



В. Г. Новоселов

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Примеры расчетов механизмов кранов

Екатеринбург
УГЛТУ
2024

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Уральский государственный лесотехнический университет»
(УГЛТУ)

Кафедра механической обработки древесины

В. Г. Новоселов

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Примеры расчетов механизмов кранов

Методические указания
к выполнению практических заданий по дисциплине
«Подъемно-транспортные машины в строительстве»
для обучающихся по направлению подготовки
«Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих
производств» (бакалавриат),
профиль «Промышленное деревянное домостроение».
Все формы обучения

Печатается по рекомендации методической комиссии
Инженерно-технического института УГЛТУ.

Протокол № 2 от 5 октября 2023 г.

Рецензент – доцент, канд. техн. наук *Е. Г. Кучумов*

Предназначены для всех обучающихся, осваивающих образовательные программы всех направлений и специальностей высшего образования, реализуемых в УГЛТУ.

Редактор Р. В. Сайгина
Оператор компьютерной верстки О. А. Казанцева

Подписано в печать 05.08.2024

Плоская печать

Заказ №

Формат 60×84 /16

Печ. л. 2,56

Поз. 20

Тираж 10 экз.

Редакционно-издательский сектор РИО УГЛТУ
Сектор оперативной полиграфии РИО УГЛТУ

ВВЕДЕНИЕ

Учебная дисциплина «Подъемно-транспортные машины в строительстве» 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;

- способность использовать пакеты прикладных программ для расчета технологических параметров процессов и оборудования;

- 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;

- владение методами исследования технологических процессов заготовки древесного сырья его транспортировки и переработки;

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

- готовность обоснованно выбирать оборудование, необходимое для осуществления технологических процессов.

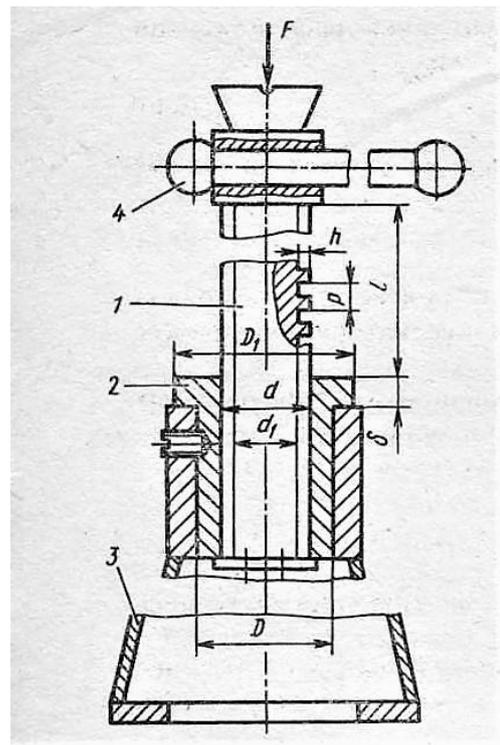
В примерах рассмотрены расчеты как ручных механизмов (домкрат, таль), так и механизмов с электроприводом (подъема груза, передвижения и поворота крана), а также – проверка стрелового крана на устойчивость. Учебно-методическое пособие снабжено необходимым минимумом справочного материала.

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 – незакаленная сталь 40 (предел текучести $\sigma_T = 340$ МПа), гайки – бронза БрОЦС 5-5-5 (предел текучести $\sigma_T = 100$ МПа), допустимое давление в резьбе $[q] = 9$ МПа, коэффициент трения в резьбе $f = 0,1$. Внешний вид и расчетная схема домкрата приведены на рис. 1.1. Варианты исходных данных приведены в табл. 1.1



a



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; ψ_H – коэффициент высоты гайки (для неразъемных гаек $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$); ψ_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:

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

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:

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

Условие прочности:

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

Если не выполняется увеличить d_1 , пересчитать d и d_2 .

3. Проверка винта на устойчивость

3.1. Приведенный момент инерции сечения винта, мм⁴:

$$I = (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6d / d_1) =$$

$$= \left(\pi \cdot \frac{40^4}{64} \right) \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{50}{40} \right) = 1,445 \cdot 10^5 \text{ мм}^4. \quad (1.14)$$

3.2. Радиус инерции сечения винта, мм²:

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

3.3. Гибкость винта:

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

где μ – 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:

$$\delta \geq \frac{F}{\pi[\tau_c]D} = \frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 25 \cdot 66} = 13,2 \text{ мм}, \quad (1.22)$$

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

Округляем δ 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

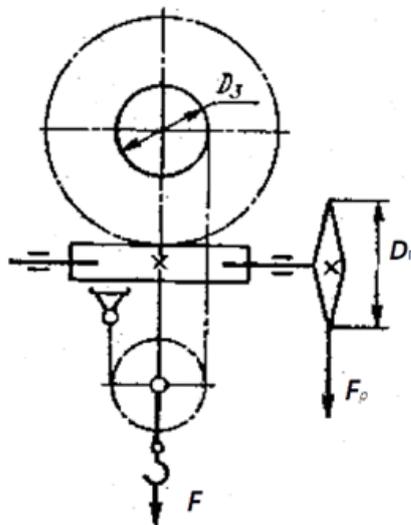
Условие. В соответствии с исходными данными (табл. 2.1) выполнить расчет ручной червячной тали грузоподъемностью $F = 12$ кН. Диаметр делительной окружности приводной звездочки $D_{\text{п}} = 280$ мм, диаметр делительной окружности грузовой звездочки $D_{\text{з}} = 200$ мм. Передача открытая самотормозящая, материалы: колеса СЧ 20 ($[\sigma_{\text{Ф}}] = 33$ МПА), червяка – сталь 40Х нормализованная, витки червяка не шлифованные. Усилие рабочего на приводной цепи принять $F_{\text{р}} = 150$ Н.

Вид тали в разрезе и расчетная схема приведены на рис. 2.1. Червячная таль с пластинчатой грузовой цепью, образующей двукратный полиспаст, 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 литьем заодно с грузовой звездочкой 5. Грузовая звездочка приводит в движение грузовую пластинчатую цепь, от длины которой зависит высота подъема груза.

