



В.Г. Новоселов

**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-  
ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН  
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ**

Екатеринбург  
2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФГБОУ ВО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра автоматизации и инновационных технологий

В.Г. Новоселов

# **ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН**

## **ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ МЕХАНИЗМОВ**

Учебно-методическое пособие  
к выполнению практических заданий по дисциплине  
«Основы конструирования подъемно - транспортных машин»  
для обучающихся по направлению подготовки бакалавров  
35.03.02 «Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих  
производств», профиль «Технология деревообработки»  
всех форм обучения

Екатеринбург  
2018

Печатается по рекомендации методической комиссии ИЛБиДС.  
Протокол № \_\_\_ от \_\_\_\_\_ 201\_ г.

Рецензент – В.И.Сулинов, доцент, канд. техн. наук.

Редактор \_\_\_\_\_  
Оператор компьютерной верстки Е.А. Газеева

---

Подписано в печать _____	Формат 60×84 1/16	Поз. _____
Плоская печать	Печ. л.	Тираж 10 экз.
Заказ № _____		Цена руб. коп.

---

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ  
Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

## ВВЕДЕНИЕ

Учебная дисциплина «Основы конструирования подъемно-транспортных машин» является специальной дисциплиной, имеет большое значение в практической деятельности. Понимание сущности и освоение методов расчета механизмов необходимо выпускникам для овладения соответствующими профессиональными компетенциями:

- способность применять систему фундаментальных знаний (математических, естественнонаучных, инженерных и экономических) для идентификации, формулирования и решения технологических проблем лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств (ОПК-2);

- способность использовать пакеты прикладных программ для расчета технологических параметров процессов и оборудования (ПК-2);

- готовность обосновывать принятие конкретного технологического решения при разработке технологических процессов и изделий, а также выбирать технические средства и технологии с учетом экологических последствий их применения (ПК-4);

- владение методами исследования технологических процессов заготовки древесного сырья его транспортировки и переработки (ПК-11);

- способность выполнять поиск и анализ необходимой научно-технической информации, подготавливать информационный обзор и технический отчет о результатах исследований (ПК14);

- готовность обосновано выбирать оборудование, необходимое для осуществления технологических процессов (ПК-16).

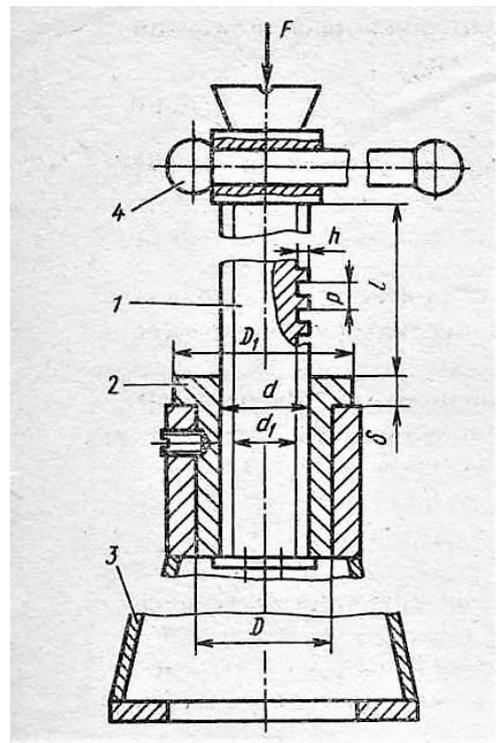
В примерах рассмотрены расчеты как ручных механизмов (домкрат, таль), так и механизмов с электроприводом (подъема груза, передвижения и поворота крана), а также – проверка стрелового крана на устойчивость. Учебно-методическое пособие снабжено необходимым минимумом справочного материала.

**Задача 1. Расчет винтового домкрата**

**Условие:** В соответствии с исходными данными выполнить расчет винтового домкрата грузоподъемностью  $F=60$  кН при высоте подъема груза  $L=600$  мм. Материал винта – не закаленная сталь 40 (предел текучести  $\sigma_T = 340$  МПа), гайки – бронза БрОЦС 5-5-5 (предел текучести  $\sigma_T = 100$  МПа), допускаемое давление в резьбе  $[q] = 9$  МПа, коэффициент трения в резьбе  $f = 0,1$ . Внешний вид и расчетная схема домкрата приведены на рисунке 1.1. Варианты исходных данных приведены в таблице 1.1



а)



б)

Рис. 1.1 – Внешний вид (а) и расчетная схема (б) винтового домкрата:

1-винт; 2-гайка; 3-корпус; 4-рукоятка

Таблица 1.1 – Исходные данные для вариантов

$F, \text{кН}$ $L, \text{мм}$	30	40	50	60	70
400	1	2	3	4	5
500	6	7	8	9	10
600	11	12	13	14	15
700	16	17	18	19	20
800	21	22	23	24	25

**Решение:**

1. Выбор типа и размеров резьбы.

1.1. Принимаем прямоугольную однозаходную ( $z = 1$ ) правую резьбу.

1.2. Средний диаметр резьбы из расчета на износостойкость, мм

$$d_2 = \sqrt{F/(\pi\psi_H\psi_h[q])} = \sqrt{60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 2,1 \cdot 0,5 \cdot 9)} = 44,96 \text{ мм}, \quad (1.1)$$

где  $F$  – грузоподъемность домкрата, Н;  $\psi_H$  – коэффициент высоты гайки (для неразъемных гаек  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ );  $\psi_h$  – коэффициент высоты резьбы (для прямоугольной резьбы  $\psi_h = 0,5$ ).

Округляем результат до кратного 2 или 5. Принимаем  $d_2 = 45$  мм.

1.3. Высота резьбы

$$h = 0,1d_2 = 0,1 \cdot 45 = 4,5 \text{ мм} \quad (1.2)$$

Округляем до целого. Принимаем  $h = 5$  мм.

1.4. Наружный диаметр резьбы

$$d = d_2 + h = 45 + 5 = 50 \text{ мм} \quad (1.3)$$

1.5. Внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = d_2 - h = 45 - 5 = 40 \text{ мм} \quad (1.4)$$

1.6. Шаг резьбы

$$p = \frac{h}{\psi_h} = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ мм} \quad (1.5)$$

1.7. Ход резьбы

$$s = z \cdot p = 1 \cdot 10 = 10 \text{ мм} \quad (1.6)$$

1.8. Угол подъема винтовой линии

$$\beta = \arctan(s/\pi d_2) = \arctan\left(\frac{10}{\pi \cdot 45}\right) = 4^{\circ}3' \quad (1.7)$$

1.9. Угол трения

$$\varphi = \arctan(f) = \arctan(0,1) = 5^{\circ}43'. \quad (1.8)$$

Условие самоторможения

$$\beta < \varphi: \quad 4^{\circ}3' < 5^{\circ}43' \quad (1.9)$$

*Если не выполняется, увеличить  $d_2$ , не меняя  $h$ , пересчитать  $d$  и  $d_1$ .*

2. Проверка винта на прочность

2.1. Допускаемое напряжение для материала винта (сталь 40), МПа

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{340}{3} = 113 \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

где  $n$  – коэффициент запаса прочности ( $n = 3 \dots 3,5$ ).

2.2. Коэффициент полезного действия винтовой пары

$$\eta = \tan \beta / \tan(\beta + \varphi) = \tan 4^{\circ}3' / \tan(4^{\circ}3' + 5^{\circ}43') = 0,411. \quad (1.11)$$

2.3. Эквивалентное напряжение, МПа

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \frac{4F}{(\pi d_1^2) \sqrt{1 + 1,6[p/(\eta d_1)]^2}} = \\ &= \frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{(\pi \cdot 40^2) \sqrt{1 + 1,6[10/(0,411 \cdot 40)]^2}} = 60,5 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Условие прочности

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]: 60,5 \text{ МПа} < 113 \text{ МПа} \quad (1.13)$$

*Если не выполняется увеличить  $d_1$ , пересчитать  $d$  и  $d_2$ .*

3. Проверка винта на устойчивость

3.1. Приведенный момент инерции сечения винта,  $\text{мм}^4$

$$\begin{aligned} I &= (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6 d / d_1) = \\ &= \left(\pi \cdot \frac{40^4}{64}\right) \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{50}{40}\right) = 1,445 \cdot 10^5 \text{ мм}^4. \end{aligned} \quad (1.14)$$

3.2. Радиус инерции сечения винта,  $\text{мм}^2$

$$i = \sqrt{I / (\pi d_1^2 / 4)} = \sqrt{1,445 \cdot 10^5 / (\pi \cdot 40^2 / 4)} = 10,7 \text{ мм}. \quad (1.15)$$

3.3. Гибкость винта

$$\lambda = \mu L / i = 2 \cdot \frac{600}{10,7} = 112, \quad (1.16)$$

где  $\mu$  – коэффициент приведения длины винта, для домкратов  $\mu=2$ .

3.4. Коэффициент запаса устойчивости

*При  $\lambda < 55$  дальнейшую проверку на устойчивость делать не нужно.*

При  $\lambda=55 \dots 90$  необходимо определить коэффициент запаса устойчивости  $n_y$ , который для вертикальных винтов должен быть не ниже 2,5.

$$n_y = 0,25 \pi d_1^2 (580 - 3,8 \lambda) / F. \quad (1.17)$$

При  $\lambda > 90$  коэффициент запаса устойчивости

$$n_y = \frac{\pi^2 EI}{[F(\mu L)^2]} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,445 \cdot 10^5}{60 \cdot 10^3 (2 \cdot 600)^2} = 3,47 > 2,5, \quad (1.18)$$

где  $E$  – модуль продольной упругости для стали  $2,1 \cdot 10^5$  МПа.

*Если устойчивость винта не обеспечена, необходимо увеличить  $d_1$  и пересчитать  $d$  и  $d_2$ , не меняя другие параметры.*

#### 4. Размеры гайки

##### 4.1. Высота гайки

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 2,1 \cdot 45 \cong 95 \text{ мм.} \quad (1.19)$$

##### 4.2. Наружный диаметр гайки

$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 50^2} = 66,4 \text{ мм,} \quad (1.20)$$

где  $[\sigma] = 40$  МПа – допускаемое напряжение растяжения для бронзы.

Округляем  $D$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $D = 66$  мм.

##### 4.3. Наружный диаметр фланца

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 40} + 66^2} = 79 \text{ мм,} \quad (1.21)$$

где  $[\sigma_{см}] = 40$  МПа – допускаемое напряжение смятия для пары «бронза-чугун».

Округляем  $D_1$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $D_1 = 80$  мм.

##### 4.4. Толщина фланца

$$\delta \geq \frac{F}{\pi[\tau_c]D} = \frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25 \cdot 80} = 13,2 \text{ мм,} \quad (1.22)$$

где  $[\tau_c] = 25$  МПа – допускаемое напряжение среза для бронзы.

Округляем  $\delta$  до целого значения. Принимаем  $\delta = 14$  мм.

