

**РОСЖЕЛДОР**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Ростовский государственный университет путей сообщения»  
(ФГБОУ ВПО РГУПС)**

---

А.В. Парчевский, Э.С. Бутов

**ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ.  
ТЕОРИЯ И ПРИМЕР РАСЧЕТА**

Учебно-методическое пособие

Ростов-на-Дону  
2014

УДК 621.86(07) + 06

Рецензент – доктор технических наук, профессор Н.И. Бойко

**Парчевский, А.В.**

Грузоподъемные машины. Теория и пример расчета : учебно-методическое пособие / А.В. Парчевский, Э.С. Бутов; ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов н/Д, 2014. – 31 с. : ил. – Библиогр.: с. 28.

Учебно-методическое пособие содержит теорию и пример расчета механизмов подъема и передвижения мостового крана

Предназначено для студентов 4-го курса специальности 190205 – «Подъемно-транспортные, строительные машины и оборудование», изучающих дисциплину «Грузоподъемные машины и оборудование».

Одобрено к изданию кафедрой «Транспортные машины и триботехника».

## ВВЕДЕНИЕ

Мостовые краны являются основным грузоподъемным оборудованием производственных цехов, закрытых и открытых складов.

В качестве грузозахватного органа служат: крюки (мостовые краны общего назначения), грейферы, электромагниты, захваты и другие специальные устройства (специальные мостовые краны). Грузоподъемность мостовых кранов достигает 500 т, пролеты – 32 м, высота подъема – 20 м. Скорость передвижения моста 0,5–2,5 м/с, передвижения тележки 0,1–1 м/с. Кабина управления располагается на мосту крана в месте, обеспечивающем наилучший обзор и безопасность работы крановщика, а при необходимости – на тележке, она имеет возможность автономно перемещаться вдоль пролета крана. Кранами со скоростью передвижения до 1 м/с можно управлять с пола, с дистанционным управлением. При редком использовании и малой грузоподъемности применяются краны с ручным приводом.

На мосту крана могут располагаться две грузовые тележки на одном или двух путях. В случае ограничения габарита крана по высоте грузовая тележка перемещается внутри моста. Для подачи груза за пределы пролета крана применяют тележки с поворотной стрелой или консольной фермой. В кольцевых зданиях краны перемещаются по кольцевым путям разного радиуса.

Мосты кранов с грузовой тележкой выполняют двухбалочными (листовой и ферменной конструкции) или однобалочными.

Механизм подъема груза крюкового крана включает однобарабанную (при больших грузоподъемностях двух- и четырехбарабанную) лебедку со сдвоенным полиспастом и расположением барабана поперек моста.

Для вспомогательных операций ставят второй механизм подъема.

Механизмы передвижения мостов выполняют с отдельным приводом (с каждой стороны моста), для малых пролетов – с центральным приводом.

Механизмы передвижения грузовых тележек аналогичны механизмам передвижения мостов. Ходовые колеса кранов выполняют двухребордными либо безребордными с горизонтальными направляющими роликами. В четырехколесных механизмах с горизонтальными направляющими роликами. В четырехколесных механизмах приводными являются два колеса. Ходовые колеса грузовых тележек выполняют двух- и одноребордными.

# 1 МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА

## 1.1 Кинематическая схема механизма подъема

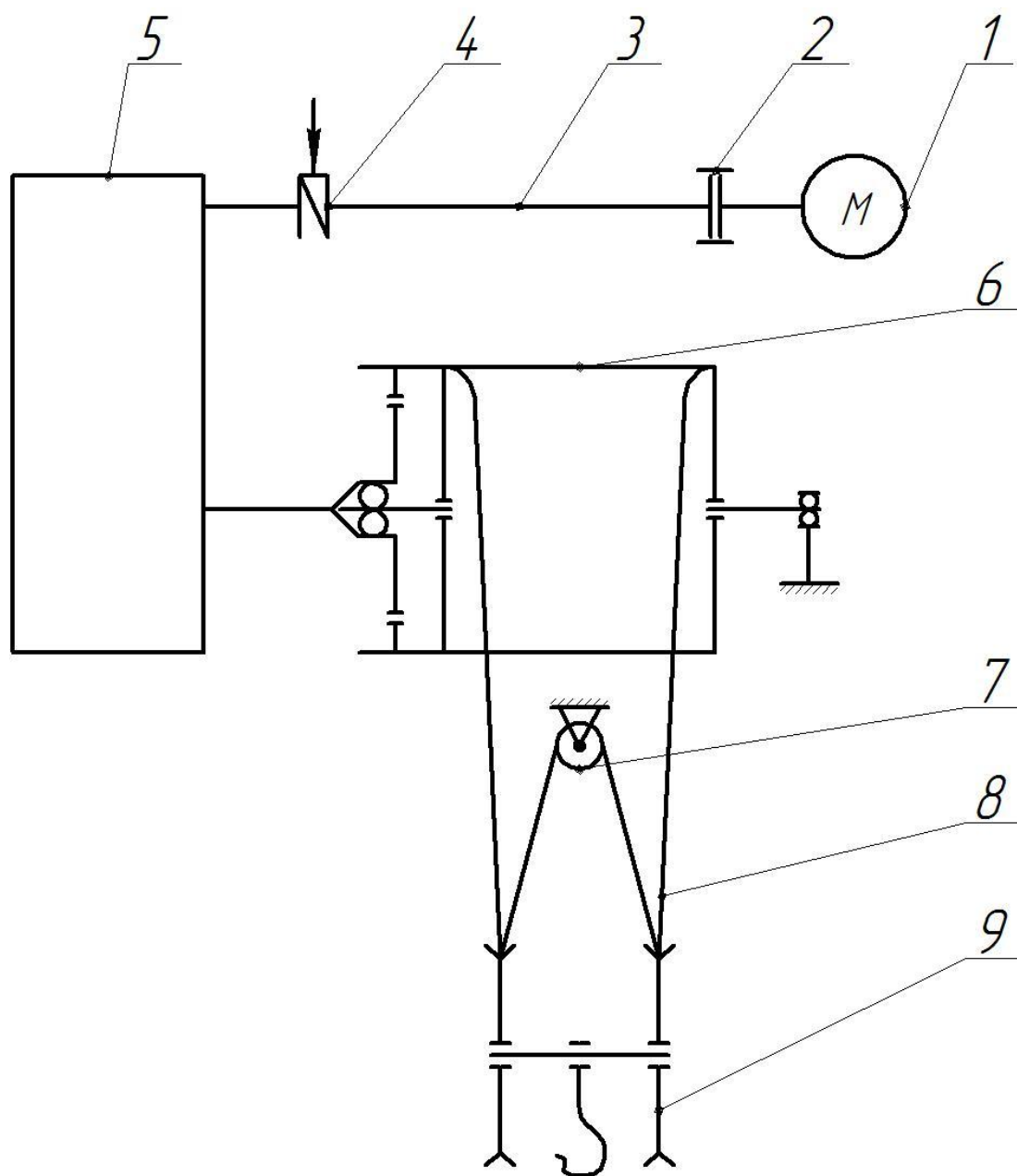


Рис. 1.1. Кинематическая схема подъема механизма:

1 – электродвигатель; 2 – соединительная муфта; 3 – промежуточный вал;  
4 – тормоз; 5 – редуктор; 6 – барабан; 7 – уравнильный блок; 8 – канат;  
9 – крюковая подвеска

## 1.2 Выбор стального каната

Максимальное статическое усилие в канате, Н:

$$S_{\max} = \frac{Q + g}{z \cdot \eta},$$

где  $Q$  – вес номинального груза, Н;

$g$  – вес крюковой подвески, Н;

$$g = (0,02 \dots 0,03) Q = 1000 \dots 1500 \text{ Н},$$

принимаем  $g = 1000$  Н.

