

Министерство сельского хозяйства РФ  
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Инженерно-технологический факультет

Кафедра механики и основ конструирования

Никитин Виктор Васильевич

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ  
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И  
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

*Методическое пособие для студентов  
инженерно – технологического факультета  
специальностей:*

110301 «Механизация сельского хозяйства»;

110303 «Механизация переработки с/х продукции»;

110304 «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»;

190207 «Машины и оборудование природообустройства»;

271300 «Пищевая инженерия малых предприятий».

Брянск – 2011

УДК 621.81 (076.1)  
ББК 34.44  
Н 62

Никитин В.В. Примеры расчетов механизмов грузоподъемных и транспортирующих машин: методическое пособие для студентов инженерно – технологического факультета специальностей: 110301 «Механизация сельского хозяйства»; 110303 «Механизация переработки с/х продукции»; 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»; 190207 «Машины и оборудование природообустройства»; 271300 «Пищевая инженерия малых предприятий». – Брянск: Изд-во БГСХА, 2011. – 68 с.

При подготовке настоящего издания использованы материалы ряда авторов (Фадеев С.П., Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г., Павлов Н.Г. и др.), не переиздававшиеся в течение нескольких десятилетий, но содержащие большое количество справочных данных.

В предлагаемом методическом пособии представлены задачи, решение которых адаптировано к современным методикам расчета механизмов грузоподъемных машин и международной системе единиц СИ.

**Рецензент:** д.т.н., профессор Купреенко А.И., зав. кафедрой ТО-ЖиПП.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического факультета Брянской государственной сельскохозяйственной академии, протокол № 14 от 24 мая 2011 года.

© Брянская ГСХА, 2011  
© Никитин В.В., 2011

## 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 –  $v_m=0,647\text{ м/с}$ .

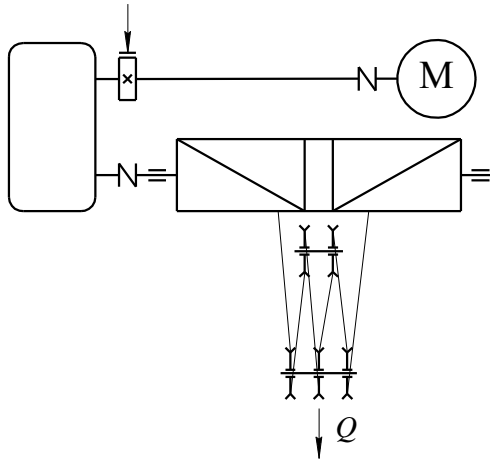


Рисунок 1 – Схема механизма подъема груза

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

$$Q_{\text{раз}} \geq S_{\max} \cdot k,$$

где  $k$  – коэффициент запаса прочности каната, при среднем 4М режиме работы  $k=5,5$  [1, стр. 22, табл. 2.3], [3, стр. 68, табл. 12].

$$Q_{\text{раз}} \geq 18,5 \cdot 5,5 = 101,45 \text{ кН}.$$

По таблицам ГОСТ 7668-80 выбираем канат типа ЛК-РО 6х36 (1+7+7/7+14)+1 о. с., диаметр каната  $d_k=13,5 \text{ мм}$ , маркировочная группа с пределом выносливости  $\sigma_e=1862 \text{ МПа}$ , разрывное усилие  $Q_{\text{раз}}=106 \text{ кН}$  [4, стр. 9, табл. 2], [1, стр. 217, приложение 11], [2, стр. 270, приложение 21].

Фактический запас прочности

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

## 2 Определить основные размеры барабана

### 2.1 Расчетный диаметр барабана

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

где  $e$  – коэффициент пропорциональности, при среднем 4М режиме работы  $e=25$  [1, стр. 22, табл. 2.3], [3, стр. 68, табл. 13].

В целях увеличения долговечности каната принимаем диаметр барабана по центру сечения каната  $D_0=400$  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  $S=70$  мм.

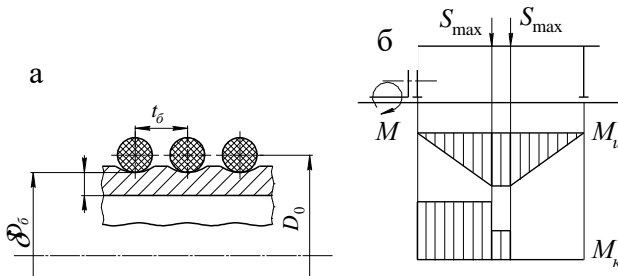


Рисунок 2 – Схема к расчету стенки барабана: а) на сжатие; б) на совместное действие изгиба и кручения

Расстояние между правым и левым нарезными полями в средней части барабана примем равным  $l_1=170$  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

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

#### 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  $\delta=16$  мм.

#### 2.6 Проверка на сжатие

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta}}{(D_{\delta} - \delta) \cdot t_{\delta} \cdot \delta} \text{ или}$$

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

где  $[\sigma]_{сж}=88 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемое напряжение сжатия для чугуна СЧ-15 при среднем 4М режиме работы [1, стр. 24, табл. 2.5].