#### 5. Размер рукоятки

##### 5.1. Момент на оси винта, Н\*мм

$$\begin{aligned} M &= F \cdot d_2 \cdot \frac{\tan(\beta + \varphi)}{2} = \\ &= 60 \cdot 10^3 \cdot 45 \frac{\tan(4^{\circ}3' + 5^{\circ}43')}{2} = 202 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} \end{aligned} \quad (1.23)$$

##### 5.2. Длина рукоятки

$$l_p = \frac{M}{F_p} + 50 = \frac{202 \cdot 10^3}{200} + 50 = 1060 \text{ мм,} \quad (1.24)$$

где  $F_p = 200$  Н – допускаемое усилие рабочего на рукоятке.

Округляем  $l_p$  до кратного 2 или 5.

5.3. Диаметр рукоятки

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{M}{(0,1[\sigma])}} = \sqrt[3]{\frac{202 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 100}} = 26,3 \text{ мм}, \quad (1.25)$$

где  $[\sigma] = 100$  МПа допускаемое напряжение для материала рукоятки (сталь 40).

Округляем  $d_p$  до кратного 2 или 5. Принимаем  $d_p = 26$  мм.

*Размеры корпуса домкрата принимаются из конструктивно-технологических соображений.*

## Задача 2. Расчет ручной червячной тали

**Условие:** В соответствии с исходными данными выполнить расчет ручной червячной тали грузоподъемностью  $F = 12$  кН. Диаметр делительной окружности приводной звездочки  $D_{\Pi} = 280$  мм, Диаметр делительной окружности грузовой звездочки  $D_3 = 200$  мм. Передача открытая самотормозящая, материалы: колеса СЧ 20 ( $[\sigma_F] = 33$  МПа), червяка – сталь 40Х нормализованная, витки червяка не шлифованные. Усилие рабочего на приводной цепи принять  $F_p = 150$  Н.

*Вид тали в разрезе и расчетная схема приведены на рисунке 2. Червячная таль с пластинчатой грузовой цепью, образующей двукратный полиспаут, имеет крюковую подвеску 1 с подвижной звездочкой 2, подвешенной на пластинчатой шарнирной цепи 10. Приводной механизм состоит из червяка 9, на котором закреплена приводная звездочка 4 с калиброванной сварной бесконечной цепью 3, и из червячного колеса 7, выполненного литьём заодно с грузовой звездочкой 5. Грузовая звездочка приводит в движение грузовую пластинчатую цепь, от длины которой зависит высота подъёма груза.*

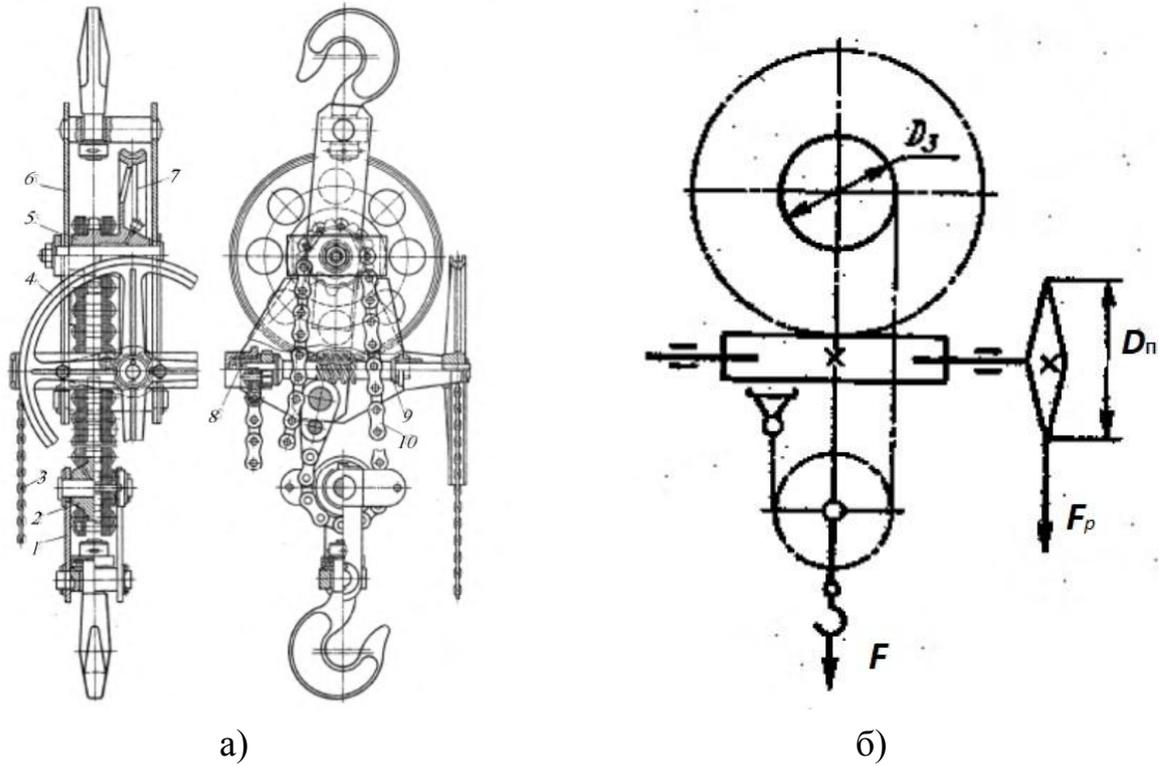


Рис. 1 – Вид в разрезе (а) и расчетная схема (б) ручной червячной тали

Таблица 1 – Исходные данные для вариантов

$F, кН$ $D_n, мм$	6	8	12	14	16
240	1	2	3	4	5
260	6	7	8	9	10
280	11	12	13	14	15
300	16	17	18	19	20
320	21	22	23	24	25

**Решение:**

1. Силовой и кинематический расчет тали

1.1. Из условия самоторможения принимаем однозаходный правый червяк ( $Z_1=1$ ).

1.2. Вращающие моменты на осях приводной ( $T_1$ ) и грузовой ( $T_2$ ) звездочек,

$$T_1 = F_p \cdot D_n / 2 = 150 \cdot 0,28 / 2 = 21 \text{ Н*м}; \quad (2.1)$$

$$T_2 = F \cdot D_3 / 4 = 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 / 4 = 600 \text{ Н*м}. \quad (2.2)$$

1.3. Передаточное число червячной передачи

$$i = T_2 / (T_1 \cdot \eta) = 600 / (21 \cdot 0,6) = 47,7, \quad (2.3)$$

где  $\eta$  – к.п.д. открытой самотормозящей червячной передачи, принимаем  $\eta=0,6$ .

Округляем  $i$  до целого. Принимаем  $i = 48$ .

1.4. Число зубьев червячного колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot i = 1 \cdot 48 = 48. \quad (2.4)$$

2. Расчет червячной передачи из условия прочности на изгиб зубьев

2.1. Угол подъема винтовой линии червяка

$$\beta = \arctan(Z_1/q) = \arctan(1/10) = 5^{\circ}40', \quad (2.5)$$

где  $q$  – коэффициент диаметра червяка, принимаем из стандартного первого ряда (6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25)  $q=10$ .

2.2. эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$Z_{v2} = Z_2 / (\cos \beta)^3 = 48 / (\cos 5^{\circ}40')^3 = 48,8 \quad (2.6)$$

2.3. Коэффициент формы зуба червячного колеса  $Y_{F2}$

$Z_{v2}$	20	24	28	30	32	35	40	45	50	60	80
$Y_{F2}$	1,98	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34

Принимаем  $Y_{F2} = 1,45$ .

2.4. Условие прочности на изгиб зубьев червячного колеса

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot F_{t2} \cdot K / (b_2 \cdot m) \leq [\sigma_F], \quad (2.7)$$

где  $F_{t2}$  – окружное усилие на делительной окружности червячного колеса.

Выразим все входящие величины через неизвестный модуль и известные величины:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{m \cdot Z_2}; \quad (2.8)$$

$K$  – коэффициент нагрузки, при постоянной нагрузке и скорости  $v < 3$  м/с  $K=1$ ;

$b_2$  – ширина зубчатого венца червячного колеса

$$b_2 = 0,75(q + 2)m = 0,75(10 + 2)m = 9m; \quad (2.9)$$

$m$  – модуль червячного зацепления.

Сделаем все подстановки (момент в Нм, напряжение в Па), получим:

$$\sigma_{F2} = 0,7 \cdot Y_{F2} \frac{2T_2 \cdot K}{m \cdot Z_2 \cdot 9m \cdot m} = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{2 \cdot 600 \cdot 1}{m \cdot 48 \cdot 9m \cdot m} \leq 33 \cdot 10^6$$

или

$$\sigma_{F2} = \frac{2,82}{m^3} \leq 33 \cdot 10^6 \quad (2.10)$$

Выразив из (2.10) модуль  $m$  и приняв напряжение равным допусжаемому, получим:

$$m = \sqrt[3]{2,82/(33 \cdot 10^6)} = 0,004 \text{ м,}$$

Принимаем модуль из стандартного первого ряда (1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0), мм  $m = 4$  мм.

### 3. Основные размеры червячной передачи

#### 3.1. Диаметр делительной окружности червяка

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

#### 3.2. Диаметр делительной окружности червячного колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 4 \cdot 48 = 192 \text{ мм.} \quad (2.12)$$

#### 3.3. Межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = \frac{m(q + Z_2)}{2} = \frac{4(10 + 48)}{2} = 116 \text{ мм.} \quad (2.13)$$