$z$  – число ветвей каната;

$\eta$  – КПД полиспаста [2].

$$S_{\max} = \frac{50000 + 1000}{4 \cdot 0,99} = 12878 \text{ Н}.$$

Условие выбора типоразмера каната

$$S_{\max} \cdot K_{\text{зап}} \leq S_{\text{разр}},$$

где  $S_{\text{разр}}$  – разрывное усилие каната, Н;

$K_{\text{зап}}$  – коэффициент запаса прочности каната [Там же].

$$S_{\max} \cdot K_{\text{зап}} = 12878 \cdot 5,5 = 70829 < 71050 \text{ Н}.$$

Выбираем канат 13,0 – Г – I – СС – Р – ГОСТ 2688-80, с разрывным усилием  $S_{\text{разр}} = 71050$  Н, маркировочная группа 1372 МПа.

## 1.3 Размеры блоков и барабана

Для среднего режима работы механизма принимаем чугунные литые блоки и барабан.

Материал – СЧ 18.

Основные размеры блоков (рис. 1.2):

– глубина ручья

$$h = (1,5 \dots 2,0) d = 19,5 \dots 26 \text{ мм},$$

принимаем  $h = 20$  мм;

– раствор ручья

$$a = (2 \dots 2,25) d = 26 \text{ мм};$$

– ширина блока

$$b = (3 \dots 3,5) d = 39 \dots 45,5 \text{ мм},$$

принимаем  $b = 40$  мм.

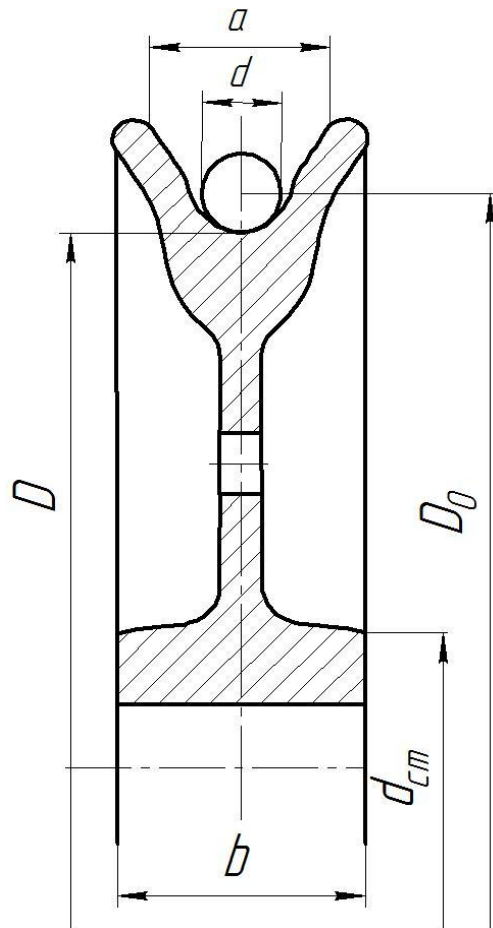


Рис. 1.2. Блок

– радиус закругления дна ручья

$$r = 0,54 d = 0,54 \cdot 13 = 7,02 \text{ мм},$$

принимаем  $r = 7$  мм;

– диаметр блока по дну ручья

$$D \geq d (e - 1), \text{ мм},$$

где  $e$  – коэффициент, зависящий от типа машины и режима работы [2].

$$D \geq 13(25 - 1) = 312 \text{ мм},$$

принимаем  $D = 312$  мм.

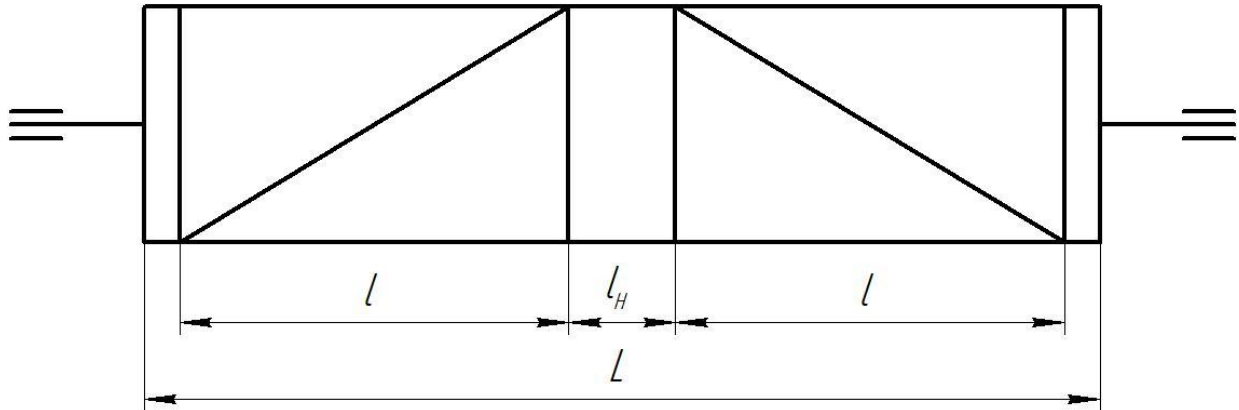


Рис. 1.3. Барабан сдвоенный нарезной

Основные размеры барабана:

– длина барабана, мм (рис. 1.3)

$$L = \left( \frac{2 H a}{\pi D_0} + 12 \right) t + l_H,$$

где  $z = \frac{H a}{\pi D_0}$  – требуемое число витков каната, необходимое для подъема груза

на высоту  $H$  при простом полиспасте с кратностью  $a$ ;

$H$  – высота подъема груза, мм;

$a$  – кратность полиспаста;

$D_0$  – расчетный диаметр барабана, мм (рис. 1.4);

$r$  – радиус закругления канавок

$$r = 0,54 d = 0,54 \cdot 13 = 7,02 \text{ мм},$$

принимаем  $r = 7$  мм;

– шаг нарезки барабана

$$t = d + (2 \dots 3 \text{ мм}) = 15 \dots 16 \text{ мм},$$

принимаем  $t = 15$  мм;

– глубина канавки

$$c = (0,25 \dots 0,4) d = 3,25 \dots 5,2 \text{ мм},$$

принимаем  $c = 4 \text{ мм}$ ;

– толщина станки барабана

$$\delta = 0,02 D + (6 \dots 10 \text{ мм}),$$

где  $D = (e - 1) d = (25 - 1) \cdot 13 = 312 \text{ мм}$ ,

$$\delta = 0,02 \cdot 312 + (6 \dots 10 \text{ мм}) = 12,24 \dots 16,24 \text{ мм},$$

принимаем  $\delta = 14 \text{ мм}$ .