#### 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,  $\text{мм}^3$ ;

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

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

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

Диаметр барабана взятый по дну канавки для каната

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

Внутренний диаметр барабана

$$D_{\epsilon} = D_{\sigma} - 2 \cdot \delta = 386,5 - 2 \cdot 16 = 354,5 \text{ мм}.$$

Допускаемое напряжение изгиба равно

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

где  $k=4,25$  – коэффициент запаса прочности [3, стр. 69, табл. 14];  
 $\sigma_{vu}=320 \text{ Н/мм}^2$  – предел выносливости при изгибе [6, стр. 320, табл. V].

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

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,  $\text{мм}^3$ .

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



$$W_p = 2 \cdot W.$$

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

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

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

## 2.10 Частота вращения барабана

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

## 3 Выбор электродвигателя и редуктора

3.1 Статическая мощность двигателя при подъеме номинального груза

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

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 [1, стр. 221, приложение 19], [2, стр. 274, приложение 29] развивающий при ПВ 25% номинальную мощность  $N_{\text{дв}}=18 \text{ кВт}$  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

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

По нормам на крановые редукторы принимаем редуктор Ц2У-250, имеющий передаточное число  $u_p=35,5$ ; вращающий момент на тихоходном валу  $T=4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; допустимая радиальная нагрузка на выходном валу  $P=16000 \text{ Н}$ ; КПД редуктора  $\eta=0,97$ ; масса  $320 \text{ кг}$  [1, стр. 236, приложение 33], [2, стр. 284, приложение 40], [4, стр. 24, табл. 1].

### 3.3 Определить фактическое число оборотов барабана

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

### 3.4 Скорость подъема груза

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

### 3.5 Погрешность величины скорости против задания

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

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

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

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  $\beta_T = 1,75$  [1, стр. 34], [3, стр. 72].

4.3 Выбираем колодочный тормоз с электрогидравлическим толкателем ТКГГ-200М, у которого наибольший тормозной момент  $M_T = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ; диаметр шкива  $D = 200 \text{ мм}$ ; ширина шкива  $B = 65 \text{ мм}$  [1, стр. 250, приложение 60], [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  $z_{\text{зан}} \geq 1,5$ ;  $S_{\text{max}} = 18,5 \text{ кН}$ .

1 Определить усилие натяжения каната в месте крепления

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

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

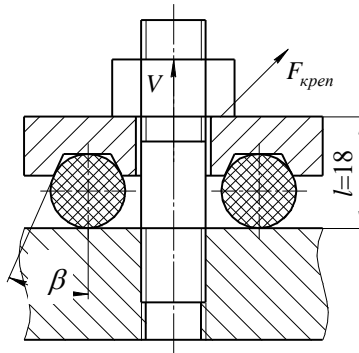


Рисунок 3 – Схема крепления каната к барабану

2 Усилие затяжки винтов прижимных планок

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

где  $f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапециевидную 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

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

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];

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

$M_u$  – изгибающий момент, кН·мм;

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

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

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 –  $v_m=0,647\text{ м/с}$ .

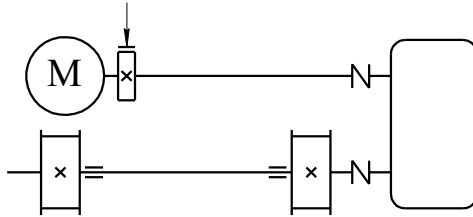


Рисунок 4 – Схема механизма передвижения тележки

#### 1 Выбор электродвигателя и редуктора

##### 1.1 Определить статическую мощность электродвигателя

$$N = \frac{W \cdot v_m}{\eta_{общ}}$$

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

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

$\eta_{общ}$  – общий КПД механизма,  $\eta_{общ}=0,80\dots0,85$  [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];

$f=0,015\dots 0,02$  – коэффициент трения на цапфе [1, стр. 9, табл. 1.4], [3, стр. 74]. Принимаем  $f=0,015$ ;

$K=0,3\dots 1,0 \text{ мм}$  – коэффициент трения качения по рельсам [1, стр. 9, табл. 1.3], [3, стр. 74, табл. 17]. Примем  $K=0,3 \text{ мм}$  плечо реакции рельса при качении колеса при плоской головке рельса и диаметре колеса  $D_k=300 \text{ мм}$ ;

$\beta_0=2$  – коэффициент, учитывающий дополнительные потери от трения в ребордах колес о рельсы, токоъемниках [1, стр. 9, табл. 1.4], [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

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

## 1.2 Выбрать электродвигатель

Принимаем электродвигатель МТФ 011-6, имеющий мощность  $N_{\text{дв}}=1,7 \text{ кВт}$  с частотой  $n_{\text{дв}}=850 \text{ мин}^{-1}$  при ПВ 25%; маховой момент  $I_p^2=0,09 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ; максимальный вращающий момент  $T=40 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ; масса  $51 \text{ кг}$  [1, стр. 224, приложение 22], [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

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

### 1.4 Передаточное число редуктора

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

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 [1, стр. 245, приложение 50].