## Задача 3. Расчет кранового механизма подъема груза

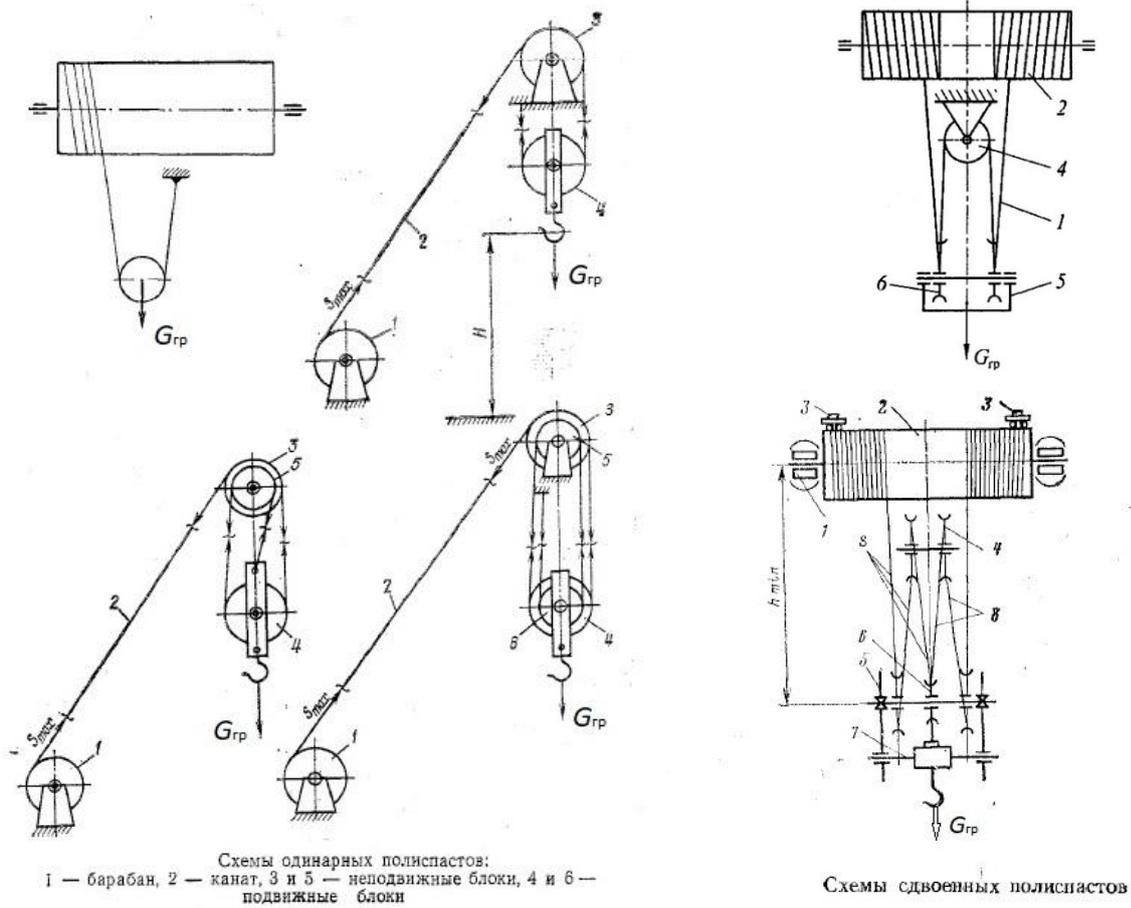
**Условие:** В соответствии с исходными данными выполнить расчет механизма подъема груза массой  $Q = 5$  т при высоте подъема груза  $H=12$  м со скоростью  $V_{гр} = 10$  м/мин. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 1 – Исходные данные для вариантов

$V_{гр}, \text{м/мин} \backslash Q, \text{т}$	2	3,2	5	8	10	Группа классификации механизма
6	1	2	3	4	5	М1, М2
8	6	7	8	9	10	М3
10	11	12	13	14	15	М4
12	16	17	18	19	20	М5
14	21	22	23	24	25	М6
$H, \text{м}$	8	10	12	14	16	

**Решение:**

1. Выбор схемы и расчет полиспаста



1.1. По грузоподъемности выбираем одинарный полиспаст ( $Z=1$ ) с кратностью  $k=2$ .

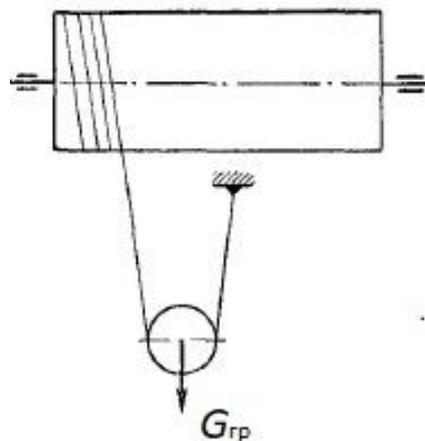


Рис. 3.1. Одинарный полиспаст

1.2. Передаточное число полиспаста

$$i = \frac{k}{Z} = \frac{2}{1} = 2 \quad (3.1)$$

1.3. Коэффициент полезного действия

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta^k)}{(1 - \eta)k} = \frac{(1 - 0,98^2)}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99 \quad (3.2)$$

2. Выбор крюковой подвески

По грузоподъемности  $Q=5$  т и группе классификации

Группа классификации	М1...М3	М4	М5	М6
Режим работы	Л	С	Т	ВТ

выбираем из Приложения А Подвеску крюковую-5,0-14А-1-Д630-Д18 массой 120 кг.

3. Натяжение ветви каната, набегавшей на барабан

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{гр}} + G_{\text{п}}}{k \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta^m} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 120)9,8}{2 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0} = 25341 \text{ Н.} \quad (3.3)$$

4. Выбор каната

4.1. Для подъемного механизма принимается тип каната ЛК-Р-6х19+1ОС крестовой свивки. Согласно выбранной крюковой подвеске максимальный диаметр каната 18 мм.

4.2. Допускаемое разрывное усилие каната.

В соответствии с группой классификации М4 принимаем коэффициент запаса прочности  $n=5,5$ , тогда

$$S_{\text{р}} = S_{\text{max}} \cdot n = 25341 \cdot 5,5 = 139378 \text{ Н} \quad (3.4)$$

По приложению Б принимаем канат диаметром 18 мм из проволоки маркировочной группы 1570 Н/мм<sup>2</sup> с разрывным усилием 166000 Н.

5. Определение размеров барабана

5.1. По правилам Ростехнадзора минимальный диаметр барабана  $D_{\text{б}}$  (мм), измеряемый по впадинам канавок

$$D_{\text{б}} = d_{\text{к}}(e - 1) = 18(30 - 1) = 522 \text{ мм} \quad (3.5)$$

где  $d_{\text{к}}$  — диаметр каната, мм;

$e$  — коэффициент, регламентированный нормами Ростехнадзора.

Коэффициент диаметра барабана

Группа классификации механизма	М1	М2, М3	М4	М5, М6
Коэффициент $e$	20	25	30	35

$D_6$  округляется до кратного 2 или 5.

5.2. Номинальный диаметр барабана по центрам каната (мм)

$$D_H = D_6 + d_k = 522 + 18 = 540 \text{ мм} \quad (3.6)$$

5.3. Число витков нарезки барабана

$$m = z \left( \frac{H \cdot i \cdot 10^3}{\pi \cdot D_H} + m_3 + m_k \right) = 1 \left( \frac{12 \cdot 2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} + 1.5 + 2 \right) = 17,64 \quad (3.7)$$

Принимаем  $m=18$ .

5.4. шаг нарезки винтовых канавок

$$t = (1,1 \dots 1,25) d_k = (1,1 \dots 1,25) 18 = 19,8 \dots 22,5 \text{ мм} \quad (3.8)$$

Принимаем  $t = 20$  мм

5.5. Длина нарезной части барабана

$$L_H = m \cdot t = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм} \quad (3.9)$$

Полная длина барабана для сдвоенного полиспаста

$$L_6 = L_H + a, \quad (3.10)$$

где  $a$  – расстояние между крайними блоками подвески.

5.6. Толщина стенки барабана

$$\delta \geq \frac{S_{max}}{t \cdot [\sigma]} = \frac{25341}{20 \cdot 130} = 9,75 \text{ мм} \quad (3.11)$$

Группа классификации	M1	M2, M3	M4	M5	M6
$[\sigma]$ , МПа (СЧ 24-44)	170	150	130	115	100

Принимаем  $\delta = 10$  мм.

6. Выбор электродвигателя

Статическая мощность двигателя

$$N = \frac{(G_{гр} + G_{п}) V_{гр}}{60000 \cdot \eta_{п} \eta^m \eta_6 \eta_l} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 120) 9,8 \cdot 10}{60000 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 8,71 \text{ кВт} \quad (3.12)$$

С учетом группы классификации

Группа классификации механизма	M1, M2, M3	M4	M5	M6
ПВ, %	15	20	40	60

по приложению В выбираем электродвигатель МТКФ 311-8 с параметрами:

$$N_{дв} = 9 \text{ кВт}, n_{дв} = 670 \text{ мин}^{-1}, M_{max} = 324 \text{ Нм}, J_{об} = 0,275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \psi_{min} = 1,2.$$

## 7. Выбор редуктора

### 7.1. Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{i \cdot V_{гр} \cdot 10^3}{\pi \cdot D_H} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} = 11,8 \text{ мин}^{-1} = 0,196 \text{ с}^{-1} \quad (3.13)$$

### 7.2. Требуемое передаточное число привода

$$u = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{670}{11,8} = 56,77. \quad (3.14)$$

### 7.3. Вращающий момент на тихоходном валу

$$M_T = \frac{z \cdot S_{max} \cdot D_H}{2 \cdot \eta_6} = \frac{1 \cdot 25,341 \cdot 0,540}{2 \cdot 0,99} = 6,91 \text{ кН*м} \quad (3.15)$$

С учетом группы классификации, частоты вращения быстроходного вала  $10 \text{ с}^{-1}$ , вращающего момента на тихоходном валу  $69,1 \text{ кН*м}$ , ближайшего значения передаточного числа по приложению Г выбираем редуктор цилиндрический двухступенчатый Ц2-400 с передаточным числом  $u_p=50$  и допускаемым моментом на тихоходном валу  $M_T = 11,5 \text{ кН*м}$ .

## 8. Выбор тормоза

Необходимый тормозной момент для удержания груза

$$M_T \geq k_T \frac{M_T}{u_p} \eta_L = 1,75 \frac{6,91}{50} 0,98 = 0,237 \text{ кНм} = 237 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.16)$$

где  $k_T$  - коэффициент запаса торможения;  $\eta_L = 0,98$  – к.п.д. грузовой лебедки.

Группа классификации механизма	М1,М2,М3	М4	М5	М6
Коэффициент запаса торможения, $k_T$	1,5	1,75	2,0	2,5

По приложению Д выбираем тормоз с электромагнитом переменного тока ТКТ-300/200:  $M_T = 240 \text{ Н*м}$ , диаметр тормозного шкива 300 мм, момент инерции тормозной муфты  $J_M = 5 \text{ кг*м}^2$ .

## 9. Фактические кинематические параметры механизма

### 9.1. Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{n_{дв}}{u_p} = \frac{670}{50} = 13,4 \text{ мин}^{-1} \quad (3.17)$$

### 9.2. Скорость подъема груза

$$V_{гр} = \frac{\pi \cdot D_H \cdot n_6}{i} = \frac{\pi \cdot 0,54 \cdot 13,4}{2} = 11,36 \frac{\text{м}}{\text{мин}} = 0,189 \text{ м/с} \quad (3.18)$$

10. . Проверка времени пуска электродвигателя и ускорения груза

10.1. Номинальный момент на валу двигателя

$$M_H = 9550 \frac{N_{ДВ}}{n_{ДВ}} = 9550 \frac{9}{670} = 128 \text{ Нм} \quad (3.19)$$

10.2. Статический момент на валу двигателя

$$M_{ДВ} = \frac{M_T}{u_p \cdot \eta_l} = \frac{6,91}{50 \cdot 0,98} = 0,141 \text{ кНм} = 141 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.20)$$

10.3. Средний пусковой момент двигателя

$$M_{\Pi} = \left( \frac{M_{max}}{M_H} + \psi_{min} \right) \frac{M_H}{2} = \left( \frac{324}{128} + 1,2 \right) \frac{128}{2} = 239 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.21)$$

10.4. Время пуска двигателя при подъеме груза

$$\begin{aligned} t_{\Pi} &= \frac{\delta \cdot (J_{ДВ} + J_M) \cdot n_{ДВ}}{9,55(M_{\Pi} - M_{ДВ})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{гр}^2}{n_{ДВ}(M_{\Pi} - M_{ДВ})\eta_{\Pi}\eta^m\eta_{\delta}\eta_l} = \\ &= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(239 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2}{670 \cdot (239 - 141) \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 1,55 \text{ с.} \quad (3.22) \end{aligned}$$

Время пуска находится в допустимых пределах 1...2 с.