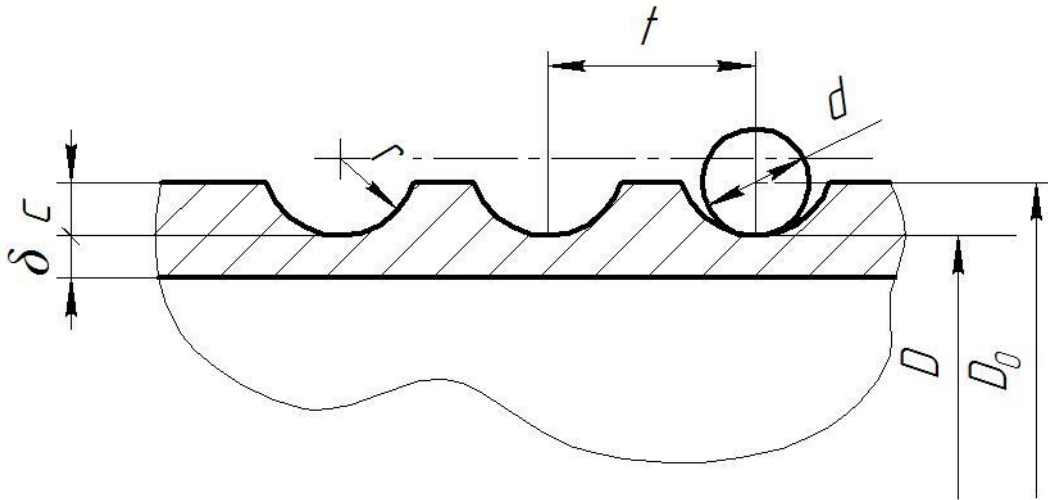


Рис. 1.4. Профиль канавок барабана

$$z = \frac{H a}{\pi D_0},$$

$$z = \frac{12 \cdot 10^3 \cdot 2}{3,14 \cdot 325} = 24,2 \text{ витка};$$

$$D_0 = D + d,$$

$$D_0 = 312 + 13 = 325 \text{ мм};$$

$$L = (2 \cdot 24,2 + 12) \cdot 15 + 100 = 1006 \text{ мм},$$

принимаем  $L = 1000 \text{ мм}$ .



## 1.4 Расчет барабана на прочность

Напряжение сжатия на стенке барабана, МПа:

$$\sigma_{сж} = P_{вн} \frac{D_{н}^2 + D_{вн}^2}{D_{н}^2 - D_{вн}^2} - P_{нар} \frac{2D_{н}^2}{D_{н}^2 - D_{вн}^2},$$

где  $D_{вн}$  и  $D_{н}$  – соответственно внутренний и наружный диаметр барабана, мм  
(рис. 1.5);

$P_{вн}$  и  $P_{нар}$  – соответственно внутреннее и наружное давление на стенку барабана, Н;

$$P_{вн} = 0.$$

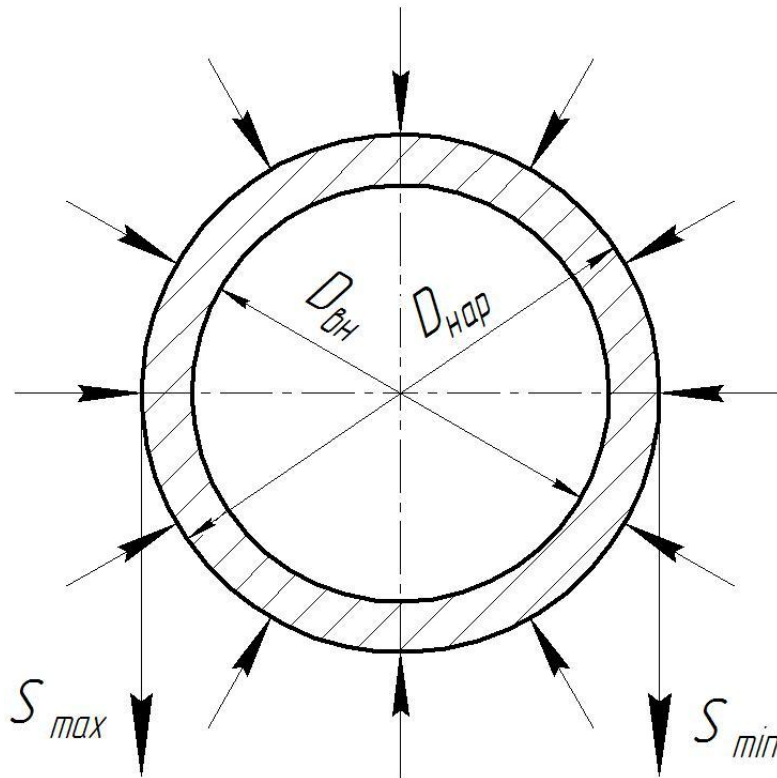


Рис. 1.5. Схема нагружения барабана

$$P_{нар} = \frac{2 S_{max}}{D_{н'}}, \text{ МПа,}$$

где  $S_{max}$  – усилие в канате, Н;

$t$  – шаг нарезки барабана, мм.

$$D_{вн} = D_{нар} - 2\delta, \text{ мм;}$$

$$D_{\text{вн}} = 312 - 2 \cdot 14 = 284 \text{ мм};$$

$$P_{\text{нар}} = \frac{2 \cdot 12878}{312 \cdot 15} = 5,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{сж}} = 5,5 \frac{2 \cdot 312^2}{312^2 - 284^2} = 64,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{\sigma_{\text{пч}}}{K} = \frac{650}{4,25} = 153 \text{ МПа}.$$

Условие  $\sigma_{\text{сж}} < \sigma_{\text{сж}}$  выполнено.

Отношение длины барабана к диаметру

$$\frac{L}{D} = \frac{1000}{312} = 3,2.$$

Так как  $\frac{L}{D} > 3$ , проверяем барабан по суммарным напряжениям (от изгиба

и кручения):

$$\sigma_{\text{с}} = \sqrt{(\sigma_{\text{из}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{\text{с}}, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{\text{из}}$  – напряжение от изгиба, МПа;

$\tau$  – напряжение кручения, МПа:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{экв}}},$$

где  $M_{\text{изг}}$  – изгибающий момент (рис. 1.6);

$W_{\text{экв}}$  – экваториальный момент сопротивления, мм<sup>3</sup>.

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = S_{\text{max}} \frac{L - l_{\text{н}}}{2};$$

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = 12878 \frac{1000 - 100}{2} = 5,8 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$W_{\text{экв}} = 0,1 D_{\text{н}}^3 (1 - \beta^4);$$

$$\text{где } \beta = \frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{нар}}} = \frac{284}{312} = 0,91;$$