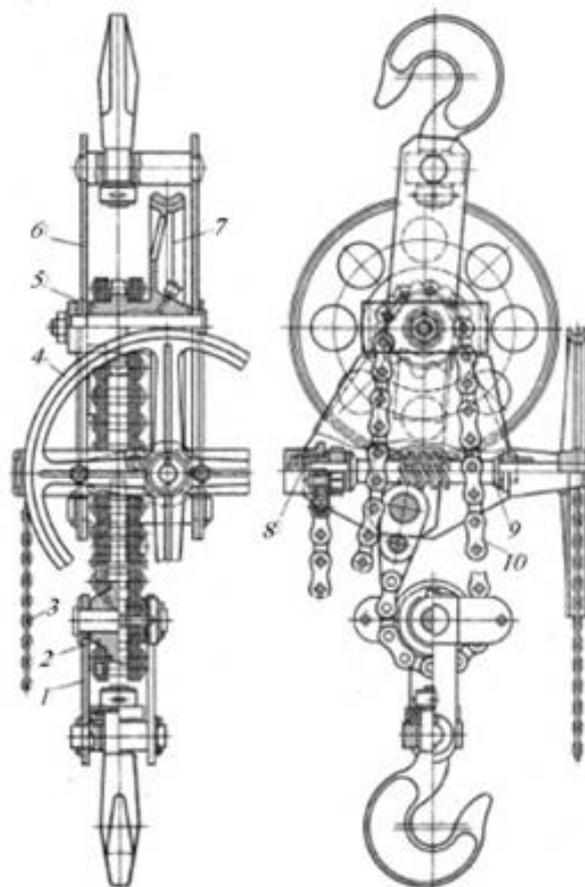
Таблица 2.1

Исходные данные для вариантов

| $F, \text{кН}$ $D_{\text{п}}, \text{мм}$ | 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 |



а)



б)

Рис. 2.1. Вид в разрезе (а) и расчетная схема (б) ручной червячной тали

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:

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

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

1.3. Передаточное число червячной передачи:

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

где η – 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:

$$\beta = \arctan(Z_1 / q) = \arctan(1/10) = 5^{\circ}4' \quad (2.5)$$

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} (табл. 2.2)

Таблица 2.2

Коэффициент формы зуба

| | | | | | | | | | | | |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| 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.

Сделав 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 (табл. 3.1) 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.

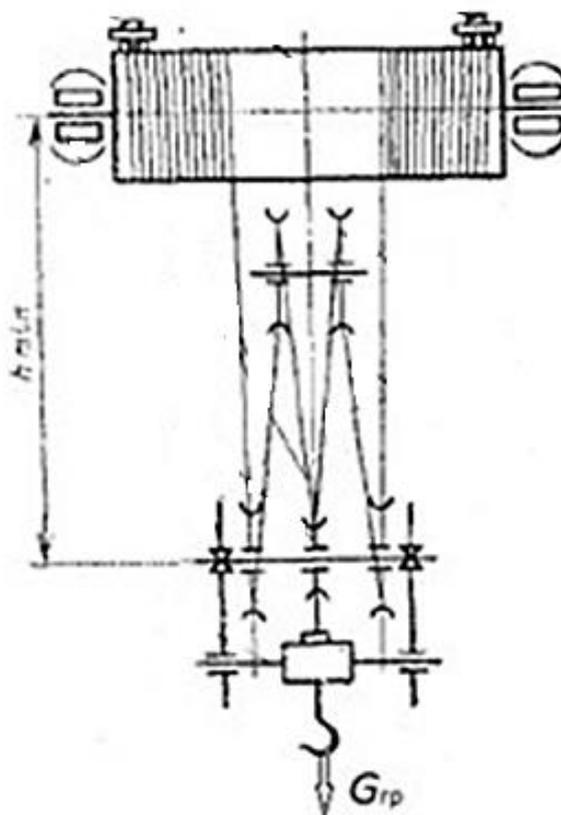
Таблица 3.1

Исходные данные для вариантов

| Q, T $V_{гр}, \text{м/мин}$ | 1 | 1,2 | 2 | 3,2 | 5 | 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 (рис. 3.1)



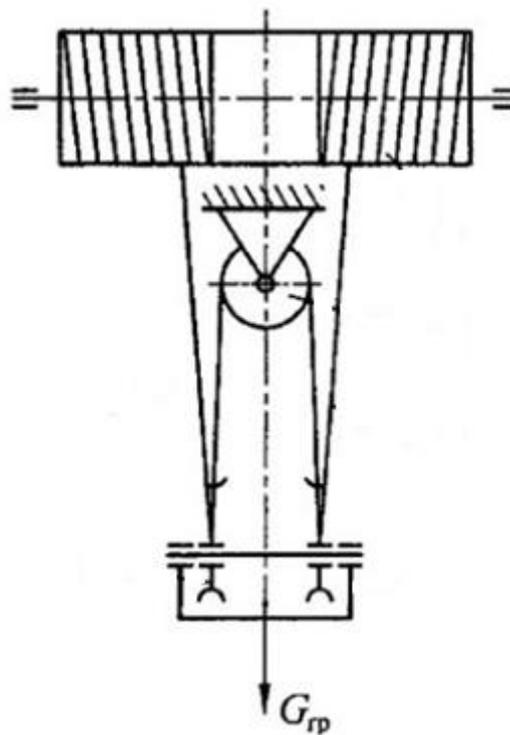
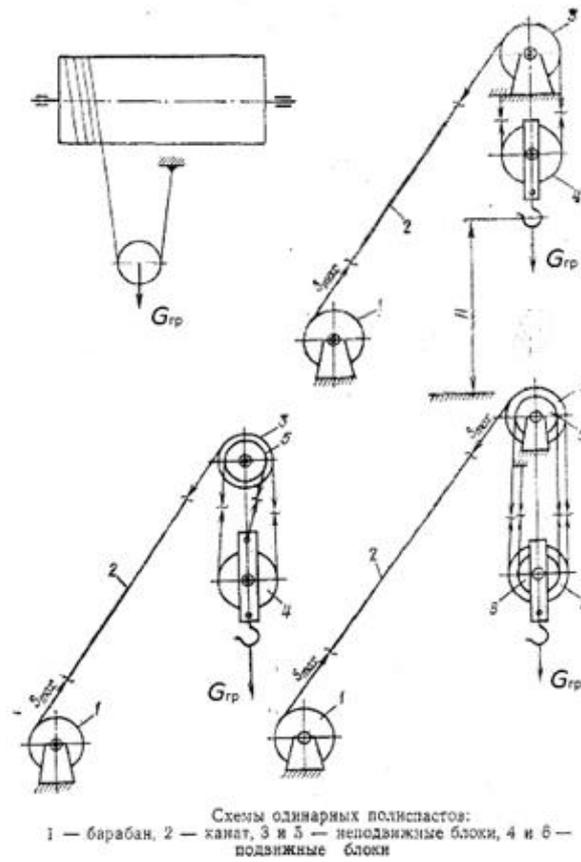


Рис 3.1. Схемы полиспастов

1.1. По грузоподъемности выбираем одинарный полиспаст ($Z = 1$) с кратностью $k = 2$ (рис. 3.2).