10.5. Ускорение при подъеме груза

$$a_{\Pi} = \frac{V_{гр}}{t_{\Pi}} = \frac{0,189}{1,55} = 0,122 \text{ м/с}^2 \leq 0,6 \dots 0,8 \text{ м/с}^2 \quad (3.23)$$

10.6. Время торможения при опускании груза

$$\begin{aligned} t_T &= \frac{\delta \cdot (J_{ДВ} + J_M) \cdot n_{ДВ}}{9,55(M_T - M_{ДВ})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{гр}^2 \eta_{\Pi} \eta^m \eta_{\delta} \eta_l}{n_{ДВ}(M_T - M_{ДВ})} = \\ &= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(237 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{670 \cdot (237 - 141)} = 1,58 \text{ с.} \quad (3.24) \end{aligned}$$

Время торможения находится в допустимых пределах 1...2 с.

10.7. Замедление при торможении

$$a_T = \frac{V_{гр}}{t_T} = \frac{0,189}{1,58} = 0,120 \text{ м/с}^2 \leq 0,6 \dots 0,8 \text{ м/с}^2. \quad (3.25)$$

**Задача 4. Расчет механизма передвижения крана**

**Условие:** В соответствии с исходными данными выполнить расчет механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью  $Q = 5$  т пролетом  $L=10,5$  м со скоростью  $V_{пер} = 75$  м/мин, работающего в закрытом помещении. Группы классификации (режима) механизма М4.

Таблица 1 – Исходные данные для вариантов

$L, м$ \ $Q, т$	2	3,2	5	8	10	Группа классификации механизма
4,5	1	2	3	4	5	М1, М2
7,5	6	7	8	9	10	М3
10,5	11	12	13	14	15	М4
13,5	16	17	18	19	20	М5
16,5	21	22	23	24	25	М6
$V_{пер}, м/мин$	75	75	60	60	50	

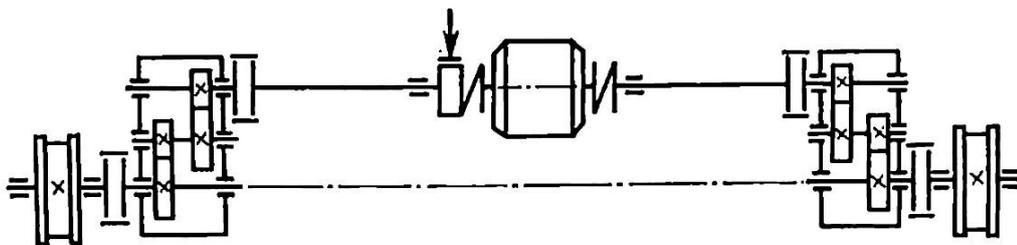
**Решение:**

1. Ориентировочная масса крана

$$m_k \approx 0,96Q + 0,84L = 0,96 \cdot 5 + 0,84 \cdot 10,5 \approx 14 \text{ т.} \quad (4.1)$$

2. Выбор кинематической схемы механизма и ходовых колес и рельсов

2.1. Для мостовых кранов пролетом до 16 м рекомендуется схема с центральным приводом и быстроходным трансмиссионным валом, двумя приводными и двумя опорными ходовыми колесами.



## 2.2. Нагрузка на ходовое колесо

Считая нагрузку равномерно распределенной между колесами, получим

$$F_k = (Q + m_k) \frac{9,8}{4} = (5 + 14) \frac{9,8}{4} = 46,55 \text{ кН} \quad (4.2)$$

2.3. По приложению Е выбираем ходовое колесо цилиндрическое двух-ребордное диаметром  $D_k = 250$  мм, на шариковых подшипниках. Диаметр цапфы принимается  $d_{ц} = 0,2D_k = 0,2 \cdot 250 = 50$  мм. Рельс с плоской головкой Р38.

## 3. Сопротивления передвижению крана

### 3.1. Сопротивление от сил трения

$$F_{тр} = k_p(Q + m_k)g \frac{\mu_{ц}d_{ц} + 2f}{D_k} =$$

$$= 1,5(5 + 14)9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{250} = 1,116 \text{ кН}, \quad (4.3)$$

где  $f = D_k \cdot 10^{-3}$  – коэффициент трения качения колеса по рельсу.

### 3.2. Сопротивление преодолению уклона пути

$$F_y = (Q + m_k)g \cdot i = (5 + 14)9,8 \cdot 0,001 = 0,186 \text{ кН} \quad (4.4)$$

### 3.3. Сопротивление от ветровой нагрузки

$F_b = 0$ , т.к. кран работает в закрытом помещении.

### 3.4. Общее сопротивление передвижению

$$F_{пер} = F_{тр} + F_y + F_b = 1,116 + 0,186 + 0 = 1,302 \text{ кН} \quad (4.5)$$

## 4. Выбор электродвигателя

### 4.1. Минимальная статическая мощность двигателя

$$N = \frac{F_{пер} V_{пер}}{60000\eta} = \frac{1,302 \cdot 10^3 \cdot 75}{60000 \cdot 0,8} = 2,03 \text{ кВт}, \quad (4.6)$$

где  $\eta$  – общий к.п.д. механизма передвижения,  $\eta = 0,7 \dots 0,85$ .

4.2. Выбираем по приложению В электродвигатель переменного трехфазного тока крановый с короткозамкнутым ротором МТКФ 012-6 с параметрами:

$$N_{дв} = 2,7 \text{ кВт}, n_{дв} = 835 \text{ мин}^{-1}, M_{\max} = 67 \text{ Нм}, M_{\text{пуск}} = 67 \text{ Нм}, J_{\text{ог}} = 0,0275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

## 5. Выбор редуктора

### 5.1. Частота вращения ходовых колес

$$n_k = \frac{1000V_{\text{пер}}}{\pi \cdot D_k} = \frac{1000 \cdot 75}{\pi \cdot 250} = 95,5 \text{ мин}^{-1} \quad (4.7)$$

### 5.2. Требуемое передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_k} = \frac{835}{95,5} = 8,74. \quad (4.8)$$

### 5.3. Номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора

$$M = \frac{F_{\text{пер}} D_k}{4\eta_k} = \frac{1,302 \cdot 250}{4 \cdot 0,98} = 83,04 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.9)$$

Выбираем по приложению Ж вертикальный редуктор В-100 с передаточным числом  $u_p = 10$ .

### 5.4. Фактическая скорость передвижения

$$V_{\text{пер.ф}} = \frac{V_{\text{пер}} u}{u_p} = \frac{75 \cdot 8,74}{10} = 65,55 \frac{\text{м}}{\text{мин}} = 1,093 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.10)$$

## 6. Проверка времени пуска двигателя и сцепления приводных колес с рельсами

### 6.1. Номинальный момент на валу электродвигателя

$$M_H = 9550 \frac{N_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ДВ}}} = 9550 \frac{2,7}{835} = 30,88 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.11)$$

### 6.2. Статический момент на валу двигателя

$$M_{\text{ДВ}} = \frac{2M}{u_p \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 83,04}{10 \cdot 0,8} = 20,76 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.12)$$

### 6.3. Средний пусковой момент двигателя

$$M_{\text{СП}} = 0,85^2 \frac{M_{\text{max}} + M_{\text{пуск}}}{2} = 0,85^2 \frac{67 + 67}{2} = 48,4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.13)$$

6.4. Время пуска двигателя

$$t_{\Pi} = \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_{\text{т}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сп}} - M_{\text{дв}})} + \frac{9,55 \cdot (Q + m) \cdot V_{\text{пер.ф}}^2}{n_{\text{дв}}(M_{\text{сп}} - M_{\text{дв}})\eta} =$$

$$= \frac{1,2(0,0275 + 0,125)835}{9,55(48,4 - 20,76)} + \frac{9,55(5000 + 14000)1,093^2}{835(48,4 - 20,76)0,8} = 12,3 \text{ с.} \quad (4.14)$$

6.5. Ускорение крана с грузом при пуске двигателя

$$a = \frac{V_{\text{пер.ф}}}{t_{\Pi}} = \frac{1,093}{12,3} = 0,0887 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} < 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.15)$$

6.6. Суммарная нагрузка на приводные колеса без веса груза

$$F_{\text{пр}} = \frac{m \cdot g \cdot z_{\text{пр}}}{z} = \frac{14000 \cdot 9,8 \cdot 2}{4} = 68600 \text{ Н.} \quad (4.16)$$

6.7. Сопротивление передвижению крана без груза

$$F_{\text{пер}}^x = mg(k_p \frac{\mu_{\text{ц}} d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\text{к}}} + i) + F_{\text{в}}^x =$$

$$= 14000 \cdot 9,8 \left( 1,5 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{250} + 0,001 \right) = 960,4 \text{ Н.} \quad (4.17)$$

6.8. Статический момент на валу двигателя без груза

$$M_{\text{дв}}^x = \frac{F_{\text{пер}}^x D_{\text{к}}}{2u_p \eta} = \frac{960,4 \cdot 0,25}{2 \cdot 10 \cdot 0,8} = 15,01 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (4.18)$$

6.9. Время пуска двигателя без груза

$$t_{\Pi}^x = \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_{\text{т}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сп}} - M_{\text{дв}}^x)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot V_{\text{пер.ф}}^2}{n_{\text{дв}}(M_{\text{сп}} - M_{\text{дв}}^x)\eta} =$$

$$= \frac{1,2(0,0275 + 0,125)835}{9,55(48,4 - 15,01)} + \frac{9,55 \cdot 14000 \cdot 1,093^2}{835(48,4 - 15,01)0,8} = 7,64 \text{ с.} \quad (4.19)$$

6.10. Ускорение при пуске

$$a^x = \frac{V_{\text{пер.ф}}}{t_{\Pi}^x} = \frac{1,093}{7,64} = 0,143 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} < 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.20)$$

6.11. Коэффициент запаса сцепления приводных колес

$$k_{\varphi} = \frac{F_{\text{пр}}\varphi}{F_{\text{пер}}^x - mg \left( \frac{a^x}{g} - \frac{z_{\text{пр}}}{z} f \frac{d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right)} =$$

$$= \frac{68600 \cdot 0,15}{960,4 - 14000 \left( \frac{0,143}{9,8} - \frac{2}{4} 0,25 \frac{50}{250} \right)} = 9,3 \geq 1,2. \quad (4.21)$$