### 1.6 Проверка погрешности скорости передвижения

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

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

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

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;

$t_m = \frac{2 \cdot S_m}{v_m}$  – 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  $T_T=160 \text{ Н}\cdot\text{м}$  [1, стр. 249, приложение 58], [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  $f_{\text{сц}}=0,17$  – 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

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

Условие достаточности сцепления не соблюдается.

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

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 –  $Q=2 \text{ т}$ ;

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) –  $d_3=65 \text{ мм}$ .

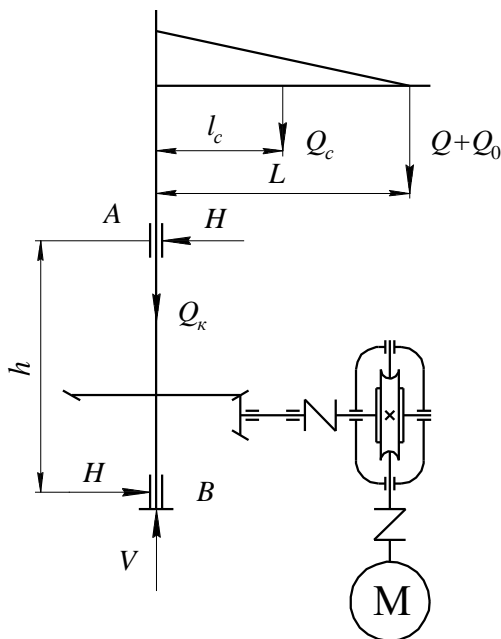


Рисунок 5 – Схема поворотного крана

1 Определить опорные реакции

1.1 Горизонтальная реакция в верхней опоре (составить уравнение моментов сил относительно точки B):

$$\sum T_B = 0, \quad (Q + Q_0) \cdot g \cdot L + Q_c \cdot g \cdot l_c - H \cdot h = 0,$$

$$H = \frac{[(Q + Q_0) \cdot L + Q_c \cdot l_c] \cdot g}{h} = \frac{[(2 + 0,62) \cdot 3 + 0,27 \cdot 1,5] \cdot 10}{2} = 42,65 \text{ кН}.$$

$$l_c \approx \frac{L}{2} = 1,5 \text{ м}.$$

1.2 Горизонтальная реакция в нижней опоре (из суммы проекций сил на горизонтальную ось:  $\Sigma X=0$ )

$$-H_A + H_B = 0; H_A = H_B = 42,65 \text{ кН}.$$

1.3 Вертикальная реакция в нижней опоре (из суммы проекций на вертикальную ось:  $\Sigma Z=0$ ).

$$V = (Q + Q_0 + Q_c + Q_\kappa) \cdot g = (2 + 0,62 + 0,27 + 0,715) \cdot 10 = 36,05 \text{ кН}.$$

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 [1, стр. 9, табл. 1.4], [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 [1, стр. 9, табл. 1.4], [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

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

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

Значения КПД червячных редукторов см. [1, стр. 240, приложение 44], [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.

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

Предварительно принимаем двигатель типа 4АС90Л6У3 мощностью  $P_{\text{дв}}=1,7 \text{ кВт}$ ; 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 [1, стр. 230, приложение 27], [4, стр. 33, табл. 1];

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

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

(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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $u$  – передаточное число привода.

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

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

где  $n_{\partial \partial}$  – частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_k$  – частота вращения колонны,  $\text{мин}^{-1}$ .

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

Тогда

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

5 Суммарный момент на валу двигателя, необходимый в период пуска

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

6 Номинальный момент, развиваемый двигателем

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

7 Пусковой момент двигателя

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

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 –  $v_{сп}=8 \text{ м/мин}$ ;

Время пуска –  $t_n=1,5 \text{ с}$ ;