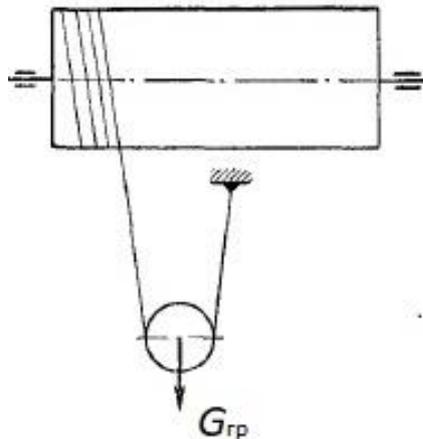


Рис. 3.2. Одинарный полиспаст

1.2. Передаточное число полиспаста:

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

1.3. Коэффициент полезного действия:

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

2. Выбор крюковой подвески

По грузоподъемности $Q = 5$ т и группе классификации выбираем из прил. А Подвеску крюковую-5,0-14А-1-Д630-Д18 массой 120 кг.

3. Натяжение ветви каната, набегающей на барабан:

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

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

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

По прил. Б принимаем канат диаметром 18 мм из проволоки маркировочной группы 1570 Н/мм² с разрывным усилием 166000 Н.

5. Определение размеров барабана

5.1. По правилам Ростехнадзора минимальный диаметр барабана D_6 (мм), измеряемый по впадинам канавок:

$$D_6 = d_k (e - 1) = 18(30 - 1) = 522 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

где d_k – диаметр каната, мм;

e – коэффициент (табл. 3.2), регламентированный нормами Ростехнадзора.

Таблица 3.2

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):

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

5.3. Число витков нарезки барабана:

$$m = z \left(\frac{H \cdot i \cdot 10^3}{\pi \cdot D_n} + m_s + m_k \right) = 1 \left(\frac{12 \cdot 2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} + 1,5 + 2 \right) = 17,64 \quad (3.7)$$

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:

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

Полная длина барабана для сдвоенного полиспаста:

$$L_{\sigma} = L_n + a, \quad (3.10)$$

где a – расстояние между крайними блоками подвески.

5.6. Толщина стенки барабана:

$$\delta \geq \frac{S_{max}}{t \cdot [\sigma]} = \frac{25341}{20 \cdot 130} = 9.75 \text{ мм}, \quad (3.11)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на сжатие (табл. 3.3)

Таблица 3.3

Допускаемое напряжение

| 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:

$$N = \frac{(G_{zp} + G_n) V_{zp}}{60000 \cdot \eta_n \eta^m \eta_{\sigma} \eta_l} = \frac{(5 \cdot 10^3 + 120) 9.8 \cdot 10}{60000 \cdot 0.99 \cdot 0.98^0 \cdot 0.99 \cdot 0.98} = 8.71 \text{ кВт} \quad (3.12)$$

С учетом группы классификации по прил. В выбираем электродвигатель МТКФ 311-8 с параметрами: $N_{дв} = 9$ кВт, $n_{дв} = 670$ мин⁻¹, $M_{max} = 324$ Нм, $J_{дв} = 0.275$ кг·м², $\psi_{min} = 1.2$.

7. Выбор редуктора

7.1. Частота вращения барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{i \cdot V_{zp} \cdot 10^3}{\pi \cdot D_n} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 540} = 11.8 \text{ мин}^{-1} = 0.196 \text{ с}^{-1} \quad (3.13)$$

7.2. Требуемое передаточное число привода:

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

7.3. Вращающий момент на тихоходном валу:

$$M = \frac{z \cdot S_{\text{max}} \cdot D_n}{2 \cdot \eta_{\text{б}}} = \frac{1 \cdot 25,341 \cdot 0,540}{2 \cdot 0,99} = 6,91 \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (3.15)$$

С учетом группы классификации, вращающего момента на тихоходном валу 6,91 кН·м, ближайшего значения передаточного числа по приложению Г выбираем редуктор цилиндрический трехступенчатый 1ЦЗУ-250 с передаточным числом $u_p=56$ и допускаемым моментом на тихоходном валу 8 кН·м.

8. Выбор тормоза

Необходимый тормозной момент для удержания груза:

$$M_T \geq k_m \frac{M}{u_p} \eta_l = 1,75 \frac{6,91}{56} 0,98 = 0,212 \text{ кН}\cdot\text{м} = 212 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.16)$$

где k_T – коэффициент запаса торможения (табл. 3.4); $\eta_l = 0,98$ – к.п.д. грузовой лебедки.

Таблица 3.4

Коэффициент запаса торможения

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

По прил. Д выбираем тормоз с электромагнитом переменного тока ТКТ-300/200: $M_T = 240 \text{ Н}\cdot\text{м}$, диаметр тормозного шкива 300 мм, момент инерции тормозной муфты $J_M = 1,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

9. Фактические кинематические параметры механизма

9.1. Частота вращения барабана:

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

9.2. Скорость подъема груза:

$$V_{zp} = \frac{\pi \cdot D_n \cdot n_o}{i} = \frac{\pi \cdot 0,54 \cdot 13,4}{2} = 11,36 \frac{м}{мин} = 0,189 м/с . \quad (3.18)$$

10. Проверка времени пуска электродвигателя и ускорения груза

10.1. Номинальный момент на валу двигателя:

$$M_n = 9550 \frac{N_{дог}}{n_{дог}} = 9550 \frac{9}{670} = 128 Нм . \quad (3.19)$$

10.2. Статический момент на валу двигателя:

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

10.3. Средний пусковой момент двигателя:

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

10.4. Время пуска двигателя при подъеме груза:

$$t_n = \frac{\delta \cdot (J_{дог} + J_m) \cdot n_{дог}}{9,55(M_n - M_{дог})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{zp}^2}{n_{дог}(M_n - M_{дог}) \eta_n \eta^m \eta_o \eta_l} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(239 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2}{670 \cdot (239 - 141) \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 1,55 с . \quad (3.22)$$