7. Выбор тормоза

7.1. Максимально допустимое замедление крана без груза по условию сцепления колес с рельсами

$$a_{\text{Tmax}} = \left\{ \left[ \frac{z_{\text{пр}}}{z} \left( \frac{\varphi}{k_{\varphi}} - f \frac{d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) + \frac{2\mu + f d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right] - \frac{F_{\text{Б}}^x}{mg} \right\} g =$$

$$= \left\{ \left[ \frac{2}{4} \left( \frac{0,15}{1,2} - 0,25 \frac{50}{250} \right) + \frac{2 \cdot 0,01 + 0,25 \cdot 50}{250} \right] - 0 \right\} 9,8 =$$

$$= 1,348 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \geq a_{\text{max}} = 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.22)$$

7.2. Время торможения крана без груза

$$t_{\text{T}} = \frac{V_{\text{пер.}\varphi}}{a_{\text{max}}} = \frac{1,093}{0,15} = 7,28 \text{ с}. \quad (4.23)$$

7.3. Сопротивление передвижению при торможении без груза

$$F_{\text{пер}}^{\text{T}} = mg \frac{\mu d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\text{к}}} = 14000 \cdot 9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 0,25}{250} = 548,8 \text{ Н}. \quad (4.24)$$

7.4. Момент статических сопротивлений на тормозном валу при движении без груза

$$M_{\text{с}}^{\text{T}} = \frac{F_{\text{пер}}^{\text{T}} D_{\text{к}} \eta}{2u_{\text{р}}} = \frac{548,8 \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 10} = 5,488 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.25)$$

7.5. Момент сил инерции при торможении крана без груза

$$M_{\text{ин}}^{\text{T}} = \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55 t_{\text{T}}} + \frac{9,55 m V_{\text{пер.}\varphi}^2 \eta}{n_{\text{дв}} t_{\text{T}}} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (0,0275 + 0,125) 835}{9,55 \cdot 7,28} + \frac{9,55 \cdot 14000 \cdot 1,093^2 \cdot 0,8}{835 \cdot 7,28} = 23,22 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.26)$$

7.6. Расчетный тормозной момент

$$M_p^T = M_{ин}^T - M_c^T = 23,22 - 5,488 = 17,73 \text{ Н*м}. \quad (4.27)$$

7.7. По расчетному тормозному моменту из приложения Д выбираем тормоз ТКТ-100 с параметрами:

$$M_{max}^T = 20 \text{ Н*м}; D_T = 100 \text{ мм}, J_M = 0,24 \text{ кг*м}^2.$$

7.8. Минимальная длина пути торможения

$$S_{min} = \frac{V_{пер.ф}^2}{k} = \frac{1,093^2}{1.5} = 0,796 \text{ м}. \quad (4.28)$$

7.9. Расчетная длина пути торможения

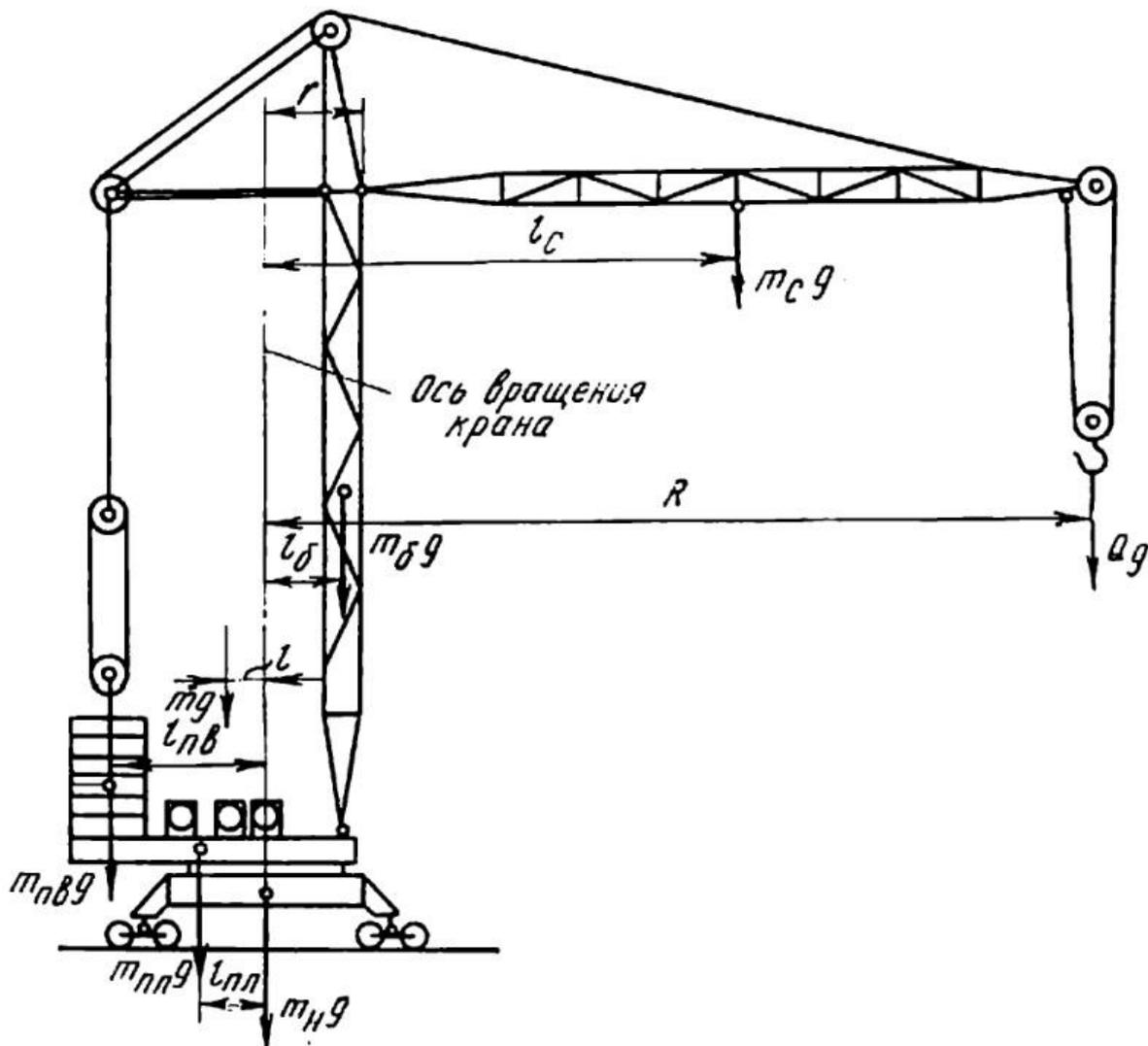
$$S_\phi = 0,5V_{пер.ф}t_T = 0,5 \cdot 1,093 \cdot 7,28 = 3,98 \text{ м} > 0,796 \text{ м}. \quad (4.29)$$

### Задача 5. Расчет механизма поворота крана

В соответствии с исходными данными выполнить расчет механизма поворота башенного крана с грузоподъемностью  $Q = 4$  т, высотой подъема  $H=20$  м, частотой вращения поворотной части  $n_{пов} = 1,0 \text{ мин}^{-1}$ , вылетом стрелы  $R=12,5$  м. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 1 - Исходные данные для вариантов

$n_{пов},$ $\text{МИН}^{-1}$ \diagdown	$Q, \text{т}$					$H, \text{м}$
	2,5	3,2	4	5	6,3	
0,6	1	2	3	4	5	14
0,75	6	7	8	9	10	16
1,0	11	12	13	14	15	20
1,2	16	17	18	19	20	25
1,5	21	22	23	24	25	28
$R, \text{м}$	14	12,5	10	8	6,3	



Расчетная схема крана

## 1. Ориентировочная масса крана и его частей

### 1.1. Кран

$$\begin{aligned}
 m &\approx (0,31 \dots 0,335)Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{H/Q} = \\
 &= (0,31 \dots 0,335)4 \cdot 12,5 \cdot \sqrt[3]{20/4} = 26,5 \dots 28,6 \approx 28 \text{ т.} \quad (5.1)
 \end{aligned}$$

### 1.2. Поворотная платформа с механизмами подъема, поворота и изменения вылета

$$m_{пл} \approx 0,1m = 0,1 \cdot 28 = 2,8 \approx 3 \text{ т.} \quad (5.2)$$

1.3. Противовес

$$m_{не} \approx 0,34m = 0,34 \cdot 28 = 9,52 \approx 10 \text{ т.} \quad (5.3)$$

1.4. Башня

$$m_{б} \approx 0,13m = 0,13 \cdot 28 = 3,64 \approx 4 \text{ т.} \quad (5.4)$$

1.5. Стрела

$$m_{с} \approx 0,34m = 0,34 \cdot 28 = 9,52 \approx 10 \text{ т.} \quad (5.5)$$

1.6. Масса поворотной части крана

$$m_{пов} = m_{пл} + m_{не} + m_{б} + m_{с} = 3 + 10 + 4 + 10 = 27 \text{ т.} \quad (5.6)$$

2. Нагрузки на опорно-поворотное устройство

2.1. Максимальная статическая вертикальная нагрузка

$$F_{в} = (m_{пов} + Q)g = (27 + 4)9,8 = 303,8 \text{ кН.} \quad (5.7)$$

Выбираем по приложению 3 роликовое двухрядное опорно-поворотное устройство ER3.32.2240.400-1SPPN № 1 с параметрами:

$$F_{z \max} = 401 \text{ кН}; \quad m = 22 \text{ мм}; \quad z = 139; \quad D_e = 2552,4 \text{ мм}; \quad d_e = 2270 \text{ мм.}$$

2.2. Расстояние от оси вращения крана до центра тяжести его поворотной части

$$\begin{aligned} l_{пов} &= \frac{m_{пл}l_{пл} + m_{пв}l_{пв} - m_{б}l_{б} - m_{с}l_{с}}{m_{пов}} = \\ &= \frac{3 \cdot 2 \cdot 2,5524 + 10 \cdot 5 \cdot 2,5524 - 4 \cdot 0,5 \cdot 2,5524 - 10 \cdot 0,5 \cdot 12,5}{27} = \\ &= 2,79 \text{ м} \end{aligned} \quad (5.8)$$

Принимаем:  $l_{пл} = 2D_e$ ;  $l_{пв} = 5D_e$ ;  $l_{б} = 0,5D_e$ ;  $l_{с} = 0,5R$ .