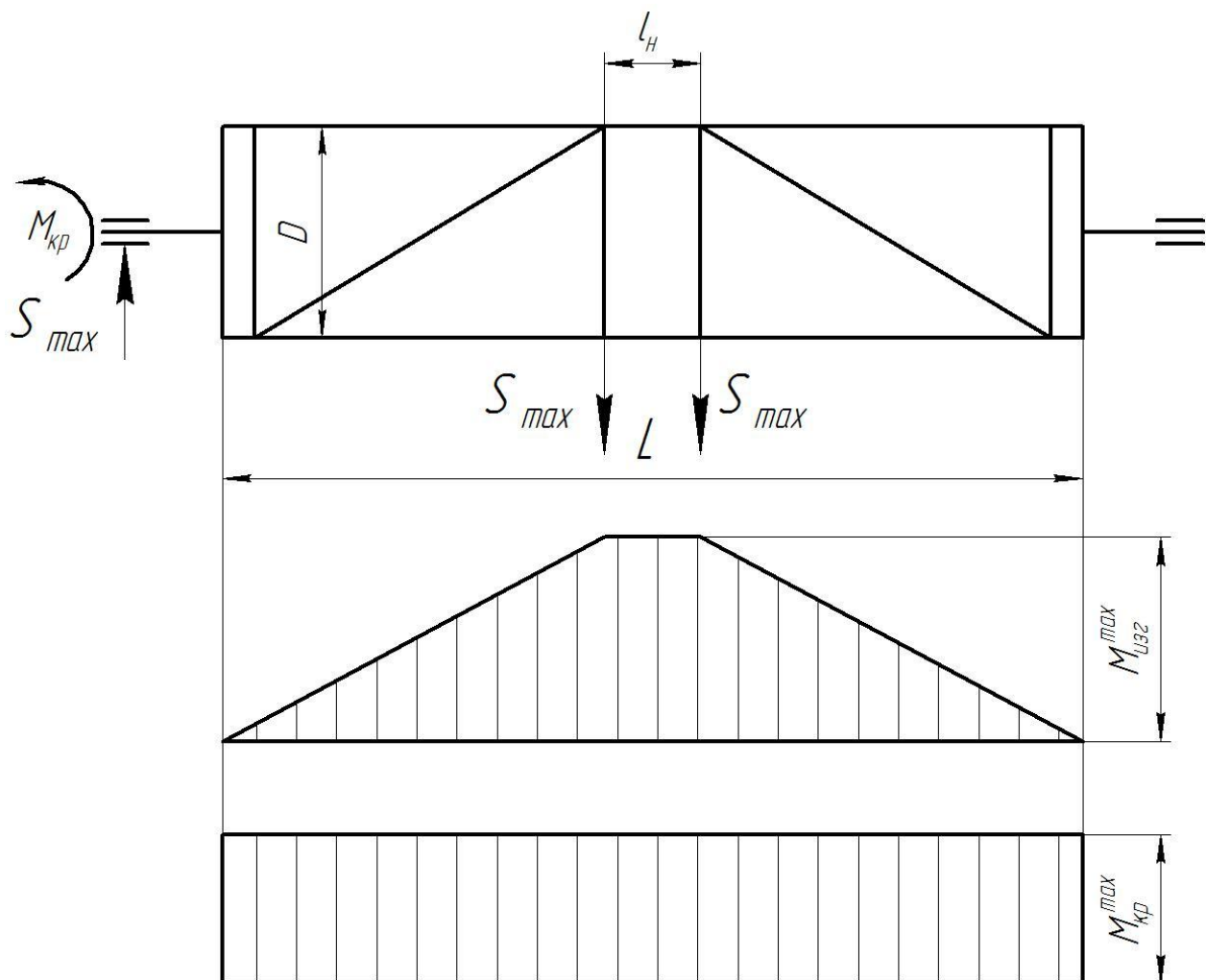


Рис. 1.6. Схема к определению суммарных напряжений в барабане

$$W_{эkv} = 0,1 \cdot 312^3 (1 - 0,91^4) = 9,5 \cdot 10^5 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{изг} = \frac{5,8 \cdot 10^6}{9,5 \cdot 10^5} = 6,1 \text{ МПа.}$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{пол}}, \text{ МПа,}$$

где  $M_{кр}$  – максимальный крутящий момент, Н · мм;

$W_{пол}$  – полярный момент сопротивления, мм<sup>3</sup>.

$$M_{кр} = 2 S_{max} \frac{D_0}{2};$$

$$M_{кр} = 12880 \cdot 325 = 4,1 \cdot 10^6 \text{ Н · мм;}$$

$$W_{\text{пол}} = 0,2 D^3 (1 - \beta^4);$$

$$W_{\text{пол}} = 0,2 \cdot 312^3 (1 - 0,91^4) = 19,1 \cdot 10^5 \text{ мм}^3;$$

$$\tau = \frac{4,1 \cdot 10^6}{19,1 \cdot 10^5} = 2,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_c = \sqrt{(6,1 + 64,2)^2 + 3 \cdot 2,1} = 70,4 \text{ МПа} < [\sigma_c] = 130 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_{\text{п.ч.}}}{k};$$

$$[\sigma_c] = \frac{650}{5} = 130 \text{ МПа}.$$

### 1.5 Расчет крепления каната на барабане

Усилие прижатия планки, Н:

$$N = \frac{k S_0}{w},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий способ закрепления каната на барабане;

$S_0$  – натяжение каната, Н;

$w$  – коэффициент, характеризующий выдергивание каната из-под планки.

$$S_0 = \frac{S_{\text{max}}}{e^{\mu \alpha}},$$

где  $S_{\text{max}}$  – максимальное натяжение каната, Н;

$e$  – основание натуральных логарифмов;

$\mu$  – коэффициент трения между канатом и барабаном, 0,1;

$\alpha$  – угол обхвата барабана дополнительными витками каната,  $3\pi$  ;

$$S_0 = \frac{12880}{2,72^{0,1 \cdot 3\pi}} = 5019 \text{ Н};$$

$$N = \frac{0,85 \cdot 12880}{0,35} = 31280 \text{ Н}.$$

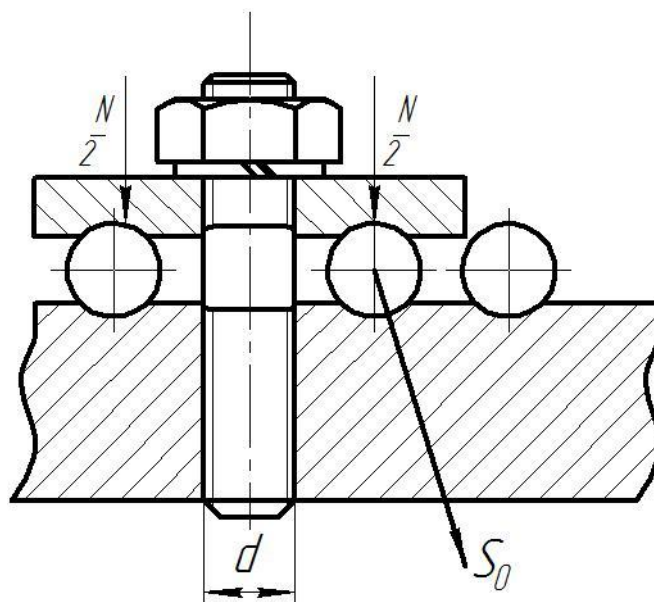


Рис. 1.7. Схема закрепления каната на барабане

Принимаем номинальный диаметр резьбы шпильки  $d = 20$  мм (при М20), тогда внутренний диаметр  $d_{\text{вн}} = 0,8 \cdot 20 = 16$  мм.

Необходимое количество узлов крепления

$$z = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot N}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot [\sigma]},$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение в материале шпильки, для ст. 4  $[\sigma] = (50 \dots 60)$  МПа;

1,3 – коэффициент, учитывающий дополнительное напряжение кручения при затяжке.

$$z = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot 31280}{3,14 \cdot 16^2 \cdot 60} = 3,4$$

Принимаем количество узлов крепления  $z = 4$ .

### 1.6 Выбор грузового крюка по ГОСТу

Параметры кованого однорогого крюка выбираем по государственному стандарту [4].

По наибольшей грузоподъемности  $Q = 5$  т и при среднем режиме работы (4М) выбираем номер заготовки крюка 13.

