

Міністерство освіти і науки України  
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна  
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»  
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА


магістра на тему

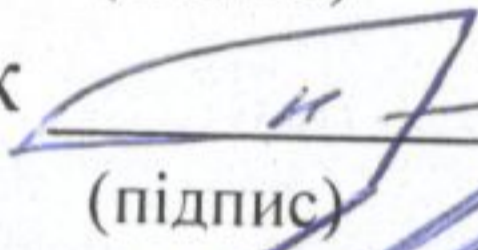
### Вдосконалення козлового крану вантажопідйомністю

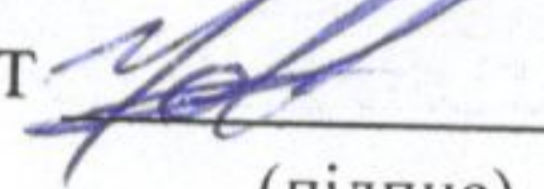
### 12,5 т. за рахунок модернізації ходового візка

(тема кваліфікаційної роботи)

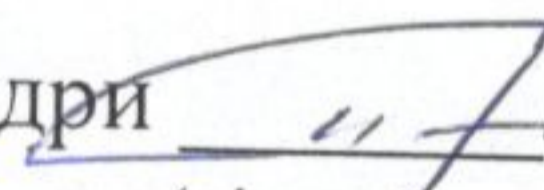
Виконав: студент 2 курсу, групи ДГМ-24мг  
спеціальності: 133 Галузеве машинобудування  
(код і найменування спеціальності)

 /Ігор ПРОЦЕНКО  
(підпис) (ім'я та прізвище)


Керівник  /Олег ПОДОЛЯК  
(підпис) (ім'я та прізвище)

Рецензент  /Артем ЧЕРНЮК  
(підпис) (ім'я та прізвище)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри  /Олег ПОДОЛЯК  
(підпис) (ім'я та прізвище)

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ /Олег ПОДОЛЯК  
(підпис) (ім'я та прізвище)

Секретар ЕК  /Валентина СКОРКІНА  
(підпис) (ім'я та прізвище)

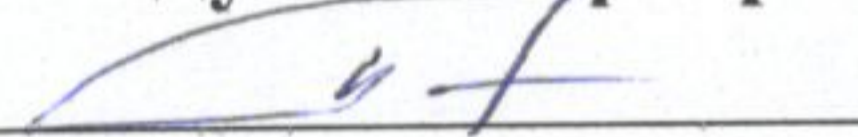
Харків – 2025 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н.  
КАРАЗІНА

Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»  
Кафедра машинобудування, транспорту і зварювання  
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування  
Освітньо-професійна програма Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,  
меліоративні машини і обладнання

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

  
(підпис)

к.т.н., доц. Олег ПОДОЛЯК

«6» 10 2025р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу (дипломну роботу/дипломний проєкт)  
другого (магістерського) рівня вищої освіти

студенту (ці) Ігореві Проценку

(ім'я, прізвище)

1. Тема Вдосконалення козлового крану вантажопідйомністю 12,5 т. за  
рахунок модернізації ходового візка

затверджена наказом по академії № \_\_\_\_\_ від «6» 10 2025р.

2. Термін здачі закінченої роботи « 10 » грудня 2025р.

Виконати вдосконалення козлового крану вантажопідйомністю 12,5 т. за  
рахунок модернізації ходового візка

4. Зміст роботи/проєкту (перелік питань, що їх належить розробити):  
Вступ; Розрахунок механізму головного підйому крана; Розрахунок  
механізму пересування крана; Модернізація механізму пересування візка;  
Розробка методики експлуатації крана; Висновки; Список використаних  
джерел.


5. Перелік графічного матеріалу (презентаційний матеріал):  
Презентація основних результатів виконаних досліджень. Роздатковий  
матеріал

6. Консультант:

Розділ	Консультант	Підпис, дата		Оцінка (бали)
		Завдання видав	Завдання прийняв	

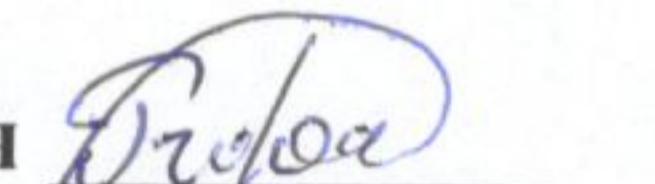
7. Дата видачі завдання «02» вересня 2025р.