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



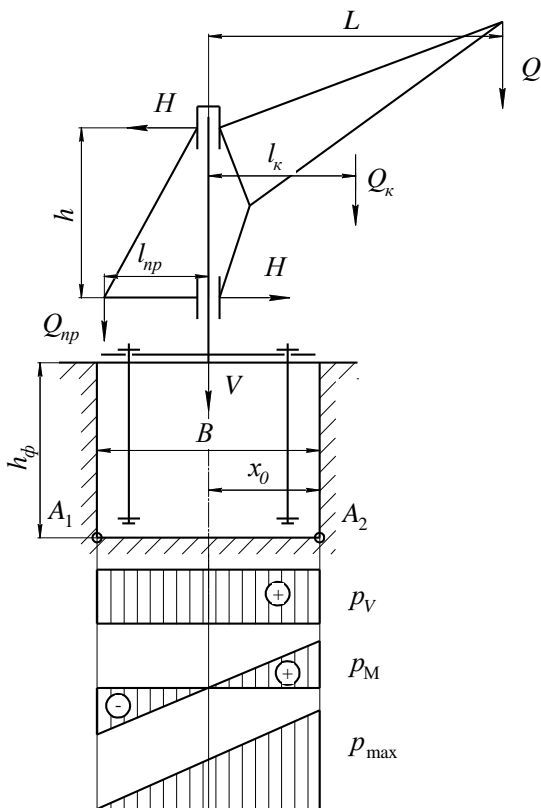


Рисунок 6 – Схема полноповоротного крана

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

$$Q_k \approx (0,6...1) \cdot Q, m;$$

$$l_k \approx (0,2...0,4) \cdot L, m;$$

$$l_{np} \approx (0,2...0,3) \cdot L, m.$$

Принимаем

$$Q_k = 0,8 \cdot Q = 0,8 \cdot 5 = 4 m;$$

$$l_k = 0,3 \cdot L = 0,3 \cdot 6 = 1,8 m;$$

$$l_{np} = 0,25 \cdot L = 0,25 \cdot 6 = 1,5 \text{ м.}$$

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

$$0,5 \cdot Q \cdot L + Q_{\kappa} \cdot l_{\kappa} - Q_{np} \cdot l_{np} = 0;$$

$$Q_{np} = \frac{0,5 \cdot Q \cdot L + Q_{\kappa} \cdot l_{\kappa}}{l_{np}} = \frac{0,5 \cdot 5 \cdot 6 + 4 \cdot 1,8}{1,5} = 14,8 \text{ т.}$$

## 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  $h_{\phi}=1,5 \text{ м}$  [1, стр. 100] – во всех случаях ниже глубины промерзания грунта; размер стороны основания  $B=2 \text{ м}$ .

Масса фундамента

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

где  $\gamma$  – плотность бетона,  $\gamma=1,8 \dots 2 \text{ т/м}^3$  [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  $x_0=B/2=1 \text{ м}$  (рис. 6).

Удерживающий момент равен

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

Коэффициент грузовой устойчивости

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

Момент инерции

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

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  $A_1$ :

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

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

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:

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

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

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

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

$$= 0,09 \text{ Н} / \text{мм}^2.$$

## 5.2 Давление на грунт от опрокидывающего момента

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

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

### 5.3 Давление на грунт в крайних точках

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

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

Допускаемые давления наименьшие для песка влажного  $[p]=0,15 \text{ Н/мм}^2$  [1, стр. 101] 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 –  $D_{\text{хк}}=150 \text{ мм}$ .

1 Сопротивление от трения в цапфах

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

где  $d_n$  – диаметр оси колеса, мм;

$f_3=0,015$  – коэффициент трения в подшипниках [1, стр. 9, табл. 1.4], [3, стр. 74];

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

Принимаем  $d_n = 30 \text{ мм}$ .

2 Сопротивление от трения качения по прямому горизонтальному пути

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

где  $f_4$  – коэффициент трения качения,  $f_4 = 0,5 \text{ мм}$  для чугунных колес с выпуклой поверхностью качения [1, стр. 9, табл. 1.3], [3, стр. 74].

3 Сопротивление от поперечного скольжения

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

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

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

## 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

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

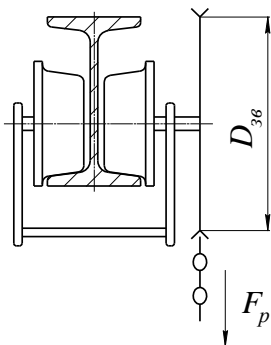


Рисунок 7 – Схема однорельсовой тележки

Надо принять два рабочих.

$D_{\text{зв}} = 450 \text{ мм}$  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

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

где  $k_T$  – коэффициент запаса торможения, для легкого режима  $k_T=1,5$  [1, стр. 34].

## 2 Определить ожидаемый диаметр тормозного шкива

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

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

$f=0,42$  – коэффициент трения колодок о тормозной шкив [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], [1, стр. 248, приложение 56];

$S$  – 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 [12, 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

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

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

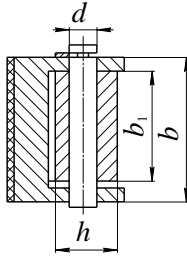


Рисунок 8 – Схема оси колодки тормоза

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.

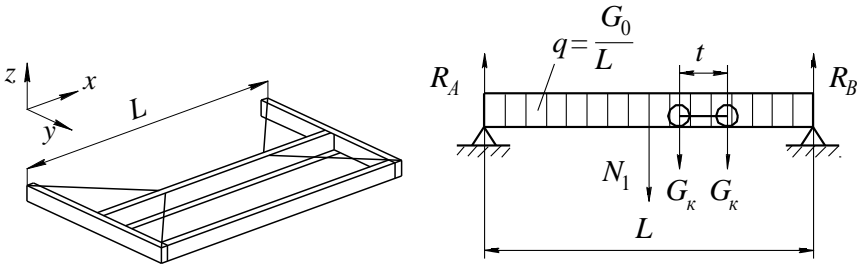


Рисунок 9 – Схема кран – балки

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  $q=78,5$  кг/м=785 Н/м; площадь сечения  $A=100$  см<sup>2</sup>

$=10 \cdot 10^3 \text{ мм}^2$ ; 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  
 $I_x=39727 \cdot \text{см}^4 =3,97 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$  [1, стр. 253, приложение 65].