## 1.7 Детали крюковой подвески

Выбор упорного подшипника под гайку крюка по статической грузоподъемности

$$Q_{ст} = k_d \cdot Q,$$

где  $k_d$  – коэффициент динамики для группы режима 4М – 1,2;

$Q$  – вес груза, Н;

$$Q_{ст} = 1,2 \cdot 50\,000 = 60\,000 \text{ Н.}$$

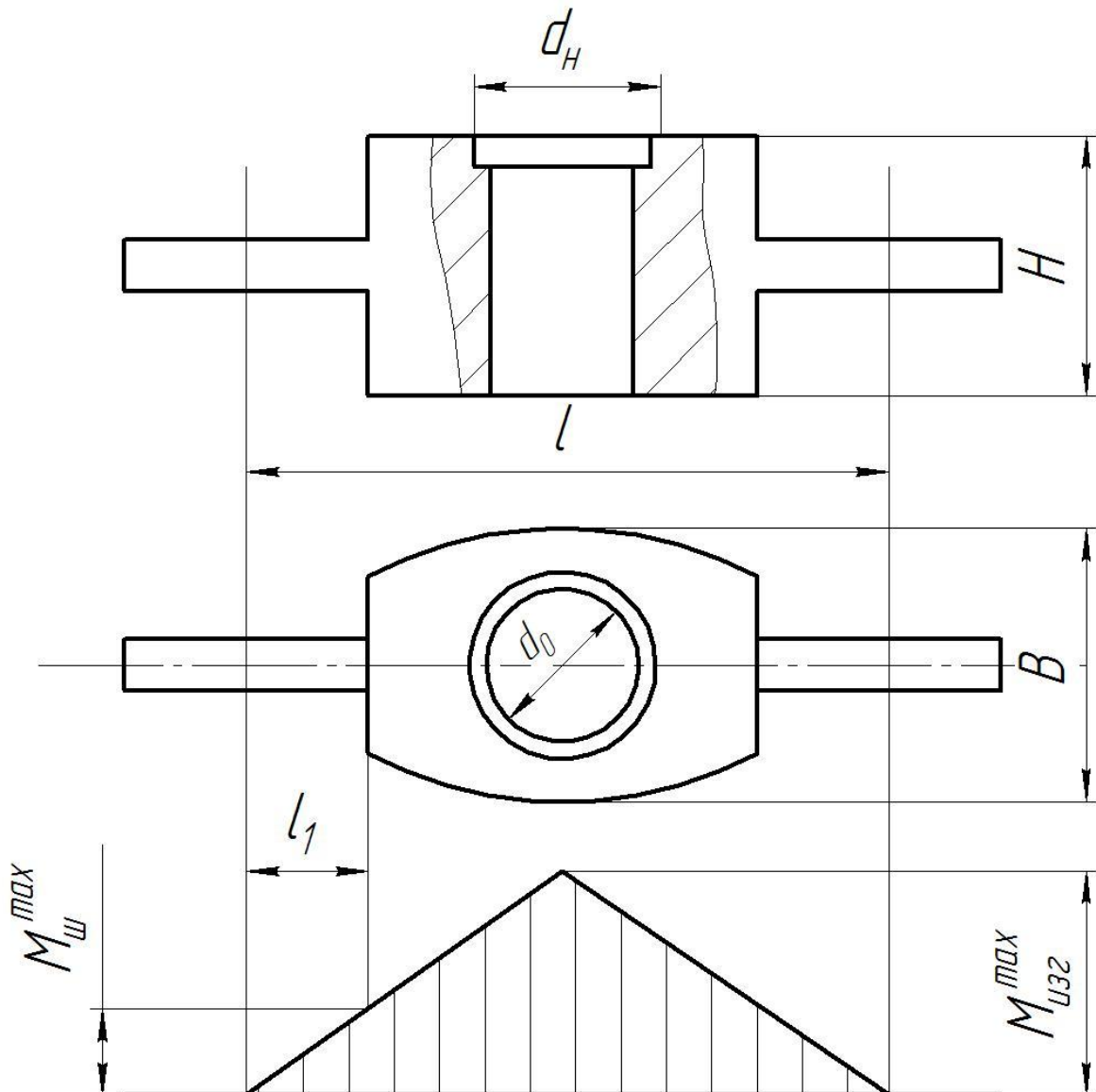


Рис. 1.8. Схема к расчету траверсы

По ГОСТ 6874-75 выбираем упорный шарикоподшипник особо легкой серии 8111, с наружным диаметром  $d_n = 78$  мм.

$$B = d_n + 5 \text{ мм};$$

$$B = 78 + 5 = 83 \text{ мм};$$

$$d_0 = d_1 + (2 \dots 5);$$

$$d_0 = 45 + 5 = 50 \text{ мм};$$

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{Q l}{4};$$

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{50000 \cdot 180}{4} = 2,25 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$W = \frac{M_{\text{изг}}}{[\sigma]};$$

$$W = \frac{2,25 \cdot 10^6}{60} = 37500 \text{ мм}^3;$$

$$[\sigma] = (60 \dots 80) \text{ МПа};$$

$$H = \sqrt{\frac{6W}{B - d_0}};$$

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot 37500}{83 - 50}} = 82,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $H = 85$  мм.

Диаметр шипа траверсы, мм:

$$d_{\text{ш}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{изг.ш}}}{0,1 \sigma}},$$

где  $M_{\text{изг.ш}}$  – момент изгибающий, действующий на шип в основании;

$$M_{\text{изг.ш}} = \frac{Q}{2} l_1$$

$$M_{\text{изг.ш}} = \frac{50000}{2} \cdot 30 = 750 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{Принимаем } d_{\text{ш}} = \sqrt[3]{\frac{750000}{0,1 \cdot 60}} = 50 \text{ мм.}$$

Подшипники в ступицы блоков выбираем по динамической грузоподъемности.

Эквивалентная динамическая нагрузка, Н:

$$P_r = V \cdot F_r \cdot k_6 \cdot k_T,$$

где  $V$  – коэффициент кольца, при вращении внешнего кольца – 1,2;

$k_6$  – коэффициент надежности [6];

$k_T$  – температурный коэффициент [Там же];

$$P_r = 1,2 \cdot 12500 \cdot 1,5 \cdot 1 = 22500 \text{ Н.}$$

Долговечности подшипника (млн об.):

$$L_{na} = 60 \cdot n \cdot L_{nhtr} \cdot 10^6,$$

где  $L_{nhtr}$  – требуемый ресурс работы подшипника, для среднего режима

$L_{nhtr} = (6300 \dots 12500)$  ч;

$n$  – частота вращения блока, мин;

$$L_{na} = 60 \cdot 32,7 \cdot 9000 \cdot 10^6 = 17,6 \text{ млн об.}$$

Требуемая динамическая грузоподъемность, Н:

$$C_{\tau_{тр}} = P_r \left( \frac{L_{na}}{a_{23}} \right)^{\frac{1}{p}},$$

где  $a_{23}$  – коэффициент обобщения влияния, для шариковых подшипников

$a_{23} = 0,75$ ,  $p = 3$ .

$$C_{\tau_{тр}} = 22500 \cdot \left( \frac{17,66}{0,75} \right)^{\frac{1}{3}} = 64490 \text{ Н.}$$

По таблице П2 [6] принимаем шариковый радиальный подшипник средней серии 310 с внутренним диаметром 50 мм и  $C_{\tau} = 65,8$  кН.

Фактическая долговечность подшипника, ч:



$$L_{10ah} = \frac{10^6 \cdot a_{23} \left( \frac{C_{\tau}}{P_{\tau}} \right)^p}{60 \cdot n};$$

$$L_{10ah} = \frac{10^6 \cdot 0,75 \left( \frac{65800}{22500} \right)^3}{60 \cdot 32,7} = 9561 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника 310 соответствует требуемой, диаметр отверстия равен диаметру шипа траверсы, 50 мм. Окончательно принимаем подшипник 310.