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

10.5. Ускорение при подъеме груза:

$$a_n = \frac{V_{zp}}{t_n} = \frac{0,189}{1,55} = 0,122 м/с^2 \leq 0,6 \dots 0,8 м/с^2 . \quad (3.23)$$

10.6. Время торможения при опускании груза:

$$t_m = \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_m - M_{\text{дв}})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_{\text{сп}}^2 \eta_n \eta^m \eta_{\text{б}} \eta_{\text{л}}}{n_{\text{дв}} (M_m - M_{\text{дв}})} =$$

$$= \frac{1,2 \cdot (1,5 + 0,275) \cdot 670}{9,55(237 - 141)} + \frac{9,55 \cdot 5120 \cdot 0,189^2 \cdot 0,99 \cdot 0,98^0 \cdot 0,99 \cdot 0,98}{670 \cdot (237 - 141)} = 1,58 \text{ с.} \quad (3.24)$$

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

10.7. Замедление при торможении:

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

Задача 4. Расчет механизма передвижения крана

Условие. В соответствии с исходными данными (табл. 4.1) выполнить расчет механизма передвижения мостового крана грузоподъемностью $Q = 5$ т пролетом $L = 10,5$ м со скоростью $V_{\text{пер}} = 75$ м/мин, работающего в закрытом помещении. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 4.1

Исходные данные для вариантов

| $L, \text{ м}$ \ / \ $Q, \text{ т}$ | 1 | 1,2 | 2 | 3,2 | 5 | 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 |
| $V_{\text{пер}}, \text{ м/мин}$ | 75 | 75 | 60 | 60 | 50 | — |

Решение:

1. Ориентировочная масса крана:

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

2. Выбор кинематической схемы механизма и ходовых колес и рельсов

2.1. Для мостовых кранов пролетом до 16 м рекомендуется схема (рис.4.1) с центральным приводом и быстроходным трансмиссионным валом, двумя приводными и двумя опорными ходовыми колесами.

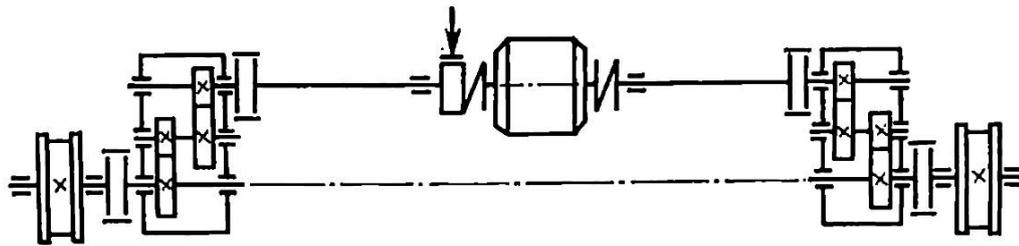


Рис. 4.1. Схема механизма передвижения крана

2.2. Нагрузка на ходовое колесо

Считая нагрузку равномерно распределенной между колесами, получим:

$$F_{\kappa} = (Q + m_{\kappa}) \frac{9,8}{4} = (5 + 14) \frac{9,8}{4} = 46,55 \text{ кН}. \quad (4.2)$$

2.3. По прил. Е выбираем ходовое колесо цилиндрическое двухребордное диаметром $D_{\kappa} = 250$ мм, на шариковых подшипниках. Диаметр цапфы принимается $d_{\text{ц}} = 0,2D_{\kappa} = 0,2 \cdot 250 = 50$ мм. Рельс с плоской головкой Р38.

3. Сопротивления передвижению крана

3.1. Сопротивление от сил трения:

$$\begin{aligned} F_{\text{мп}} &= k_p (Q + m_{\kappa}) g \frac{\mu_{\text{ц}} d_{\text{ц}} + 2f}{D_{\kappa}} = \\ &= 1,5(5 + 14)9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 250 \cdot 10^{-3}}{250} = 1,116 \text{ кН}, \end{aligned} \quad (4.3)$$

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

3.2. Сопротивление преодолению уклона пути:

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

3.3. Сопротивление от ветровой нагрузки

$F_{\text{в}} = 0$, так как кран работает в закрытом помещении.

3.4. Общее сопротивление передвижению:

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

4. Выбор электродвигателя

4.1. Минимальная статическая мощность двигателя:

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

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

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

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

5. Выбор редуктора

5.1. Частота вращения ходовых колес:

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

5

.
2
.

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

Т
р
е
б
у
е

5.3. Номинальный крутящий момент на тихоходном валу редуктора:

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

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

е 5.4. Фактическая скорость передвижения:
передаточное число редуктора:

$$V_{неp.ф} = \frac{V_{неp} u}{u_p} = \frac{7 \cdot 8,74}{10} = 65,55 \frac{\text{м}}{\text{мин}} = 1,093 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (4.10)$$

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

6.1. Номинальный момент на валу электродвигателя

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

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:

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

6.4. Время пуска двигателя:

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

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

6.5. Ускорение крана с грузом при пуске двигателя:

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

6.6. Суммарная нагрузка на приводные колеса без веса груза:

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

6.7. Сопротивление передвижению крана без груза:

$$F_{\text{нер}}^x = mg(k_p \frac{\mu_u d_u + 2f}{D_{\kappa}} + i) + F_6^x =$$

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

6.8. Статический момент на валу двигателя без груза:

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

6.9. Время пуска двигателя без груза:

$$\begin{aligned}
 t_n^x &= \frac{\delta \cdot (J_{\text{дв}} + J_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}}^x)} + \frac{9,55 \cdot m \cdot V_{\text{пер.}\phi}^2}{n_{\text{дв}}(M_{\text{сн}} - M_{\text{дв}}^x)\eta} = \\
 &= \frac{1,2(0,0275 + 0,125)835}{9,55(48,4 - 15,01)} + \frac{9,55 \cdot 14000 \cdot 1,093^2}{835(48,4 - 15,01)0,8} = 7,64 \text{ с.} \quad (4.19)
 \end{aligned}$$

6.10. Ускорение при пуске:

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

6.11. Коэффициент запаса сцепления приводных колес:

$$\begin{aligned}
 k_\phi &= \frac{F_{\text{нп}}\phi}{F_{\text{нп}}^x - mg \left(\frac{a^x}{g} - \frac{z_{\text{нп}}}{z} f \frac{d_u}{D_\kappa} \right)} = \\
 &= \frac{68600 \cdot 0,15}{960,4 - 14000 \left(\frac{0,143}{9,8} - \frac{2}{4} \cdot 0,25 \frac{50}{250} \right)} = 9,3 \geq 1,2. \quad (4.21)
 \end{aligned}$$