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  $[\sigma]_u=140 \text{ Н/мм}^2$  – 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  $q=66,5 \text{ кг/м}=665 \text{ Н/м}$ ; 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  $I_x=27696 \cdot \text{см}^4=2,77 \cdot 10^8 \text{ мм}^4$  [1, стр. 253, приложение 65].

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;

$v_{2p} = 8 \text{ м/мин}$  – 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 № 30х2);  
 $Q_0=550 \text{ кг}$  – масса тельфера;  
 $Q_M=95 \text{ кг}$  – масса механизма передвижения;  
 $Q_{ep}=200 \text{ кг}$  – масса механизма вращения;  
 $l_c=1,8 \text{ м}$ ;  $l_M=0,5 \text{ м}$ ;  $h=2,0 \text{ м}$ ; ПВ 25%;  $l_{ep}=0,42 \text{ м}$  [3, стр. 229,  
 фиг. 159].

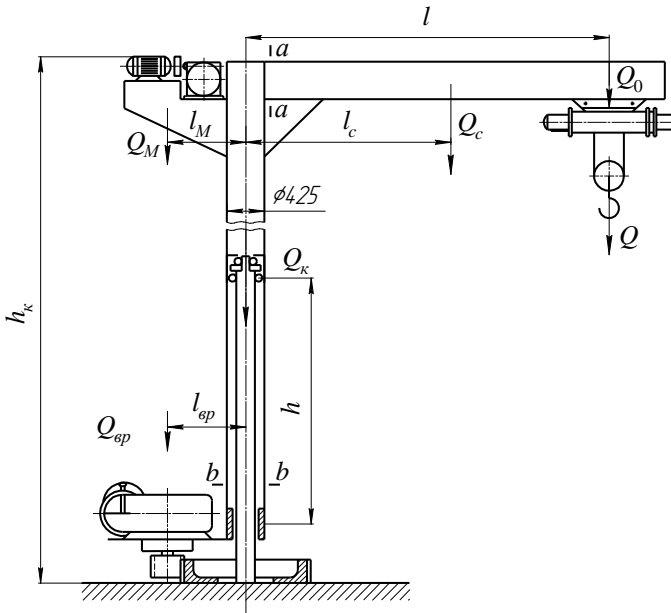


Рисунок 10 – Схема поворотного крана

### 1 Усилие в опорах

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

$$\begin{aligned}
 V &= (Q + Q_0 + Q_c + Q_M + Q_{ep} + Q_k) \cdot g = \\
 &= (2000 + 550 + 270 + 95 + 200 + 715) \cdot 10 = 38,3 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$



- горизонтальные усилия в опорах

$$H = \frac{g \cdot ((Q + Q_0) \cdot l + Q_c \cdot l_c - Q_M \cdot l_M - Q_{ep} \cdot l_{ep})}{h} =$$
$$= \frac{10 \cdot ((2000 + 550) \cdot 3 + 270 \cdot 1,8 - 95 \cdot 0,5 - 200 \cdot 0,42)}{2} = 40 \text{ кН}.$$

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 [1, стр. 258, приложение 72].

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,  $\kappa H \cdot м$ ;

$W_1$  – момент сопротивления изгибу,  $мм^3$ .

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

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

## 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,  $мм^2$ ;

$\varphi=1$  – 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

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

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

$W_p$  – момент сопротивления кручению,  $мм^3$ .

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

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

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

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.