### 1.8 Выбор электродвигателя по статической мощности

Статическая мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{ст}^p = \frac{Q \cdot V}{\eta \cdot 10^3},$$

где  $Q$  – вес груза, Н;

$V$  – скорость подъема груза, м/с;

$\eta$  – предварительное значение КПД механизма подъема, 0,85.

$$N_{ст}^p = \frac{50000 \cdot 0,27}{0,85 \cdot 10^3} = 15,9 \text{ кВт.}$$

Так как вес поднимаемого груза не всегда равен номинальному и может быть меньше него, принимаем статическую мощность двигателя на 20 % меньше расчетной

$$N_{ст} = N_{ст}^p \cdot 0,8;$$

$$N_{ст} = 15,9 \cdot 0,8 = 12,7 \text{ кВт.}$$

По требуемой статической мощности выбираем электродвигатель АОС2-62-8 [5].

Номинальный момент электродвигателя, Н · м:

$$M_{ном} = 9550 \cdot \frac{N}{n};$$

$$M_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{12,5}{660} = 181 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднепусковой момент электродвигателя, Н · м:

$$M_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \cdot M_{\text{ном}} \cdot \Psi_{\text{ср}},$$

где  $\Psi_{\text{ср}} = \frac{\Psi_{\text{max}} + \Psi_{\text{пуск}}}{2} = \frac{2,0 + 1,8}{2} = 1,9;$

$$M_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \cdot 181 \cdot 1,9 = 248 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 1.9 Выбор редуктора

Необходимое передаточное число редуктора

$$u = \frac{n}{n_{\text{бар}}},$$

где  $n$  – частота вращения вала двигателя (табл. 1);

$n_{\text{бар}}$  – частота вращения барабана, об/мин.

$$n_{\text{бар}} = \frac{V \cdot a}{\pi \cdot D_0},$$

где  $V$  – скорость подъема груза, м/мин;

$a$  – кратность полиспаста;

$D_0$  – диаметр барабана по центрам сечения каната (см. рис. 1.4), мм.

Таблица 1

Техническая характеристика электродвигателя

Тип электродвигателя	Мощность $N$ , кВт	$n$ , об/мин	$\Psi_{\text{пуск}}$	$\Psi_{\text{max}}$	$J$ , кг · м <sup>2</sup>
АОС2-62-8	12,5	660	1,8	2,0	0,25

$$n_{\text{бар}} = \frac{16 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,325} = 31,36 \text{ об/мин};$$

$$u = \frac{660}{31,36} = 21,05 .$$

Выбираем редуктор Ц2–400 с передаточным числом  $u_p = 25,0$  [5].

Так как передаточное число редуктора больше расчетного, необходимо для сохранения заданной скорости подъема увеличить диаметр барабана.

$$D_0 = \frac{u_p \cdot V \cdot a}{n \cdot \pi} ;$$

$$D_0 = \frac{25 \cdot 16 \cdot 2}{660 \cdot 3,14} = 0,386 \text{ м} = 386 \text{ мм}.$$

### 1.10 Выбор тормоза

Необходимый момент тормоза, Н·м:

$$M_{\tau} = k \cdot M_{\text{ст}}^1 ,$$

где  $k$  – коэффициент запаса торможения [1];

$M_{\text{ст}}^1$  – статический крутящий момент на тормозном валу при торможении, Н·м.

$$M_{\text{ст}}^1 = \frac{Q \cdot D_0 \cdot \eta^1}{2 \cdot a \cdot u_p} ;$$

$$M_{\text{ст}}^1 = \frac{50 \cdot 0,386}{2 \cdot 2 \cdot 25,00} \cdot 0,82 = 0,158 \text{ кН} \cdot \text{м} = 158 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\tau} = 1,75 \cdot 158 = 277 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем колодочный тормоз с пружинным замыканием ТКТ 300 с тормозным моментом  $M_{\tau} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$  с последующей его регулировкой на требуемый тормозной момент.

Время торможения, с:

$$t_{\tau} = \frac{n \sum G D^2}{375 M_{\tau} \pm M_{\text{ст}}^1},$$

где  $\sum G D^2 = 4g \sum J$ ;

$$\sum J = \delta \cdot J_p + \sum J_M + \frac{Q \cdot D_0^2 \cdot \eta'}{4 \cdot a^2 \cdot u_p^2};$$

$$\sum J = 1,12 \cdot 0,25 + 0,06 + 0,188 + \frac{5000 \cdot 0,385^2 \cdot 0,82}{4 \cdot 2^2 \cdot 25^2} = 1,209 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\sum C D^2 = 4 \cdot 9,81 \cdot 1,209 = 47,4 \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

Время торможения при опускании груза, с:

$$t_{\tau}^{\text{он}} = \frac{n \sum G D^2}{375 \cdot M_{\tau} - M_{\text{ст}}^1};$$

$$t_{\tau}^{\text{он}} = \frac{660 \cdot 47,4}{375 \cdot 277 - 158} = 0,7 \text{ с.}$$

Время торможения при подъеме груза, с:

$$t_{\tau}^{\text{н}} = \frac{n \sum G D^2}{375 \cdot M_{\tau} + M_{\text{ст}}^1};$$

$$t_{\tau}^{\text{н}} = \frac{660 \cdot 47,4}{375 \cdot 277 + 158} = 0,2 \text{ с.}$$

## 2 МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

### 2.1 Кинематическая схема механизма передвижения

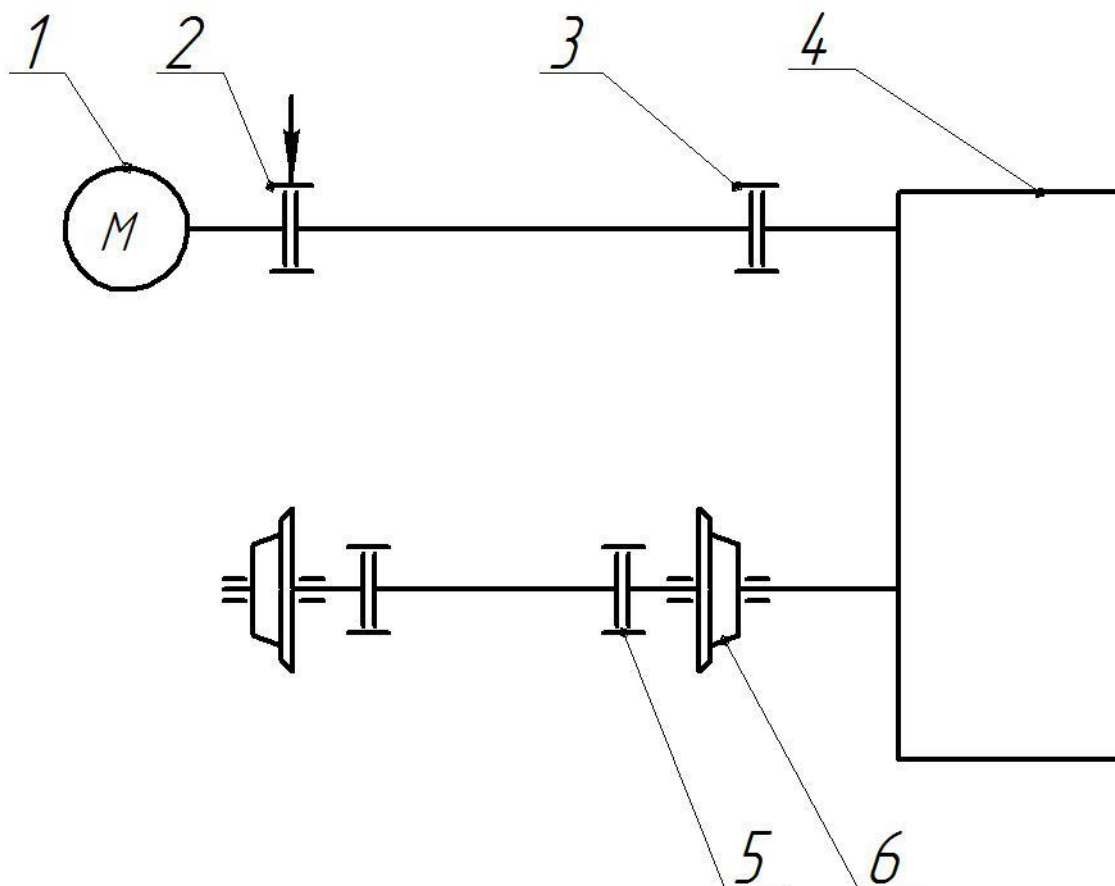


Рис. 2.1. Кинематическая схема механизма передвижения:  
1 – электродвигатель; 2 – тормоз; 3, 6 – муфта; 4 – редуктор; 5 – колеса