Керівник роботи

  
(підпис)

Олег ПОДОЛЯК  
(ім'я, прізвище)

Завдання прийняв до виконання

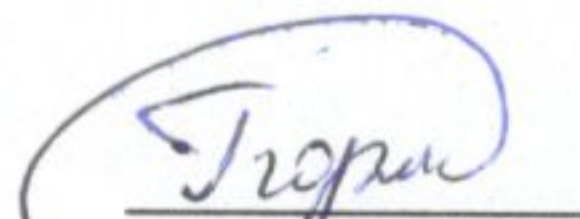
  
(підпис)

Ігор ПРОЦЕНКО  
(ім'я, прізвище)

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН-ГРАФІК**  
**виконання кваліфікаційної роботи**  
**(дипломної роботи/дипломного проєкту)**

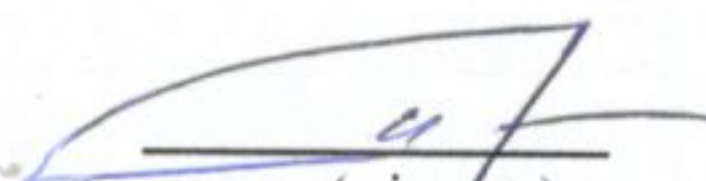
№ з/п	Назва етапів роботи та питань, які мають бути розроблені відповідно до завдання	Термін виконання	Позначки керівника про виконання завдань
1	Розрахунок механізму головного підйому крана	10.09.2025	
2	Розрахунок механізму пересування крана	01.10.2025	
3	Модернізація механізму пересування візка	15.10.2025	
4	Розробка методики експлуатації крана	01.11.2025	
5	Оформлення і захист дипломного проєкту	10.12.2025	

Студент (ка)

  
(підпис)

Ігор ПРОЦЕНКО  
(ім'я, прізвище)

Нормоконтроль

  
(підпис)

Олег ПОДОЛЯК  
(ім'я, прізвище)

## РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка включає 66 сторінок основного тексту, 8 ілюстрацій, 6 таблиць, 21 літературних джерел.

Об'єкт дослідження - кран козловий вантажопідйомністю 12,5 т

Новизна роботи полягає в удосконаленні методики проектування козлового крана призначеного для роботи з лісоматеріалом.

В магістерській кваліфікаційній роботі проведений комплекс досліджень, який дозволив сформувавши методику проектування козлового крана.

Методика включає вибір масових і геометричних параметрів, визначення зовнішніх навантажень на кран розрахунок основних механізмів: підйому вантажу, пересування вантажного візка, пересування крана.

Виконано перевірку стійкості крана в робочому й неробочому стані.

Представлено розділ модернізації ходового візка, в якому виконано вдосконалення методики розрахунку його складових елементів.

Запропонована методика експлуатації козлового крана, яка включає:

- облаштування підкранових колій;
- монтаж і приймання;
- перевірка технічної документації;

**Ключові слова: КОЗЛОВІЙ КРАН, ВІЗОК, ПОЛІСПАСТ, ФЕРМА, ГНУЧКА Й ЖОРСТКА ОПОРИ, МОНТАЖ.**

## ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КРАНА	6
2 РОЗРАХУНКИ ПРОЕКТОВАНОГО КРАНА	8
2.1 Розрахунок механізму підйому	8
2.2 Розрахунок механізму пересування вантажного візка	27
2.3 Розрахунок механізму пересування крана	40
3 МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОДОВОГО ВІЗКА	53
3.1 Вибір гальма	54
3.2 Вибір редукторів	55
3.3 Розрахунок ходового колеса	56
3.4 Вибір зубчастої муфти	57
4 ЕКСПЛУАТАЦІЯ КОЗЛОВИХ КРАНІВ	58
4.1 Підкранові колії	58
4.2 Монтаж і приймання	61
4.3 Перевірка технічної документації	62
4.4 Зовнішній огляд і перевірка комплектності крана	62
ВИСНОВКИ	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	67

## ВСТУП

Козловий кран є розповсюдженим типом кранів. Козловим краном називається вантажопідіймна машина, що пересувається по рейках на землі (підлозі) і забезпечує переміщення вантажу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Козлові крани є одним з найпоширеніших засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по шляхах, розташованих на землі, вони частково займають корисну площу цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якої їхньої точки.

Він застосовується у всіх галузях промисловості й призначається для переміщення сипучих вантажів у виробничих вузлах, складах і т.п.