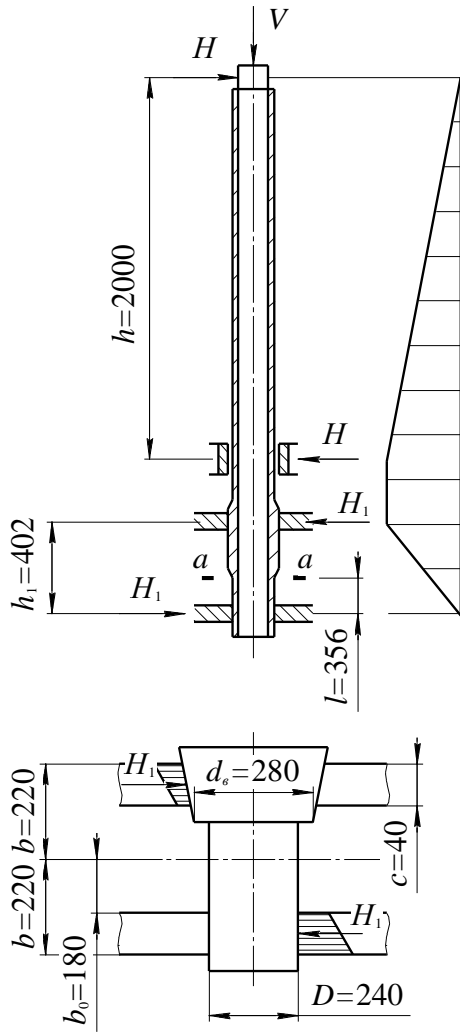


Рисунок 11 – Расчетная схема неподвижной колонны

10 Напряжения смятия на поверхности верхнего гнезда  
- от горизонтальной силы

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

- от вертикальной силы

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

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

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

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  $l_3$

$$\delta'_2 = \frac{H \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 2000^3}{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 3,78 \cdot 10^8} = 1,31 \text{ мм}.$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{\delta'_2}{l_3} = \frac{1,31}{2000}; \alpha'_2 = 0^\circ 2'.$$

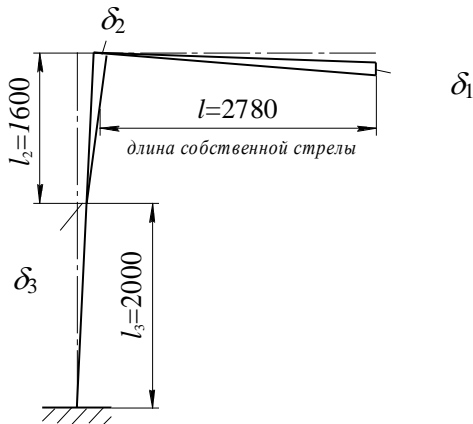


Рисунок 12 – Схема нагружения металлоконструкции крана

- 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 [6, стр. 328, табл. XIV], [1, стр. 215, приложение 8], [4, стр. 14, табл. 1]. В качестве материала крюка принята сталь 20 с пределом прочности  $\sigma_s=420 \text{ Н/мм}^2$ ; 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.

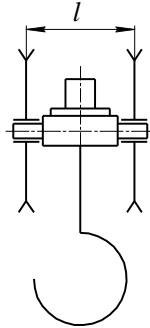


Рисунок 13 – Схема крюковой подвески

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

Нарезная часть крюка М64, размер одинаковых сечений (вертикального и горизонтального)  $b=75$  мм;  $h=115$  мм;  $D=120$  мм. Внутренний диаметр резьбы  $d_1=57,5$  мм; шаг  $p=6$  мм [1, стр. 216, приложение 8], [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  $d_1=57,5$  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



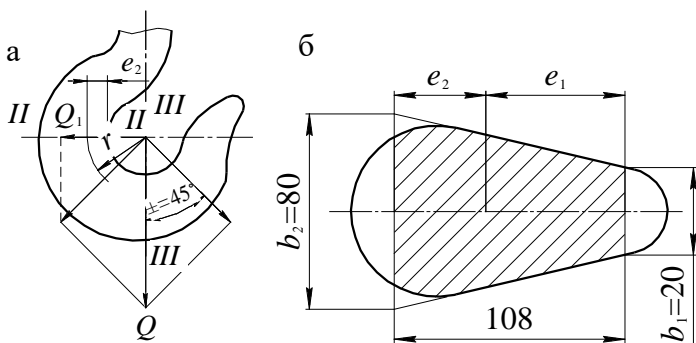


Рисунок 14 –Схема: а) к расчету вертикального сечения тела крюка; б) с размерами и конфигурацией опасного сечения крюка

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

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{2 \cdot r}{(b_1 + b_2) \cdot h} \cdot \left\{ \left[ b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h} \cdot (r + e_1) \right] \cdot \ln \frac{r + e_1}{r - e_1} - (b_2 - b_1) \right\} - 1 = \\
 &= \frac{2 \cdot 103,2}{(20 + 80) \cdot 108} \cdot \left\{ \left[ 20 + \frac{80 - 20}{108} \cdot (103,2 + 64,8) \right] \cdot \right. \\
 &\cdot \left. \ln \frac{103,2 + 64,8}{103,2 - 64,8} - (80 - 20) \right\} - 1 = 0,1.
 \end{aligned}$$

Напряжения в рассматриваемом сечении

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

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

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

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

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

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

$[\tau]_c$  – допускаемые напряжения на срез,  $\text{Н/мм}^2$ ;

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

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

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  $d=70$  мм.