7. Выбор тормоза

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

$$\begin{aligned}
 a_{\text{max}}^m &= \left\{ \left[\frac{z_{\text{нп}}}{z} \left(\frac{\phi}{k_\phi} - f \frac{d_u}{D_\kappa} \right) + \frac{2\mu + fd_u}{D_\kappa} \right] - \frac{F_\phi^x}{mg} \right\} g = \\
 &= \left\{ \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,15}{1,2} - 0,25 \frac{50}{250} \right) + \frac{2 \cdot 0,01 + 0,25 \cdot 50}{250} \right] - 0 \right\} 9,8 = \\
 &= 1,348 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} \geq a_{\text{max}} = 0,15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}. \quad (4.22)
 \end{aligned}$$

7.2. Время торможения крана без груза:

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

7.3. Сопротивление передвижению при торможении без груза:

$$F_{неп}^m = mg \frac{\mu d_y + 2f}{D_k} = 14000 \cdot 9,8 \frac{0,01 \cdot 50 + 2 \cdot 0,25}{250} = 548,8 \text{ Н.} \quad (4.24)$$

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

$$M_c^m = \frac{F_{неп}^m D_k \eta}{2u_p} = \frac{548,8 \cdot 0,25 \cdot 0,8}{2 \cdot 10} = 5,488 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4.25)$$

7.5. Момент сил инерции при торможении крана без груза:

$$M_{ин}^m = \frac{\delta J n_{об}}{9,55 t_m} + \frac{9,55 m V_{неп.ф}^2 \eta}{n_{об} t_m} =$$

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

7.6. Расчетный тормозной момент:

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

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

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

7.8. Минимальная длина пути торможения:

$$S_{min} = \frac{V_{неп.ф}^2}{k} = \frac{1,093^2}{1,5} = 0,796 \text{ м}. \quad (4.28)$$

7.9. Расчетная длина пути торможения:

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

Задача 5. Расчет механизма поворота крана

В соответствии с исходными данными (табл. 5.1) выполнить расчет механизма поворота башенного крана (рис. 5.1) с грузоподъемностью $Q = 4$ т, высотой подъема $H = 20$ м, частотой вращения поворотной части $n_{пов} = 1,0$ мин⁻¹, вылетом стрелы $R = 12,5$ м. Группа классификации (режима) механизма М4.

Таблица 5.1

Исходные данные для вариантов

| $n_{пов},$ МИН ⁻¹ \ $Q, т$ | 1 | 1,2 | 2 | 3,2 | 4 | $H, м$ |
|--|----|------|----|-----|-----|--------|
| 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 |
| $R, м$ | 14 | 12,5 | 10 | 8 | 6,3 | — |

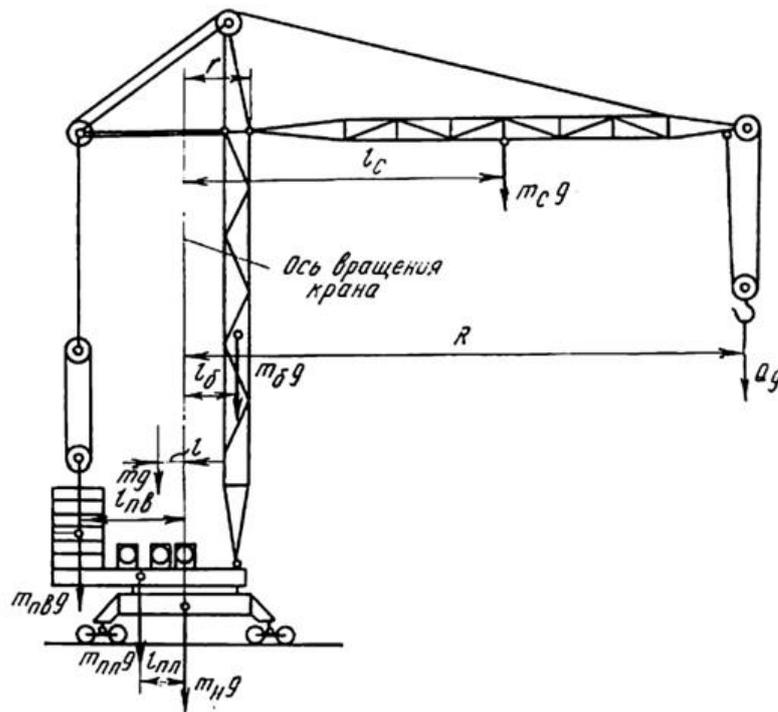


Рис. 5.1. Расчетная схема крана

1. Ориентировочная масса крана и его частей

1.1. Кран:

$$m \approx (0,31 \dots 0,335) Q \cdot R \cdot \sqrt[3]{H / Q} =$$

$$= (0,31 \dots 0,335) 4 \cdot 12,5 \cdot \sqrt[3]{20/4} = 26,5 \dots 28,6 \approx 28 \text{ т.} \quad (5.1)$$

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

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

1.3. Противовес:

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

1.4. Башня:

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

1.5. Стрела:

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

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:

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

Выбираем по прил. 3 роликосое 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:

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

Принимаем: $l_{пл}=2D_e$; $l_{пв}=5D_e$; $l_6=0,5D_e$; $l_c=0,5R$.

2.3. Максимальный статический опрокидывающий момент:

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

3. Статические сопротивления повороту крана

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

$$\begin{aligned} M_{тр} &= \frac{0,025M_o + 0,005F_e d_e}{\cos \gamma} = \\ &= \frac{0,025 \cdot 248,2 + 0,005 \cdot 303,8 \cdot 2,27}{\sqrt{1 - 0,005^2}} = 9,65 \text{ кН} \cdot \text{м} . \end{aligned} \quad (5.10)$$

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

$$\begin{aligned} M_y &= |i(Q \cdot R - m_{нов} l_{нов}) g| = \\ &= |0,005(4 \cdot 12,5 - 27 \cdot 2,79) 9,8| = 1,241 \text{ кН} \cdot \text{м} . \end{aligned} \quad (5.11)$$

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 прил. 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:

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

где q — динамическое давление ветра, для рабочего состояния строительных, монтажных, стреловых кранов общего назначения независимо от рай-

онов установки принимают $q = 125$ 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 ($c = 1,8 \dots 3,5$), 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):

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

б) груза:

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

3.3.4. Момент статического сопротивления от ветровой нагрузки

$$M_{в} = F_{вк} r_{к} + F_{вг} r_{г} = 1,2822 \cdot 6,25 + 0,8272 \cdot 12,5 = 18,35 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

где $r_{к} = l_{с} = 0,5R = 0,5 \cdot 12,5 = 6,25$ м;

$r_{г} = R = 12,5$ м.