2.3. Максимальный статический опрокидывающий момент

$$M_o = |(Q \cdot R - m_{пов}l_{пов})g| = |(4 \cdot 12,5 - 27 \cdot 2,79)9,8| = 248,2 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.9)$$

### 3. Статические сопротивления повороту крана

3.1. Момент сил трения в опорно–поворотном устройстве относительно оси вращения

$$M_{mp} = \frac{0,025M_o + 0,005F_g d_e}{\cos\gamma} =$$

$$= \frac{0,025 \cdot 248,2 + 0,005 \cdot 303,8 \cdot 2,27}{\sqrt{1 - 0,005^2}} = 9,65 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.10)$$

3.2. Наибольший момент сопротивления вращению от веса поворотной части крана и груза при нахождении на уклоне

$$M_y = |i(Q \cdot R - m_{нов} l_{нов})g| =$$

$$= |0,005(4 \cdot 12,5 - 27 \cdot 2,79)9,8| = 1,241 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.11)$$

3.3. Момент статического сопротивления от ветровой нагрузки относительно оси вращения крана

3.3.1. Площади наветренной поверхности соответственно крана и груза

а) крана (стрелы) - принимаем по габаритной площади при высоте конструкции 0,1 от длины и коэффициенте сплошности  $k_{спл}=0,3$ :

$$A_k = A_{габ} \cdot k_{спл} = 0,1R^2 \cdot 0,3 = 0,1 \cdot 12,5^2 \cdot 0,3 = 4,69 \text{ м}^2, \quad (5.12)$$

б) груза – принимаем по приложению И при массе 4 т:  $A_r = 6,3 \text{ м}^2$ .

3.3.2. Распределенная ветровая нагрузка:

а) крана (стрелы):

$$p_k = q \cdot k \cdot c \cdot n = 125 \cdot 1,25 \cdot 2,5 \cdot 0,7 = 273,4 \text{ Па}; \quad (5.13)$$

б) груза:

$$p_g = q \cdot k \cdot c \cdot n = 125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 0,7 = 131,3 \text{ Па}. \quad (5.14)$$

где  $q$  — динамическое давление ветра, для рабочего состояния строительных, монтажных, стреловых кранов общего назначения независимо от районов установки принимают  $q=125 \text{ Па}$ ;  $k$  — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте  $H$  над

поверхностью земли: при высоте 10; 20; 40; 60;100 м  $k$  соответственно равен 1; 1,25; 1,55; 1,75; 2,1;  $c$  — коэффициент аэродинамической силы ( $c = 1,8...3,5$ ), для груза  $c = 1,2$ ;  $n$  — коэффициент перегрузки, при определении мощности приводных двигателей крановых механизмов  $n=0,7$ .

### 3.3.3. Статическая составляющая ветровой нагрузки

а) крана (стрелы):

$$F_{вк} = p_k A_k = 273,4 \cdot 4,69 = 1282,2 \text{ Н} = 1,2822 \text{ кН}; \quad (5.15)$$

б) груза:

$$F_{вг} = p_g A_g = 131,3 \cdot 6,3 = 827,2 \text{ Н} = 0,8272 \text{ кН}. \quad (5.16)$$

### 3.3.4. Момент статического сопротивления от ветровой нагрузки

$$M_{в} = F_{вк} r_k + F_{вг} r_g = 1,2822 \cdot 6,25 + 0,8272 \cdot 12,5 = 18,35 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.17)$$

где  $r_k = l_c = 0,5R = 0,5 \cdot 12,5 = 6,25$  м;

$$r_g = R = 12,5 \text{ м}.$$

### 3.4. Статический момент сопротивления повороту крана

$$M_c = M_{тр} + M_y + M_{в} = 9,65 + 1,241 + 18,35 = 29,24 \text{ кНм}. \quad (5.18)$$

## 4. Выбор электродвигателя

### 4.1. Статическая мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{M_c n_{нов}}{9,55 \eta} = \frac{29,24 \cdot 1}{9,55 \cdot 0,75} = 4,08 \text{ кВт}. \quad (5.19)$$

По приложению В выбираем электродвигатель МТКФ 111-6 с параметрами:

$$N_{дв}=4,1 \text{ кВт}; n_{дв}=850 \text{ мин}^{-1}; M_{\max}=105 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{\text{пуск}}=104 \text{ Н} \cdot \text{м}; J_{дв}=0,045 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

## 5. Выбор редуктора

### 5.1. Необходимое общее передаточное число привода механизма поворота

$$u = 1 + \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{нов}}} = 1 + \frac{850}{1} = 851. \quad (5.20)$$

5.2. Передаточное число открытой зубчатой передачи

$$u_{\text{зн}} = \frac{u}{u_p} = \frac{851}{63} = 13,5. \quad (5.21)$$

5.3. Момент на тихоходном валу редуктора

$$M = \frac{M_c}{u_{\text{зн}} \eta_{\text{зн}}} = \frac{29,24}{13,5 \cdot 0,95} = 2,28 \text{ кН} \cdot \text{м} = 2280 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.22)$$

По приложению К выбираем редуктор червячный одноступенчатый 1Ч-160 с передаточным числом  $u_p = 63$ .

6. Проверка двигателя в режиме пуска

6.1. Момент инерции вращающихся масс

$$\begin{aligned} J_{\text{нов}} &= J_{\text{нл}} + J_{\text{нс}} + J_{\text{б}} + J_c + J_z \approx \\ &= m_{\text{нл}} l_{\text{нл}}^2 + m_{\text{нс}} l_{\text{нс}}^2 + m_{\text{б}} l_{\text{б}}^2 + m_c \left(\frac{R}{2}\right)^2 + Q \cdot R^2 = \\ &= 3 \cdot (2 \cdot 2,5524)^2 + 10 \cdot (5 \cdot 2,5524)^2 + 4 \cdot (0,5 \cdot 2,5524)^2 + \\ &+ 10 \cdot \left(\frac{12,5}{2}\right)^2 + 4 \cdot 12,5^2 = 2729 \text{ мм}^2 = 2,729 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned} \quad (5.23)$$

6.2. Статический момент сопротивления повороту крана, приведенный к валу двигателя

$$M_{\text{дв}} = \frac{M_c}{u \cdot \eta} = \frac{29,24}{851 \cdot 0,75} = 0,0458 \text{ кНм} = 45,8 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.24)$$

6.3. Средний пусковой момент двигателя

$$M_{\text{сн}} = \frac{M_{\text{max}} + M_{\text{пуск}}}{2} = \frac{105 + 104}{2} = 104,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.25)$$

6.4. Время пуска двигателя

$$t_n = \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}})} + \frac{J_{\text{нов}} n_{\text{дв}}}{9,55 u^2 (M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}})} =$$

$$= \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55(104,5 - 45,8)} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 851^2 \cdot (104,5 - 45,8)} = 6,37 \text{ с.} \quad (5.26)$$

6.5. Момент сопротивления пуску двигателя

$$\begin{aligned} M_{\text{пуск}} &= M_{\text{дв}} + \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55 t_n} + \frac{J_{\text{нов}} n_{\text{дв}}}{9,55 t_n u^2 \eta} = \\ &= 44,1 + \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,37} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 6,37 \cdot 851^2 \cdot 0,75} = \\ &= 123,71 \text{ Нм} \end{aligned} \quad (5.27)$$

6.6. Необходимая мощность двигателя при пуске

$$N_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{пуск}} n_{\text{дв}}}{9,55} = \frac{123,71 \cdot 850}{9,55} = 11011,2 \text{ Вт} \quad (5.28)$$

$$11,01 \text{ кВт} < 3 \cdot N_{\text{дв}} = 3 \cdot 4,1 = 12,5 \text{ кВт.} \quad (5.29)$$

7. Выбор тормоза

7.1. Момент сопротивления на валу тормоза при торможении механизма поворота крана

$$\begin{aligned} M_c^m &= \frac{(M_{\text{мп}} - M_y - M_e) \eta}{u} = \\ &= \frac{(6,54 - 0,619 - 21,05) 0,75}{851} = -0,0133 \text{ кНм} = -13,3 \text{ Нм} \end{aligned} \quad (5.30)$$

7.2. Допускаемое время торможения

$$t_m = \frac{[\beta]}{3 n_{\text{нов}}} = \frac{20}{3 \cdot 1} = 6,67 \text{ с.} \quad (5.31)$$

Наибольший допускаемый угол поворота поворотной части крана при пуске (торможении)

Режим работы	Угол поворота крана [β], град
Легкий	15
Средний	20
Тяжелый	30

Рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота

Максимальный вылет стрелы, м	Время, с	
	пуска, не менее	торможения, не более
5	1	4
10	2,5	8
15	4	10
20	8	15
25	8	25
30	10	30

7.3. Момент сил инерции при торможении

$$\begin{aligned}
 M_{ин}^m &= \frac{\delta J n_{\delta v}}{9,55 t_m} + \frac{J_{нов} n_{\delta v} \eta}{9,55 t_m u^2} = \\
 &= \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,67} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850 \cdot 0,75}{9,55 \cdot 6,67 \cdot 851^2} = \\
 &= 43,92 \text{ Нм}
 \end{aligned} \tag{5.32}$$

7.4. Расчетный тормозной момент

$$M_p^m = M_{ин}^m - M_c^m = 43,92 - (-13,3) = 57,22 \text{ Нм.} \tag{5.33}$$

7.5. По приложению Д принимаем тормоз ТКТ-200 с параметрами:

$$M_{max}^m = 160 \text{ Нм}; \quad D_T = 200 \text{ мм.}$$

### Задача 6. Проверка устойчивости стрелового крана

**Условие:** В соответствии с исходными данными задачи №5 и таблицы выполнить расчет устойчивости башенного крана грузоподъемностью  $Q = 4$  т, высотой подъема  $H=20$  м, частотой вращения поворотной части  $n_{пов} = 1,0 \text{ мин}^{-1}$ , вылетом стрелы  $R = 12,5$  м, колеей и базой крана 5 м.

Исходные данные для вариантов

Колея и база крана $L$ , м				
8	5	4	3	2,5
1	2	3	4	5
6	7	8	9	10
11	12	13	14	15
16	17	18	19	20
21	22	23	24	25

*Условия проверки грузовой устойчивости: кран стоит на наклонной поверхности, подвержен действию ветра (по нормам для рабочего состояния) и поворачивается, одновременно тормозится спускаемый груз; стрела установлена поперек пути; на кран действуют вес груза, силы инерции, возникающие при торможении спускаемого груза и силы инерции от вращения крана, ветровая нагрузка.*

*Устойчивость крана к опрокидыванию характеризуется коэффициентом запаса устойчивости, определяемым отношением восстанавливающего момента к опрокидывающему*

$$k_y = \frac{M_e}{M_o}$$

**Решение:**

1. Силы, принимаемые в расчете

1.1. Сила тяжести крана

$$G_k = m \cdot g = 28 \cdot 9,8 = 274,4 \text{ кН.} \quad (6.1)$$

1.2. Центробежная сила поворотной части крана

$$F_{цк} = m_{нов} l_{нов} \frac{n_{нов}^2}{91,2} = 27 \cdot 2,32 \cdot \frac{1^2}{91,2} = 0,687 \text{ кН} \quad (6.2)$$

1.3. Сила тяжести груза

$$G_z = Q \cdot g = 4 \cdot 9,8 = 39,2 \text{ кН} \quad (6.3)$$

1.4. Центробежная сила груза

$$F_{цг} = Q \cdot R(1 + \sin \gamma) \frac{n_{нов}^2}{91,2} =$$

$$= 4 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,005) \frac{1^2}{91,2} = 0,551 \text{ кН.} \quad (6.4)$$

1.5. Сила инерции груза при торможении

$$F_{uz} = Q \cdot [a_{max}^m] = 4 \cdot 0,8 = 3,2 \text{ кН} \quad (6.5)$$

1.6. Ветровая нагрузка на кран (башню)

1.6.1. Площадь наветренной поверхности башни крана

$$A_k = A_{габ} \cdot k_{спл} = 0,1H^2 \cdot 0,3 = 0,05 \cdot 20^2 \cdot 0,3 = 6 \text{ м}^2; \quad (6.6)$$

1.6.2. Статическая составляющая ветровой нагрузки башни крана

$$F_{вк} = p_k A_k = 273,4 \cdot 6 = 1640,4 \text{ Н} = 1,64 \text{ кН.} \quad (6.7)$$

1.7. *Нормами предусмотрена проверка коэффициента грузовой статической устойчивости, то есть устойчивости крана, находящегося только под воздействием весовых нагрузок (без учета дополнительных сил и уклона площадки).*

Восстанавливающий статический момент создается силой тяжести крана относительно ребра опрокидывания, проходящего через головку кранового рельса

$$M_g = G_k(0,5L + l_{нов}) = 274,4(0,5 \cdot 5 + 2,32) = 1322,6 \text{ кНм} \quad (6.8)$$

$$M_o = G_z(R - 0,5L) = 39,2(12,5 - 0,5 \cdot 5) = 392 \text{ кНм} \quad (6.9)$$

$$k_{зсу} = \frac{1322,6}{392} = 3,37 \geq 1,4. \quad (6.10)$$

*Если проверка не проходит, дальнейший расчет не проводится, принимаются меры к уравниванию крана, например, увеличение L.*

Иначе:

1.8. Коэффициент собственной устойчивости крана с учетом допускаемого уклона площадки  $i=0,005$ .

$$\sin \gamma \approx i = 0,005; \quad \cos \gamma = \sqrt{1 - (\sin \gamma)^2} = \sqrt{1 - 0,005^2} = 0,99999 \approx 1$$

$$\begin{aligned} M_g &= G_k((0,5L - l_{нов}) \cos \gamma - h \sin \gamma) = \\ &= 274,4((0,5 \cdot 5 - 2,32) \cdot 1 - 1,5 \cdot 0,005) = 47,3 \text{ кНм} \end{aligned} \quad (6.11)$$

$$\begin{aligned}
 M_o &= F_{\text{вк}} \cdot 0,5(H \cos \gamma - (0,5L - l_o) \sin \gamma) = \\
 &= 1,64 \cdot 0,5(20 \cdot 1 - (0,5 \cdot 5 - 0,5 \cdot 2,5524)0,005) = \\
 &= 16,4 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{6.12}$$

$$k_{\text{cy}} = \frac{47,3}{16,4} = 2,88 \geq 1,15 \tag{6.13}$$

*Если проверка не проходит, дальнейший расчет не проводится, принимаются меры к уравниванию крана, например, увеличение  $L$ .*

Иначе:

### 1.9. Коэффициент грузовой устойчивости

$$\begin{aligned}
 M_e &= G_{\text{к}}((0,5L + l_{\text{нов}}) \cos \gamma - h \sin \gamma) + F_{\text{цк}}(h \cos \gamma + (0,5 \cdot L + \\
 &+ l_{\text{нов}} \sin \gamma) = 274,40,5 \cdot 5 + 2,321 - 1,5 \cdot 0,005 + 0,6871,5 \cdot 1 + + 0,5 \cdot 5 + 2,320,005 \\
 &= 1320,6 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{6.14}$$

$$\begin{aligned}
 M_o &= \\
 &= (G_z + F_{\text{уз}})((R - 0,5L) \cos \gamma + H \sin \gamma) + F_{\text{цз}}H + F_{\text{вк}}(0,5H \cos \gamma - (0,5L - \\
 &- l_o \sin \gamma) = 39,2 + 3,212,5 - 0,5 \cdot 5 \cdot 1 + 20 \cdot 0,005 + 0,551 \cdot 20 + + 1,640,5 \cdot 20 \cdot 1 - 0,5 \cdot \\
 &5 - 0,5 \cdot 2,55240,005 = 786,7 \text{ кНм}
 \end{aligned} \tag{6.15}$$

$$k_{\text{cy}} = \frac{1320,6}{455,6} = 2,89 \geq 1,15 \tag{6.16}$$

**Вывод:** Грузовая статическая, собственная и грузовая устойчивость крана обеспечена.

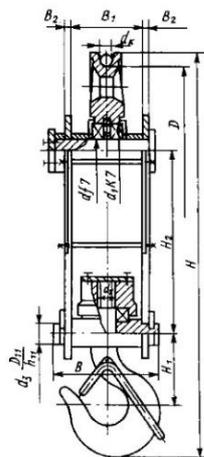
### Литература

1. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин/А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Минск: Высшая школа, 1983. – 350 с.
2. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций/В.И.Брауде, М.М.Гохберг, И.Е.Звягин и др.; Под общ. ред. М.М.Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.

3. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов /М.П.Александров, М.М.Гохберг, А.А.Ковин и др.; Под общ. ред. М.М.Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
4. Казак С.А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: учебное пособие/ С.А.Казак и др..- М.: Высшая школа, 1989. – 320 с.
5. Абрамович И.И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И.И.Абрамович, В.Н.Березин, А.Г.Яуре. - М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
6. Майникова Н.Ф. Механизмы подъема ручных и электрических талей: методические указания / сост. Н .Ф . Майникова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с.
7. Виноградов В.Ф. Краны для лесных грузов: Атлас конструкций/Под общ. ред. В. Ф. Виноградова, Л. А. Шабалина; Урал. гос. лесотехн. ун-т. – 2001.
8. Романов М.Я. и др. Сборник задач по деталям машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов/М.Я.Романов, В.А.Константинов, Н.А.Покровский. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.

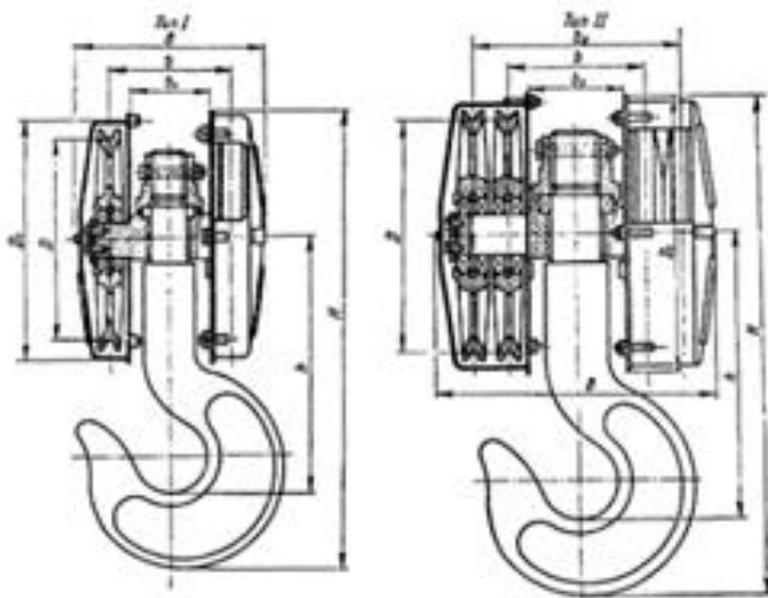
Приложения

Приложение А



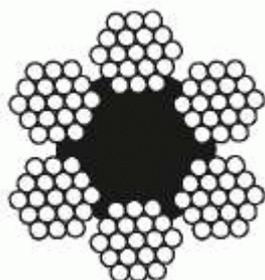
Условное обозначение	Г/п, т	Режим работы	Диаметр блоков, мм	Диаметр каната, мм	Масса, кг
Подвеска крюковая-1,0-7А-1-Д200-Д8,1	1,0	М1...М6	200	8,1	12
Подвеска крюковая-1,6-8А-1-Д200-Д9,7	1,6	М1...М6	230	9,7	16
Подвеска крюковая-2,0-10А-1-Д236-Д11,5	2,0	М1...М6	236	11,5	25,5
Подвеска крюковая-3,2-12А-1-Д400-Д14	3,2	М1...М3	400	14	48
Подвеска крюковая-3,2-12А-1-Д500-Д14	3,2	М4...М6	500	14	62
Подвеска крюковая-5,0-14А-1-Д500-Д16,5	5,0	М1...М3	500	16,5	90
Подвеска крюковая-5,0-14А-1-Д630-Д18	5,0	М4...М6	630	18	120

Подвески крюковые (ВНИИПТМаш). Основные данные



Грузоподъемность, т	Режим работы	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				D	B	b	d <sub>4</sub>	H	
3,2	Т	1	9,2	320	305	200	—	570	68
5	Т	1	12	400	370	225	—	732	100
5	С	1	11	320	305	200	—	612	72
5	Л	1	11	320	305	200	—	612	72
8	Т	1	15	450	400	266	—	857	190
8	С	1	14	400	370	225	—	760	106
8	Л	1	13	320	305	200	—	668	96

Канаты ЛК-Р-6х19+1ОС крестовой свивки



Диаметр каната, мм	Суммарное разрывное усилие всех проволок/разрывное усилие каната в целом (Н) для маркировочных групп, Н/мм <sup>2</sup> (кгс/мм <sup>2</sup> )					
	1570(160)		1670(170)		1770(180)	
5,6	18650	15800	19800	16800	20950	17800
6,2	22650	19250	24100	20100	25500	21100
6,9	28300	24000	30050	25500	31800	26300
7,6	33860	28700	35900	30500	38000	32300
8,3	41000	34800	43550	36950	46100	38150
9,1	48850	41500	51900	44100	55000	45450
9,6	57450	48850	61050	51850	64650	53450
11,0	73950	62850	78600	66750	83200	68800
12,0	84450	71750	89700	76200	95000	78550
13,0	95600	81250	101500	86800	107500	89000
14,0	116500	98950	123500	105000	131000	108000
15,0	135000	114500	143500	122000	152000	125500
16,5	164000	139000	174000	147500	184500	152000
18,0	195500	166000	207500	176000	220000	181500
19,5	225000	191000	239000	203000	253000	209000
21,0	261500	222000	278000	236000	294500	243500
22,5	296000	251000	314500	267000	333000	275000
24,0	337500	287000	359000	304500	380000	314000

Основные технические данные электродвигателей серии МТКФ (50 Гц, 220/380 и 500 В; размеры см. в табл. II.1.16 и II.1.17)