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

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

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

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

1 Наибольший изгибающий момент

С учетом динамического характера приложения

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

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

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

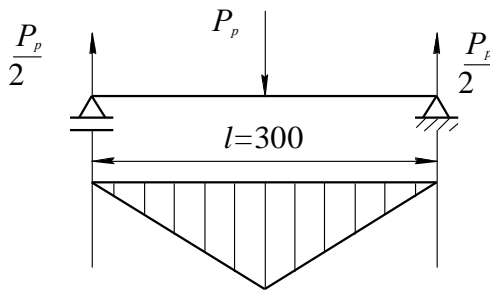


Рисунок 15 – Расчетная схема поперечины

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  $H_n=90$  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

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

### 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

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

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

- в сечении В-В

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

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

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

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

- цапфа траверсы

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

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

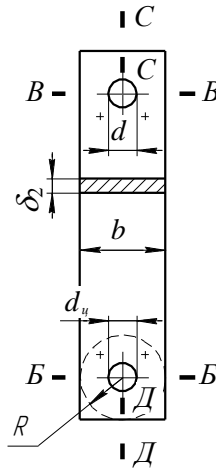


Рисунок 16 – Схема к расчету параметров крюковой подвески

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

1 Определить диаметр цапфы траверсы

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

Принимаем  $d_u=20 \text{ мм}$ .

2 Давление на поверхности цапфы

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



### 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.

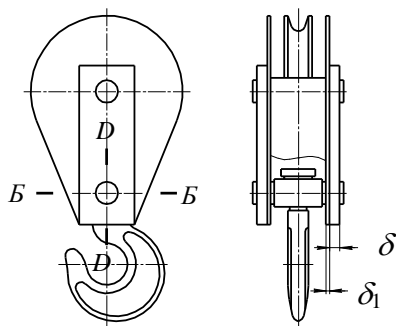


Рисунок 17 – Схема крюковой подвески

### 4 Расчет сечения D-D по формуле Лямэ

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

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

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

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;

$d_k=18 \text{ мм}$  – 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

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

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  $d=80$  мм этой грузоподъемности соответствует подшипник № 216 по ГОСТ 8338-75 с динамической грузоподъемностью  $C=55,9$  кН [9, стр. 396, приложение 17].

### ЗАДАЧА 14. Рассчитать храповой останов ручной лебедки

Исходные данные:

Момент на валу храпового колеса –  $M=250$  Н·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.

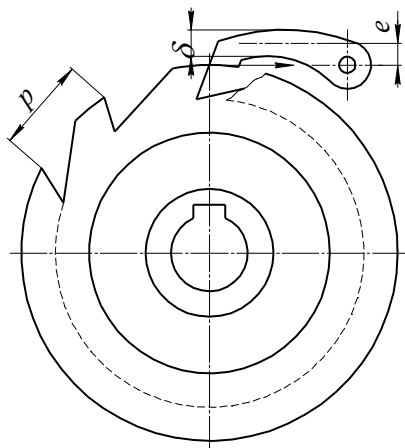


Рисунок 18 – Схема храпового останова

## 1 Определить величины допускаемых напряжений

### 1.1 Для храпового колеса из поковки

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

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

$S=3$  – коэффициент запаса прочности [12, стр. 210, табл. 28].

### 1.2 Для собачки

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

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

## 2 Определить величину модуля храпового колеса

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

где  $z=8\dots48$  – рекомендуемое число зубьев. Примем  $z=30$  [11, стр. 396];

$\psi=1\dots2$  – коэффициент ширины зуба [12, 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  $m=7 \text{ мм}$ .

### 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 [12, стр. 210, табл. 28].

### 5 Определить размеры собачки

#### 5.1 Ширина собачки

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

Принимаем  $b'=18 \text{ мм}$ .

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

#### 5.3 Проверим размеры сечения расчетом на изгиб

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

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

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  $d = 18 \text{ мм}$ .

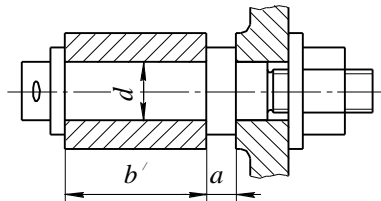


Рисунок 19 – Схема к определению диаметра оси собачки

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].