### 2.2 Расчет ходовых колес

Максимальная реакция на колесо, Н:

$$R_{\max} = \frac{G_m + Q}{4};$$

где  $G_m$  – вес тележки, Н.

$$G_m \approx 0,4 \cdot Q;$$

$$G_m = 0,4 \cdot 50\,000 = 20\,000 \text{ Н};$$

$$R_{\max} = \frac{20\,000 + 50\,000}{4} = 17\,500 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка на ходовое колесо, Н:

$$P_{\text{экр}} = \gamma \cdot k \cdot R_{\max};$$

где  $\gamma$  – коэффициент неравномерности нагрузки

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left( 1 + \frac{Q}{G_m} \right)^3} \right]};$$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{1}{\left( 1 + \frac{50}{20} \right)^3} \right]} = 0,8;$$

$k$  – коэффициент, учитывающий группу режима работы; для 4М  $k = 1,2$ .

$$P_{\text{экр}} = 0,8 \cdot 1,2 \cdot 17,5 = 16,8 \text{ кН.}$$

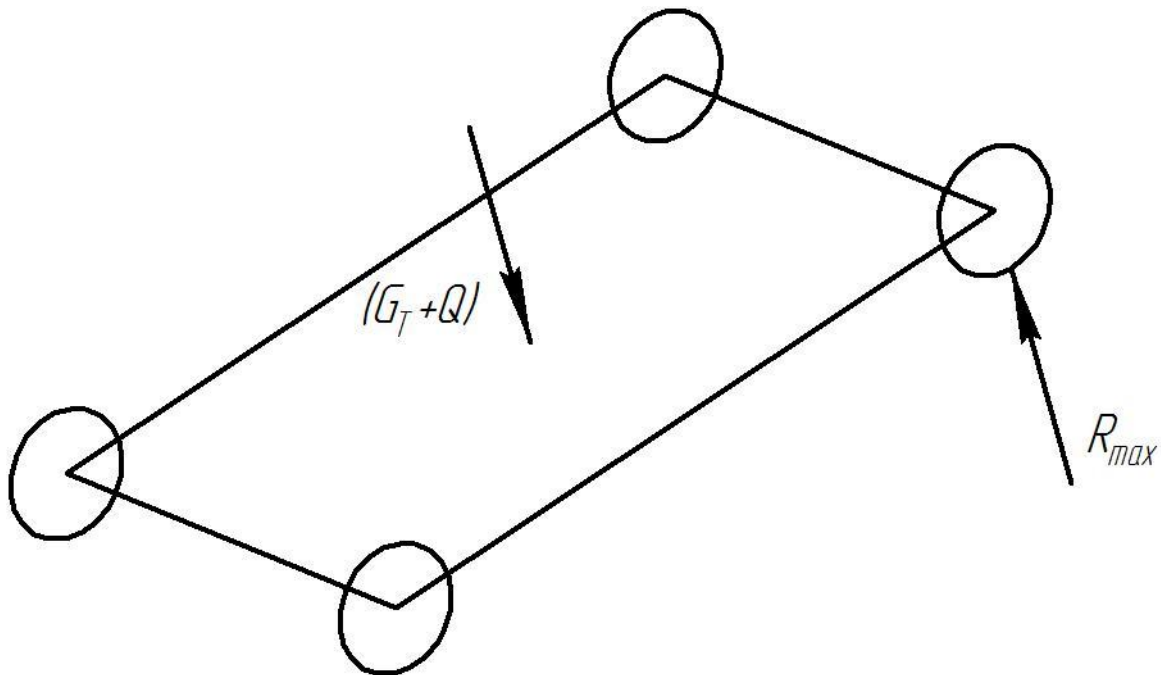


Рис. 2.2. Нагрузка на колесо

По эквивалентной нагрузке выбираем диаметр ходового колеса.

Среднему режиму работы при скорости 32 м/мин и нагрузке 16,8 кН соответствует колесо с диаметром  $D = 200$  мм, тип рельса Р11 [1].

Марку стали колеса принимаем по допустимым контактным напряжениям.

При точечном контакте напряжения рассчитываются по формуле, МПа:

$$\sigma_k = 1650 \cdot m \sqrt[3]{\frac{P_{\text{экз}}}{r_{\text{max}}^2}};$$

где  $m$  – коэффициент, учитывающий отношение минимального радиуса к максимальному,  $m = 0,4$ ;

$r_{\text{max}}$  – радиус ходового колеса;

$$r_{\text{max}} = 0,5 \cdot D;$$

$$\sigma_k = 1650 \cdot 0,4 \sqrt[3]{\frac{16800}{200 \cdot 0,5^2}} = 781 \text{ МПа.}$$

По таблице [4] для среднего режима работы принимаем сталь 65Г (т. к. для конических колес необходима твердость  $\geq 300$  НВ).

Основные размеры однорезордного конического колеса:

- ширина колеса  $B = 80$  мм;
- ширина реборды 15 мм, конусность 1 : 20.

### 2.3 Сопротивление движению

Сопротивление передвижению, Н:

$$W = W_{\text{дин}} + W_{\text{ст}};$$

где  $W_{\text{дин}}$  – динамическое сопротивление передвижению, Н;

$W_{\text{ст}}$  – статистическое сопротивление передвижению, Н.

$$W_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} + W_{\text{ук}};$$

где  $W_{\text{тр}}$  – сопротивление от сил трения, Н;

$W_{\text{ук}}$  – сопротивление от уклона, Н.

$$W_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}}}{D/2} = \beta \cdot Q + G_m \cdot \left( \frac{\mu d + 2f}{D} \right),$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий трение реборд: при подшипниках качения

$$\beta = 2,5 \dots 3,2;$$

$\mu$  – коэффициент трения скольжения в подшипниках качения,

$$\mu = 0,01 \dots 0,01;$$

$d$  – диаметр цапфы колеса, см. Предварительно принимаем  $(0,2 \dots 0,25) D$ ,

$$d = 40 \dots 50 \text{ мм}, d = 50 \text{ мм};$$

$f$  – коэффициент трения качения по рельсу, 0,06 см [2].

$$W_{\text{ст}} = 2,8 \cdot 50000 + 20000 \cdot \frac{0,015 \cdot 5 + 2 \cdot 0,06}{20} = 1911 \text{ Н},$$

где  $i$  – допустимый уклон подтележечного пути, ‰;

$$W_{\text{ук}} = 50000 + 20000 \cdot 0,002 = 140 \text{ Н}.$$

$$W_{\text{дин}} = \delta \cdot \left( \frac{Q + G_r}{g} \right) \cdot a,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$a$  – максимально допустимое ускорение для данного механизма, м/с<sup>2</sup>.

$$W_{\text{дин}} = 1,2 \cdot \left( \frac{50000 + 20000}{9,81} \right) \cdot 0,1 = 856 \text{ Н},$$

$$W = 856 + 1911 + 140 = 2970 \text{ Н}.$$

## 2.4 Выбор электродвигателя

Установочная мощность двигателя, кВт:

$$N_{\text{уст}} = \frac{Q + G_r \cdot V}{1000 \cdot \varphi \cdot \eta} \cdot \left( \omega + \delta \frac{a}{g} \right);$$

где  $\varphi$  – коэффициент использования мощности двигателя;

$\eta$  – предварительное значение КПД механизма передвижения,

$$\eta = 0,8 \dots 0,85;$$



$\omega$  – удельное сопротивление от трения;

$$\omega = \beta \frac{\mu \cdot d + 2 \cdot f}{D};$$

$$\omega = 2,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 5 + 2 \cdot 0,06}{20} = 0,027;$$

$$N_{\text{уст}} = \frac{50000 + 20000 \cdot 0,53}{1000 \cdot 1,5 \cdot 0,85} \cdot \left( 0,027 + 1,2 \frac{0,1}{9,81} \right) = 1,16 \text{ кВт.}$$

По установочной мощности принимаем электродвигатель серии АО2–31–6.