Тип двигателя	Мощность на валу (кВт) при ПВ (%)				n, об/мин	КПД, %	M <sub>max</sub> Н·м	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Мас- са кг
	15	25	40	60					
МТКФ 011-6	2,0	—	—	—	780	56,0	41	0,02	47
	—	1,7	—	—	835	60,0			
	—	—	1,4	—	875	61,5			
	—	—	—	1,2	900	61,0			
МТКФ 012-6	3,1	—	—	—	785	61,5	66	0,027	53
	—	2,7	—	—	835	65,0			
	—	—	2,2	—	880	67,0			
	—	—	—	1,7	915	65,0			
МТКФ 111-6	4,5	—	—	—	825	67,0	103	0,045	70
	—	4,1	—	—	850	69,0			
	—	—	3,5	—	885	72,0			
	—	—	—	2,8	915	73,0			
МТКФ 112-6	6,5	—	—	—	845	69,5	172	0,065	80
	—	5,8	—	—	870	71,0			
	—	—	5,0	—	895	74,0			
	—	—	—	4,0	920	74,0			
МТКФ 211-6	10,5	—	—	—	800	68,0	216	0,11	110
	—	9,0	—	—	840	72,5			
	—	—	7,5	—	880	75,5			
	—	—	—	6,0	910	78,0			
МТКФ 311-6	14,0	—	—	—	880	76,0	382	0,212	155
	—	13,0	—	—	895	76,5			
	—	—	11,0	—	910	77,5			
	—	—	—	9,0	930	77,5			
МТКФ 312-6	19,5	—	—	—	900	79,0	589	0,3	195
	—	17,5	—	—	915	80,0			
	—	—	15,0	—	930	81,0			
	—	—	—	12,0	945	81,0			
МТКФ 411-6	30,0	—	—	—	905	80,0	765	0,475	255
	—	27,0	—	—	915	81,0			
	—	—	22,0	—	935	82,5			
	—	—	—	18,0	950	82,5			
МТКФ 412-6	40,0	—	—	—	910	81,5	981	0,637	315
	—	36,0	—	—	920	82,5			
	—	—	30,0	—	935	83,5			
	—	—	—	25,0	950	81,5			
МТКФ 311-8	10,5	—	—	—	660	73,0	324	0,275	155
	—	9,0	—	—	670	74,0			
	—	—	7,5	—	690	73,5			
	—	—	—	6,0	705	73,5			
МТКФ 312-8	15,0	—	—	—	675	78,0	500	0,387	195
	—	13,0	—	—	690	78,5			
	—	—	11,0	—	700	78,0			
	—	—	—	8,2	710	76,0			
МТКФ 411-8	22,0	—	—	—	660	76,5	657	0,537	255
	—	18,0	—	—	680	78,5			
	—	—	15,0	—	695	80,0			
	—	—	—	13,0	705	81,0			
МТКФ 412-8	30,0	—	—	—	675	79,0	981	0,75	315
	—	26,0	—	—	690	80,0			
	—	—	22,0	—	700	80,5			
	—	—	—	18,0	710	80,0			

Вращающий момент  $M_T$  на тихоходном валу редукторов Ц2 (кН·м)

Типоразмер редуктора	$n_n$	Группа классификации механизма							
		M1, M2, M3		M4		M5		M6	
		$n_G, c^{-1}$							
		10	16	10	16	10	16	10	16
Ц2-250	10; 12,5	3,5	2,8	2,5	1,8	1,5	1,1	1	0,9
	16; 20	3,8	3,3	2,7	2,6		1	0,9	
	25; 31,5	3,8	3,3	2,7	2,6	1,3	1,2	1	
	40; 50	4	3,8	2,8	2,7	1,2	0,9		
Ц2-300	10; 12,5	5	4	4,4	3,5	2,3	2	1,4	1,4
	16; 20	5,8	5	4,6	3,8	2,3	2,1	1,4	1,4
	25; 31,5	5,8	5	4,3	4,3	2,7	2,5	1,8	1,6
	40; 50	6	5,4	4,4	4,3	2,5	2,3	1,8	1,6
Ц2-350	10; 12,5	8	7,1	6	5,6	3,5	2,8	2,2	2,1
	16; 20	9	7,3	6,8	5,6	3,5	3	2,2	1,9
	25; 31,5	9,5	8,2	6,5	6,3	4,1	3,3	2,7	2,2
	40; 50	9,5	8,5	6,7	6,3	3,7	3,3	2,7	2,2
Ц2-400	10; 12,5	14	11,2	8,2	6,2	5,3	3,8	4,1	4,1
	16; 20	18	14	11,5	8,2	6,5	4,8	4,4	3,7
	25; 31,5	18,5	16,5		9	6	4,3	4,4	4,4
	40; 50	18,5	17	9	6	4,6	5	4,4	
Ц2-500	10; 12,5	28	24	18	16	11,2	9	7,3	7,3
	16; 20	31,5	24,3	21,2	17,5	11,2	9		6,5
	25; 31,5		30		20	13,2	9,7	10,6	6,5
	40; 50	30	20	13,2	10,6				
Ц2-650	10; 12,5	50	40	33,5	26,5	23,6	18	19	18
	16; 20	56	45	37,5	33,5	27,2	20	20	19
	25; 31,5	60	51,5	42,5	36,5		20	20	20
	40; 50	60	56	42,5	41,2	21,2	23	20	
Ц2-750	10; 12,5	69	58	51,5	42,5	37,5	30	31,5	29
	16; 20	77,5	71	56	47,5	42,5	35,5	33,5	28
	25; 31,5	87,5	80	63	56	42,5	32,5	34,5	30
	40; 50	87,5	80	63	60	45	32,5	36,5	30
Ц2-1000	10; 12,5	155	136	109	100	82,5	71	71	67
	16; 20	190	160	136	112	97,5	85	73	63
	25; 31,5	200	185	140	128	109	85	87,5	65
	40; 50	200	190	150	136	122	100	87,5	70

Приложение Д

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м, при ПВ, %			Тип электромагнита	Масса тормоза, кг	Диаметр шкива	$J_m$ , кг*м <sup>2</sup>
	25	40	100				
ТКТ-100 ТКП-100	20 20	20 16	10 8	МО-100Б МП-101	12 16	100	0,24
ТКТ-200/100 ТКП-200/100	40	40 32	22 16		25 30		
ТКТ-200 ТКП-200	160	160 125	80 54	МО-200Б МП-201	35 37	200	1,5
ТКТ-300/200 ТКП-300/200	240	240 190	120 80	70 75	300		
ТКП-300	500	420	170	МП-301	90	300	

Приложение Е

Предварительный выбор ходовых колес

Нагрузка, кН	Диаметр колеса, мм	Тип рельса	Ширина плоского рельса, мм
30 ... 50	200...250	P24, P38	40...50
51 ... 100	260...400	P38, P43, P70	50...60
101 ... 200	410...500	P38, P43, P50, KP70	50...70
201 ... 250	510...630	P43, P50, KP70, KP80	60...70
251 ... 320	640...710	P43, P50, KP80, KP100	70...80
321 ... 500	720...800	KP80, KP100	70...80
501...800	800; 900; 1000	KP100	100

Приложение Ж

Типоразмер редуктора	Передаточное отношение	Номинальный крутящий момент на выходном валу, Н* м
<b>В-100</b>	<b>10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40</b>	<b>172...563</b>
<b>В-100Ф</b>		
<b>В-125</b>	<b>10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50</b>	<b>344...1250</b>
<b>В-125Ф</b>		
<b>В-160</b>		<b>668...2500</b>
<b>В-160Ф</b>		
<b>В-200</b>	<b>10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100</b>	<b>1375...5000</b>
<b>В-200Ф</b>		
<b>В-250Ф</b>		<b>2750...10000</b>
<b>В-250</b>		

Приложение З

ER3. 32/40



Обозначение	Номер	Размеры							Крепежные отверстия				Зацепление					Масса кг	
		De	de	di	Di	He	Hi	Ht	Fe	Fi	N	V	m	Z	xm	dp	fz мин		fz макс
		мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	-	мм	мм	-	мм	мм	кН		кН
ER3.32.2240.400-1SPPN	1	2552,4	2270	2281	2022	139	172	181	2395	2100	40	39	18	139	+0,50	2502	228	401	1975
ER3.32.2500.400-1SPPN	2	2822,4	2530	2541	2282	139	172	181	2655	2360	44	39	18	154	+0,50	2772	228	401	2260
ER3.32.2800.400-1SPPN	3	3136	2830	2841	2582	139	172	181	2955	2660	48	39	20	154	+0,50	3080	260	465	2576
ER3.32.3150.400-1SPPN	4	3476	3180	3191	2932	139	172	181	3305	3010	56	39	20	171	+0,50	3420	260	465	2828
ER3.32.3550.400-1SPPN	5	3889,6	3580	3591	3332	139	172	181	3705	3410	66	39	22	174	+0,50	3828	295	525	3249
ER3.32.4000.400-1SPPN	6	4351,6	4030	4041	3782	139	172	181	4155	3860	72	39	22	195	+0,50	4290	295	525	3752
ER3.40.2800.400-1SPPN	7	3136	4837	2850	2562	210	170	220	2965	2640	48	39	20	154	+0,50	3080	296	525	3267
ER3.40.3150.400-1SPPN	8	3515,6	3187	3200	2912	210	170	220	3315	2990	56	39	22	157	+0,50	3454	338	605	3812
ER3.40.3550.400-1SPPN	9	3911,6	3587	3600	3312	210	170	220	3715	3390	66	39	22	175	+0,50	3850	338	605	4255
ER3.40.4000.400-1SPPN	10	4363,2	4037	4050	3762	210	170	220	4165	3840	72	39	24	179	+0,50	4296	380	685	4805
ER3.40.4500.400-1SPPN	11	4867,2	4537	4550	4262	210	170	220	4665	4340	84	39	24	200	+0,50	4800	380	685	5410

Приложение И

Расчетная площадь груза  $A_{\Gamma}$  в зависимости от его номинальной массы  $Q$

$Q, \tau$	$A_{\Gamma}, \text{м}^2$	$Q, \tau$	$A_{\Gamma}, \text{м}^2$	$Q, \tau$	$A_{\Gamma}, \text{м}^2$
0,05	0,56	1,25	3,2	12,5	12
0,10	0,80	1,60	3,6	16,0	14
0,20	1,0	2,0	4,0	20,0	16
0,25	1,4	2,5	5,0	25,0	18
0,32	1,6	3,2	5,6	32,0	20
0,40	1,8	4,0	6,3	40,0	22
0,50	2,0	5,0	7,1	50,0	25
0,63	2,2	6,3	8,0	63,0	28
0,80	2,5	8,0	9,0	80,0	32
1,00	2,8	10,0	10,0	100,0	36

Приложение К

название	Передаточное число:	Межосевое расстояние:	Допустимый крутящий момент на выходном валу, Н*м	Диаметр выходного вала:
<a href="#">14-63</a>	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110	63	80,84,98, 104,122,130, 149,158	28 мм
<a href="#">14-63A</a>	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;	63	105...204	28
<a href="#">14-160</a>	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110	160	1480...2460	70 мм