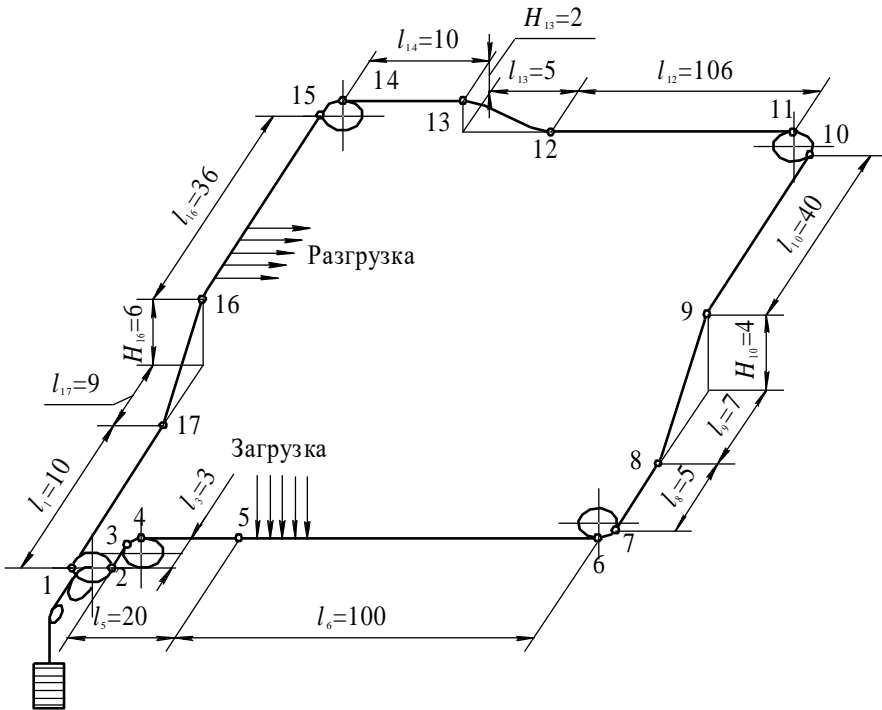


Рисунок 20 – Расчетная схема подвешенного грузонесущего конвейера

Рассчитать подвесной грузонесущий конвейер, предназначенный для транспортировки отливок из обрубного отделения на склад. Масса одной отливки  $m_z=18,3$  кг, наибольшие размеры 320x200x220 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  $m_{\text{ц}}=5,2$  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  $\beta_{\text{max}}=35^\circ$  [8, стр. 254]

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

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  $m_n=7,2 \text{ кг}$  – масса подвески;

$m_k=5,5 \text{ кг}$  – масса каретки;

$t_k=a_n=0,6 \text{ м}$  – шаг каретки;

$m_y=5,2 \text{ кг}$  – линейная плотность цепи ( $q_y=m_y \cdot g$ ).

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

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  $S_0=500 H$  – 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 загруженной 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

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

Полученное наибольшее натяжение показывает, что цепь выбрана правильно, так как для принятой цепи допустимое натяжение равно  $12 \text{ кН}$  [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  $S_0=500 H$ .

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]

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

### 8 Потребляемая мощность электродвигателя [8, стр. 259]

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

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

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

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Рекомендуемые кратности полиспастов

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Грузоподъемность, <i>m</i>				
		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

Наименование канатов	Тип привода	Режим работы	Коэффициент запаса прочности	Коэффициент пропорциональности	
				для всех кранов, кроме стреловых	для стреловых кранов
Грузовые и лебедки	Ручной		4	18	16
	Машинный	Л	5	20	16
		С	5,5	25	18
		Т	6	30	20
Лебедок для людей	Ручной		9	16	-
	Машинный		9	25	-

Таблица 3 – Допустимые напряжения для некоторых материалов

Материал	$\sigma_T, МПа$	$\sigma_B, МПа$	$[\sigma_{сж}], МПа$			
			Л	С	Т	ВТ
Сталь 20	245	-	176	157	137	118
Сталь 35Л	274	-	216	176	147	127
Сталь 55Л	343	-	235	206	167	147
СЧ 15	-	314	98	88	-	-
СЧ 18	-	535	118	98	98	-
СЧ 24	-	431	147	118	108	98

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	

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 привод	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

ГОСТ 25835-83	1, 2, 3	4	5	6
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 качания 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		
			$I_{xx}$ , см <sup>4</sup>	$W_{xx}$ , см <sup>3</sup>	$i_{xx}$ , см	$I_{yy}$ , см <sup>4</sup>	$W_{yy}$ , см <sup>3</sup>	$i_{yy}$ , 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 прочности, МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Предел текучести				Предел выносливости			
			при растяжении	при изгибе	при кручении	при растяжении	при изгибе	при кручении		
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.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин сельскохозяйственного назначения/ Под ред. М. Н. Ерохина, А. В. Карпа. – М.: Колос, 1999. – 228 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. Транспортные 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. Александров М. П. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.



## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Расчет мостового электрического крана.....	4
2 Крепление каната к барабану.....	11
3 Механизм передвижения тележки.....	14
4 Расчет механизма поворота стационарного поворотного крана (с вращающейся колонной).....	18
5 Расчет противовеса.....	24
6 Сопrotивление передвижению тележки электротали.....	29
7 Расчет тормоза типа ТКТ.....	31
8 Расчет металлоконструкции кран – балки.....	35
9 Расчет металлоконструкции поворотного крана на колонне.....	39
10 Расчет крюка.....	47
11 Расчет поперечины (траверсы) подвески.....	52
12 Расчет серьги крюковой подвески.....	56
13 Выбор подшипников блоков подвески.....	58
14 Рассчитать храповой останов ручной лебедки.....	59
15 Расчет подвесного конвейера.....	63
Приложения.....	70
Литература.....	80

Учебное издание

Никитин Виктор Васильевич

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ  
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И  
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Редактор Лебедева Е.М.

Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

Подписано в печать 07.06.2011. Формат 60 x 84 1/16.

Бумага печатная. Усл. п. л. 4,76. Тираж 100 экз. Изд. №1970

---

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии  
243365, Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино.