021
112А8	223	250	20,9	0,017
112В8	223	280	26,8	0,024
132А4	261	285	34,8	0,028
132А6	261	285	34,2	0,040
132В6	261	330	45,0	0,058
132А8	261	285	34,1	0,042
132В8	261	330	49,2	0,057

Таблица 27 – Параметры канатов двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6×36 (1+7+7/7+14)+ 1 о.с. ГОСТ 7668-80

Диаметр $d_K$ , мм	Разрывное усилие $S_{разр}$ , кН, при $\sigma_g$ МПа			
	1600	1700	1800	2000
6,3	-	-	22	24
6,7	-	-	25	27
7,4	-	-	29	31
8,1	-	-	37	40
9,7	50	53	56	60
11,5	67	71	75	80

Пример условного обозначения грузового каната диаметром 11,5 мм, марки В, односторонней свивки, нераскручивающегося, группы 2000 МПа (канат 11,5-Г-В-Н-2000)

Таблица 28 – Параметры грузовых и тяговых сварных цепей



Калибр цепи	Шаг $p$ , мм	Ширина $b$ , мм	Разрушающая нагрузка, кН	Масса 1 м, кг
5	18,5	17	10	0,50
6	18,5	20	14	0,75
7	22	23	18	1,00
8	24	26	26	1,35
9	27	32	32	1,80
10	28	34	40	2,25
11	31	36	46	2,70

Пример условного обозначения цепи калибра 10 мм, с шагом 28 мм: *цепь 10 × 28* ГОСТ 2319 – 81.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Александров М. П. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Подъемно-транспортные машины/ Под ред. М. Н. Ерохина, С. П. Казанцева. – М.: КолосС, 2010. – 335 с.
3. Руденко Н. Ф., Александров М. П., Лысяков А. Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 304 с.
4. Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций/ Под ред. М. П. Александрова, Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 122 с.
5. Курсовое проектирование грузоподъемных машин/ Под ред. С. А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
6. Павлов Н. Г. Примеры расчета кранов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 348 с.
7. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1982. – 351 с.
8. Спиваковский А. О., Дьячков В. К. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
9. Детали машин и основы конструирования/ Под ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
10. ГОСТ 24705-81: Резьба метрическая.
11. Батулин А. Т. Детали машин. – М.: Машгиз, 1959. – 423 с.
12. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения / Под ред. М. Н. Ерохина. – М.: Колос, 1999. – 228 с.
13. Романев Н.А., Варывдин В.В. Детали машин. Задания и методические рекомендации к курсовому проекту. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2002. – 32 с.
14. Редукторы и мотор-редукторы. Каталог. – М.: ВНИИТЭМР, 1989. – 60 с.
15. Федоренко В.А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1981. – 432 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Расчет мостового электрического крана.....	4
2 Крепление каната к барабану.....	10
3 Механизм передвижения тележки.....	12
4 Расчет механизма поворота стационарного поворотного крана (с вращающейся колонной).....	15
5 Расчет противовеса.....	20
6 Сопротивление передвижению тележки электротали.....	24
7 Расчет тормоза типа ТКТ.....	26
8 Расчет металлоконструкции кран – балки.....	29
9 Расчет металлоконструкции поворотного крана на колонне.....	32
10 Расчет крюка.....	39
11 Расчет поперечины (траверсы) подвески.....	42
12 Расчет серьги крюковой подвески.....	45
13 Выбор подшипников блоков подвески.....	47
14 Рассчитать храповой останов ручной лебедки.....	48
15 Расчет подвесного конвейера.....	51
Приложения.....	57
Литература.....	66