Таблица 2

Техническая характеристика электродвигателя

Тип электродвигателя	$N$ , кВт	$n$ , об/мин	$\varphi_{\text{пуск}}$	$\varphi_{\text{max}}$	$J$ , кг · м <sup>2</sup>
АО2–31–6	1,5	950	1,8	2,2	0,0135

## 2.5 Выбор редуктора

Необходимое передаточное число редуктора

$$u = \frac{n}{n_{\text{х.к}}};$$

где  $n_{\text{х.к}}$  – частота вращения ходового колеса, об/мин;

$$n_{\text{х.к}} = \frac{V}{\pi D_{\text{х.к}}};$$

$$n_{\text{х.к}} = \frac{32}{3,14 \cdot 0,2} = 51 \text{ об/мин};$$

$$u = \frac{950}{51} = 18,6.$$

По требуемому передаточному числу выбираем редуктор ВКН–320 с

$$u_{\text{р}} = 20.$$

## 2.6 Выбор тормоза

Необходимый тормозной момент на быстроходном валу механизма передвижения, Н · м;

$$M_{\tau} = M_{\text{дин}} - M_{\text{ст}}^1 ;$$
$$M_{\text{дин}} = \frac{\delta \cdot G^2 \cdot n}{375 \cdot t_{\tau}} \cdot \eta^1 .$$

Время торможения, с:

$$t_{\tau} = \frac{V}{a} ;$$
$$t_{\tau} = \frac{0,53}{0,1} = 5,3 \text{ с} ;$$
$$M_{\text{ст}}^1 = \frac{W \cdot D}{2 u_p} \cdot \eta^1 , \text{ Н} \cdot \text{ м} ;$$
$$W = G \frac{\mu d + 2 f}{D} , \text{ Н} .$$

Тормозной момент рассчитывается без учета веса груза и трения реборд ходовых колес.

Так как по заданию скорость передвижения тележки  $v = 32$  м/мин, тормоз в механизме передвижения можно не предусматривать (тормоза обязательны при скорости передвижения  $v > 32$  м/мин).

## 2.7 Проверка запаса сцепления

Коэффициент запаса сцепления определяется из условия

$$k_{\text{сц}} = \frac{F_{\text{сц}}}{F_{\tau}} \geq 1,2 ;$$

где  $F_{\text{сц}}$  – сила сцепления колес с рельсами, Н;

$F_{\tau}$  – сила торможения, (тяги), Н.

$$F_{\text{сц}} = \varphi \cdot \frac{n}{m} \cdot G_{\tau} ;$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления; при работе внутри помещения  $\varphi = 0,2$  ;

$n$  – число затормаживаемых колес;

$m$  – число ходовых колес;

$\frac{n}{m} \cdot G$  – сцепной вес, Н.

$$F_{\text{сц}} = 0,2 \cdot \frac{2}{4} \cdot 20\,000 = 2000 .$$

$$F_{\text{т}} = W_{\text{ср}} + G_{\text{т}} \left( \frac{a_{\text{max}}}{g} - \mu \frac{n}{m} \cdot \frac{d}{D} \right) .$$

$$W_{\text{ср}} = W_{\text{тр}}^1 + W_{\text{ук}}^1 .$$

$$W_{\text{тр}} = \beta G \frac{\mu d + 2f}{D} ;$$

$$W_{\text{тр}} = 2,8 \cdot 20\,000 \cdot \frac{0,015 \cdot 5 + 2 \cdot 0,06}{20} = 546 \text{ Н} .$$

$$W_{\text{ук}}^1 = G \cdot i ;$$

$$W_{\text{ук}}^1 = 20\,000 \cdot 0,002 = 40 \text{ Н} .$$

$$W_{\text{ср}} = 546 + 40 = 586 \text{ Н} .$$

$$F_{\text{т}} = 586 + 20\,000 \cdot \left( \frac{0,1}{9,81} - 0,015 \cdot \frac{2}{4} \cdot \frac{5}{20} \right) = 752 \text{ Н} .$$

$$k_{\text{сц}} = \frac{2000}{752} = 2,65 > [k_{\text{сц}}] = 1,2 , \text{ следовательно, запас сцепления обеспечен.}$$

Запас сцепления проверяется без учета веса груза, так как в этом случае опасны буксование и юз соответственно при пуске и торможении механизма передвижения.

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1 **Александров, М.П.** Грузоподъемные машины : учебник для вузов / М.П. Александров. – М. : Высшая школа, 2000. – 552 с.

2 **Сепетый, А.Л.** Грузоподъемные машины : учеб. пособие / А.Л. Сепетый. – Ростов н/Д : РГУПС, 2000. – 32 с.

**Задание 1**

Спроектировать тележку электромостового крана по следующим данным

Наименование	В а р и а н т ы														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	$\frac{1}{3}$	14	15
Грузоподъемность, т	5			8			12,5			20			32		
Скорость подъема, м/мин	12,5	16	20	16	20	25	12,5	16	20	10	16	20	8	10	12,5
Скорость передвижения, м/мин	25	32	40	20	25	32	40	50	32	40	50	25	32	25	20
Высота подъема, м	12			16			15			14			12		
Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835-83	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1 МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА .....	4
1.1 Кинематическая схема механизма подъема .....	4
1.2 Выбор стального каната .....	5
1.3 Размеры блоков и барабана .....	5
1.4 Расчет барабана на прочность .....	9
1.5 Расчет крепления каната на барабане .....	12
1.6 Выбор грузового крюка по ГОСТу .....	13
1.7 Детали крюковой подвески .....	14
1.8 Выбор электродвигателя по статической мощности .....	17
1.9 Выбор редуктора .....	18
1.10 Выбор тормоза .....	19
2 МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ .....	21
2.1 Кинематическая схема механизма передвижения .....	21
2.2 Расчет ходовых колес .....	21
2.3 Сопротивление движению .....	23
2.4 Выбор электродвигателя .....	24
2.5 Выбор редуктора .....	25
2.6 Выбор тормоза .....	26
2.7 Проверка запаса сцепления .....	26
Библиографический список .....	28
Приложение .....	29

*Учебное издание*

**Парчевский** Александр Викторович

**Бутов** Эдуард Соломонович

**ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ.  
ТЕОРИЯ И ПРИМЕР РАСЧЕТА**

Печатается в авторской редакции

Технический редактор Т.И. Исаева

Подписано в печать 30.12.14. Формат 60×84/16.

Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л. 1,74.

Тираж      экз. Изд. № 50195. Заказ      .

---

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВПО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского

Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2.