3.4. Статический момент сопротивления повороту крана:

$$M_{с} = M_{тп} + M_{у} + M_{в} = 9,65 + 1,241 + 18,35 = 29,24 \text{ кНм}. \quad (5.17)$$

4. Выбор электродвигателя

4.1. Статическая мощность двигателя:

$$N_{ст} = \frac{M_{с} n_{нов}}{9,55 \eta} = \frac{29,24 \cdot 1}{9,55 \cdot 0,75} = 4,08 \text{ кВт}. \quad (5.18)$$

По прил. В выбираем электродвигатель МТКФ 111-6 с параметрами:

$N_{дв} = 4,1$ кВт; $n_{дв} = 850$ мин⁻¹; $M_{max} = 105$ Н·м; $M_{пуск} = 104$ Н·м;

$J_{дв} = 0,045$ кг·м²

5. Выбор редуктора

5.1. Необходимое общее передаточное число привода механизма поворота:

$$u = 1 + \frac{n_{об}}{n_{нов}} = 1 + \frac{850}{1} = 851. \quad (5.19)$$

5.2. Передаточное число открытой зубчатой передачи:

$$u_{zn} = \frac{u}{u_p} = \frac{851}{63} = 13,5. \quad (5.20)$$

5.3. Момент на тихоходном валу редуктора:

$$M = \frac{M_c}{u_{zn} \eta_{zn}} = \frac{29,24}{13,5 \cdot 0,95} = 2,28 \text{ кН} \cdot \text{м} = 2280 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.21)$$

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:

$$\begin{aligned} J_{нов} &= J_{nl} + J_{нв} + J_{\sigma} + J_c + J_z \approx \\ &= m_{nl} l_{nl}^2 + m_{нв} l_{нв}^2 + m_{\sigma} l_{\sigma}^2 + m_c \left(\frac{R}{2} \right)^2 + Q \cdot R^2 = \\ &= 3 \cdot (2 \cdot 2,5524)^2 + 10 \cdot (5 \cdot 2,5524)^2 + 4 \cdot (0,5 \cdot 2,5524)^2 + \\ &+ 10 \cdot \left(\frac{12,5}{2} \right)^2 + 4 \cdot 12,5^2 = 2729 \text{ мм}^2 = 2,729 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned} \quad (5.22)$$

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

$$M_{\deltaв} = \frac{M_c}{u \cdot \eta} = \frac{29,24}{851 \cdot 0,75} = 0,0458 \text{ кНм} = 45,8 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.23)$$

6.3. Средний пусковой момент двигателя:

$$M_{сн} = \frac{M_{max} + M_{пуск}}{2} = \frac{105 + 104}{2} = 104,5 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (5.24)$$

6.4. Время пуска двигателя:

$$\begin{aligned} t_n &= \frac{\delta J n_{\deltaв}}{9,55(M_{сн} - M_{\deltaв})} + \frac{J_{нов} n_{\deltaв}}{9,55 u^2 (M_{сн} - M_{\deltaв})} = \\ &= \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55(104,5 - 45,8)} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 851^2 \cdot (104,5 - 45,8)} = 6,37 \text{ с}. \end{aligned} \quad (5.25)$$

6.5. Момент сопротивления пуску двигателя:

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{дв}} + \frac{\delta J n_{\text{дв}}}{9,55 t_n} + \frac{J_{\text{нов}} n_{\text{дв}}}{9,55 t_n u^2 \eta} =$$

$$= 44,1 + \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,37} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850}{9,55 \cdot 6,37 \cdot 851^2 \cdot 0,75} = 123,71 \text{ Нм}. \quad (5.26)$$

6.6. Необходимая мощность двигателя при пуске:

$$N_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{пуск}} n_{\text{дв}}}{9,55} = \frac{123,71 \cdot 850}{9,55} = 11011,2 \text{ Вт}. \quad (5.27)$$

$$11,01 \text{ кВт} < 3 \cdot N_{\text{дв}} = 3 \cdot 4,1 = 12,5 \text{ кВт}. \quad (5.28)$$

7. Выбор тормоза

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

$$M_c^m = \frac{(M_{mp} - M_y - M_g) \eta}{u} =$$

$$= \frac{(6,54 - 0,619 - 21,05) 0,75}{851} = -0,0133 \text{ кНм} = -13,3 \text{ Нм} \quad (5.29)$$

7.2. Допускаемое время торможения:

$$t_m = \frac{[\beta]}{3n_{\text{нов}}} = \frac{20}{3 \cdot 1} = 6,67 \text{ с}. \quad (5.30)$$

Допускаемый угол поворота крана при пуске (торможении) и рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота приведены в табл. 5.2 и 5.3 соответственно.

Таблица 5.2

Допускаемый угол поворота крана при пуске (торможении), град

| Группа классификации | M1...M3 | M4 | M5, M6 |
|-------------------------|---------|----|--------|
| Угол поворота [β], град | 15 | 20 | 30 |

Таблица 5.3

Рекомендуемое время пуска и торможения механизма поворота

| | | | | |
|--------------------------------------|------------|-----|-----|----|
| Максимальный вылет стрелы R , м | | 5 | 10 | 15 |
| Время, не менее, с | Пуска | 1,5 | 2,5 | 4 |
| | Торможения | 4 | 8 | 10 |

7.3. Момент сил инерции при торможении:

$$M_{ин}^m = \frac{\delta J n_{де}}{9,55 t_m} + \frac{J_{нов} n_{де} \eta}{9,55 t_m u^2} = \frac{1,2(0,045 + 0,12)850}{9,55 \cdot 6,67} + \frac{2,9873 \cdot 10^6 \cdot 850 \cdot 0,75}{9,55 \cdot 6,67 \cdot 851^2} = 43,92 \text{ Нм} \quad (5.31)$$

7.4. Расчетный тормозной момент:

$$M_p^m = M_{ин}^m - M_c^m = 43,92 - (-13,3) = 57,22 \text{ Нм}. \quad (5.32)$$

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

$$M_{max}^m = 160 \text{ Нм}; \quad D_T = 200 \text{ мм}. \quad (5.33)$$

Задача 6. Проверка устойчивости стрелового крана

Условие: В соответствии с исходными данными задачи 5 и табл. 6.1 выполнить расчет устойчивости башенного крана грузоподъемностью $Q = 4$ т, высотой подъема $H = 20$ м, частотой вращения поворотной части $n_{пов} = 1,0$ мин⁻¹, вылетом стрелы $R = 12,5$ м, колёй и базой крана 5 м.

Таблица 6.1

Исходные данные для вариантов

| Коля 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:

$$\begin{aligned} F_{цз} &= Q \cdot R (1 + \sin \gamma) \frac{n_{нов}^2}{91,2} = \\ &= 4 \cdot 12,5 \cdot (1 + 0,005) \frac{1^2}{91,2} = 0,551 \text{ кН.} \end{aligned} \quad (6.4)$$

1.5. Сила инерции груза при торможении:

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

1.6. Ветровая нагрузка на кран (башню)

1.6.1. Площадь наветренной поверхности башни крана:

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

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, т. е. 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:

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

$$M_o = G_2 (R - 0,5L) = 39,2(12,5 - 0,5 \cdot 5) = 392 \text{ кНм}. \quad (6.9)$$

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

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 $i = 0,005$.

$$\begin{aligned} \sin \gamma \approx i = 0,005; \cos \gamma &= \sqrt{1 - (\sin \gamma)^2} = \sqrt{1 - 0,005^2} = 0,99999 \approx 1 \\ M_g &= G_k ((0,5L - l_{нос}) \cos \gamma - h \sin \gamma) = \\ &= 274,4((0,5 \cdot 5 - 2,32) \cdot 1 - 1,5 \cdot 0,005) = 47,3 \text{ кНм}. \end{aligned} \quad (6.11)$$

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

$$k_{сц} = \frac{47,3}{16,4} = 2,88 \geq 1,15 \quad (6.13)$$

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

1.9. Коэффициент грузовой устойчивости:

$$M_g = G_k ((0,5L + l_{нос}) \cos \gamma - h \sin \gamma) + F_{цк} (h \cos \gamma + (0,5 \cdot L + l_{нос}) \sin \gamma) =$$

$$= 274,4((0,5 \cdot 5 + 2,32)1 - 1,5 \cdot 0,005) + 0,687(1,5 \cdot 1 + (0,5 \cdot 5 + 2,32)0,005) = 1320,6 \text{ кНм}. \quad (6.14)$$

$$M_o = (G_z + F_{uz})(R - 0,5L) \cos \gamma + H \sin \gamma + F_{uz} H + F_{гк} (0,5H \cos \gamma - (0,5L - l_o) \sin \gamma) = (39,2 + 3,2)((12,5 - 0,5 \cdot 5) \cdot 1 + 20 \cdot 0,005) + 0,551 \cdot 20 + 1,64(0,5 \cdot 20 \cdot 1 - (0,5 \cdot 5 - 0,5 \cdot 2,5524)0,005) = 786,7 \text{ кНм}. \quad (6.15)$$

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

E

M

B

E

D

E

q

u

a

t

i

o

n

.

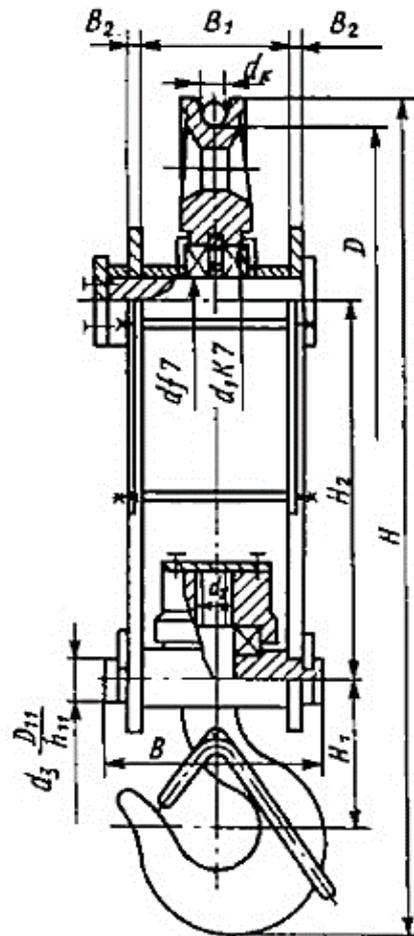
D

S

M

Рекомендуемая литература

1. Абрамович, И. И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: справочник / И. И. Абрамович, В. Н. Березин, А. Г. Яуре. – Москва : Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. Виноградов, В. Ф. Краны для лесных грузов: Атлас конструкций / под общ. ред. В. Ф. Виноградова, Л. А. Шабалина. – Екатеринбург : Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2001. – 122 с.
3. Казак, С. А. Курсовое проектирование грузоподъемных машин : учебное пособие / С. А. Казак [и др.] – Москва : Высшая школа, 1989. – 320 с.
4. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск : Высшая школа, 1983. – 350 с.
5. Механизмы подъема ручных и электрических талей : методические указания / сост. Н. Ф. Майникова. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 40 с.
6. Романов М. Я. Сборник задач по деталям машин : учебное пособие для учащихся техникумов / М. Я. Романов, В. А. Константинов, Н. А. Покровский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 240 с.
7. Справочник по кранам : в 2 томах. Том 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. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 536 с.
8. Справочник по кранам: в 2 томах. Том 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. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 559 с.



| Условное обозначение | Г/п, т | Группа классификации | 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 |

Приложение Б

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 ² (кгс/мм ²) | | | | | |
|--------------------|--|--------|-----------|--------|-----------|--------|
| | 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 |

Приложение В

Основные технические данные крановых электродвигателей

| Тип двигателя | Мощность на валу, кВт | | | | $n_{об}, \text{мин}^{-1}$ | $M_{max}, \text{Н}\cdot\text{м}$ | $J_{об}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$ |
|---------------|-----------------------|-----|-----|-----|---------------------------|----------------------------------|------------------------------------|
| | М1...М3 | М4 | М5 | М6 | | | |
| МТКФ 011-6 | 2,0 | — | — | — | 780 | 41 | 0,02 |
| | — | 1,7 | — | — | 835 | | |
| | — | — | 1,4 | — | 875 | | |
| | — | — | — | 1,2 | 900 | | |
| МТКФ 012-6 | 3,1 | — | — | — | 785 | 66 | 0,027 |
| | — | 2,7 | — | — | 835 | | |
| | — | — | 2,2 | — | 880 | | |
| | — | — | — | 1,7 | 915 | | |
| МТКФ 111-6 | 4,5 | — | — | — | 825 | 103 | 0,045 |
| | — | 4,1 | — | — | 850 | | |
| | — | — | 3,5 | — | 885 | | |
| | — | — | — | 2,8 | 915 | | |
| МТКФ 112-6 | 6,5 | — | — | — | 845 | 172 | 0,065 |
| | — | 5,8 | — | — | 870 | | |
| | — | — | 5,0 | — | 895 | | |
| | — | — | — | 4,0 | 920 | | |

Окончание прил. В

| | | | | | | | |
|------------|------|------|------|------|-----|-----|-------|
| МТКФ 211-6 | 10,5 | – | – | – | 800 | 216 | 0,11 |
| | – | 9,0 | – | – | 840 | | |
| | – | – | 7,5 | – | 880 | | |
| | – | – | – | 6,0 | 910 | | |
| МТКФ 311-6 | 14,0 | – | – | – | 880 | 382 | 0,212 |
| | – | 13,0 | – | – | 895 | | |
| | – | – | 11,0 | – | 910 | | |
| | – | – | – | 9,0 | 930 | | |
| МТКФ 312-6 | 19,5 | – | – | – | 900 | 589 | 0,3 |
| | – | 17,5 | – | – | 915 | | |
| | – | – | 15,0 | – | 930 | | |
| | – | – | – | 12,0 | 945 | | |
| МТКФ 411-6 | 30,0 | – | – | – | 905 | 765 | 0,475 |
| | – | 27,0 | – | – | 915 | | |
| | – | – | 22,0 | – | 935 | | |
| | – | – | – | 18,0 | 950 | | |
| МТКФ 311-8 | 10,5 | – | – | – | 660 | 324 | 0,275 |
| | – | 9,0 | – | – | 670 | | |
| | – | – | 7,5 | – | 690 | | |
| | – | – | – | 6,0 | 705 | | |
| МТКФ 312-8 | 15,0 | – | – | – | 675 | 500 | 0,387 |
| | – | 13,0 | – | – | 690 | | |
| | – | – | 11,0 | – | 700 | | |
| | – | – | – | 8,2 | 710 | | |
| МТКФ 411-8 | 22,0 | – | – | – | 660 | 657 | 0,537 |
| | – | 18,0 | – | – | 680 | | |
| | – | – | 15,0 | – | 695 | | |
| | – | – | – | 13,0 | 705 | | |

Приложение Г

Технические характеристики редукторов 1ЦЗУ

| Параметр | | 1ЦЗУ-160 | 1ЦЗУ-200 | 1ЦЗУ-250 |
|--|---------|--|----------|----------|
| Передаточные числа | | 31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200 | | |
| Крутящий момент на тихоходном валу, кН*м | М6...М8 | 1,25 | 2,50 | 5,00 |
| | М5 | 1,60 | 3,15 | 6,30 |
| | М4 | 2,00 | 4,00 | 8,00 |
| | М1...М3 | 2,50 | 5,00 | 10,00 |

Технические характеристики редукторов 1ЦЗУ-Н

| Параметр | | 1ЦЗУ-315Н | 1ЦЗУ-400Н | 1ЦЗУ-500 |
|--|---------|--|-----------|----------|
| Передаточные числа | | 31,5; 40; 45; 50; 56; 63; 80; 100; 125; 160; 200 | | |
| Крутящий момент на тихоходном валу, кН*м | М6...М8 | 10 | 20 | 56 |
| | М5 | 13 | 26 | 74 |
| | М4 | 16 | 32 | 90 |
| | М1...М3 | 20 | 40 | 112 |

Приложение Д

Технические характеристики электромагнитных колодочных тормозов переменного тока ТКТ

| Тип тормоза | Максимальный тормозной момент, Н·м | | | Диаметр тормозного шкива, мм | Момент инерции J_m , кг·м ² |
|-------------|------------------------------------|-----|--------|------------------------------|--|
| | М1...М3 | М4 | М5, М6 | | |
| ТКТ-100 | 20 | 20 | 10 | 100 | 0,24 |
| ТКТ-200/100 | 40 | 40 | 22 | 200 | 0,32 |
| ТКТ-200 | 160 | 160 | 80 | 200 | 0,32 |
| ТКТ-300/200 | 240 | 240 | 120 | 300 | 1,5 |
| ТКТ-300 | 500 | 420 | 170 | 300 | 1,5 |

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 |

Приложение Ж

Технические характеристики вертикальных крановых редукторов

| Типоразмер редуктора | Передаточное отношение | Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, кН*м |
|----------------------|------------------------------------|--|
| В-100 (В-100Ф) | 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40 | 172...563 |
| В-125 (В-125Ф) | 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50 | 344...1250 |
| В-160 (В-160Ф) | 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50 | 668...2500 |

Опорно-поворотное устройство



| Обозначение | Но- мер | $F_{z \max}$, кН | m , мм | z | D_e , мм | d_e , мм |
|-----------------------|------------|-------------------|----------|-----|------------|------------|
| ER3.32.2240.400-1SPPN | 1 | 401 | 18 | 139 | 2552,4 | 2270 |
| ER3.32.2800.400-1SPPN | 3 | 465 | 20 | 154 | 3136 | 2830 |
| ER3.32.3550.400-1SPPN | 5 | 525 | 22 | 174 | 3889,6 | 3580 |

Приложение И

Расчетная площадь груза A_r в зависимости от его номинальной массы Q

| | | | | | |
|------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Q , т | 1 | 1,2 | 2 | 3,2 | 5 |
| A_r , м ² | 2,8 | 3,2 | 4,0 | 5,6 | 7,1 |

Приложение К

Технические характеристики червячных редукторов

| Обозначение | Передаточные отношения | Межосе- вое рас- стояние | Момент на тихоходном валу, Н·м | Диаметр ти- хоходного вала, мм |
|-------------|--|--------------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| 1Ч-63 | 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110 | 63 | 80...158 | 28 |
| 1Ч-160 | 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 110 | 160 | 1480...2460 | 70 |

Для заметок

Для заметок

Для заметок