Вантажопідіймні і транспортуючі машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, тому що з їхньою допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів і допоміжних робіт. У потокових і автоматизованих лініях роль підіймно-транспортних машин кількісно зросла, і вони стали частиною технологічного встаткування, а вплив їх на техніко-економічні показники підприємства стало досить істотним.

## 1. ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ.

Козлові крани відносяться до категорії піднімальних пристроїв мостового типу. Несучі елементи їхньої конструкції опираються на підкранову колію за допомогою двох опорних стійок. Середній термін служби козлових кранів приблизно 20 років без урахування режиму роботи і умов експлуатації. Наробіток на відмову - приблизно 3000 циклів.

По призначенню їх можна розділити на три групи. Перша група- крани загального призначення з порівняно невеликою висотою підйому (у середньому до 12 м.). Застосовують їх для обслуговування відкритих складських і перевантажувальних площадок. Друга група будівельно-монтажні козлові крани для монтажу збірних будівельних споруджень і устаткування промислових підприємств. У третю групу входять конструкції спеціального призначення для обслуговування гідротехнічних споруджень, перевантаження крупнотонажних контейнерів і довгомірних вантажів.

У козлових кранах використовуються самі різні вантажозахватні органи: однорогі й дворогі гаки, грейфери (ковшові захвати для навалочних вантажів), вантажопідйомні електромагніти серій М і ПМ, спеціальні вантажозахватні пристрої - кліщові захвати, траверси, вантажні рами, спредери.

Грейферні й магнітні крани поширені менше, ніж крани загального призначення, тому що завдання по перевантаженню навалочних вантажів і вантажів, переміщуваних електричними магнітами, вирішуються в основному за рахунок застосування знімних приводних грейферів і магнітів з незалежним живленням і керуванням. Однак необхідно пам'ятати, що крани цих типів повинні бути оснащені спеціальними вантажними візками грейферними або магнітними, а захватні органи (грейфер або магніт) виробник повинен поставляти як частина крана.

Магнітний кран обов'язково оснащують кабелеукладачем і кабельним барабаном, ємність якого відповідає висоті підйому магніту.

Керовані з підлоги козлові крани вантажопідйомністю до 10т зі швидкістю пересування до 1 м/с не підлягають реєстрації в органах Госгортехнадзора, крани більшої вантажопідйомності допускаються до експлуатації тільки після реєстрації. Разом з документами на реєстрацію повинна надаватися довідка про відповідність наземного шляху навантаженням установлюваного крана.

## 2. РОЗРАХУНКИ ПРОЕКТОВАНОГО КРАНА

### 2.1. Розрахунок механізму підйому

#### 2.1.1. Вихідні дані

Вихідні дані наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

Найменування показника	Розмірність	Величина
Вантажопідйомність на захваті: у прольоті на консолі	т	12,5 6,25
Маса гідравлічного захвата для лісосклада масою бруто 12,5 т	кг	2190
Номінальна швидкість підйому вантажів при роботі двома лебідками	м/з	0,253
Число поліспастів:		3
Кратність поліспастів:		3
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,89
Режим роботи механізму при перевантаженні лісоматеріалів масою 12,5 т		4М
Режим роботи електроустаткування при перевантаженні всіх типорозмірів лісоматеріалів		4М
Число двигунів:		1

Технічна характеристика механізму наведена в табл. 2.2.

Таблиця 2.2. – Технічна характеристика механізму

Елемент механізму й найменування його показників		Розмірність	Величина
Електро-двигун	Тип М6		МТН 511-8
	Потужність при ПВ 40%	Квт про/хв	28 705
	Частота обертання		
Редуктор	Тип		Ц2-500-50,94
	Гальмовий момент		50,94
Гальмо	Тип		ТКГ-300
	Гальмовий момент	Нм	785
Барабан	Діаметр по дну канавки	м	0,5
	Крок нарізки	м	0,023
Канат	Тип		20-Г-1-Н-1862
	Розривне зусилля	кН	229
Блок	Діаметр по дну канавки		
		м	0,6

### 2.1.2. Кінематична схема і схема запасування вантажного каната.

Зазначені схеми наведені на мал. 2.1. і 2.2.

### 2.1.3. Вибір каната

2.1.4.1. Навантаження на поліспаст визначаються з урахуванням зсуву центра ваги вантажу в захваті.

Навантаження на поліспасті А, В, С и D від захвата і лісоматеріалів при перевантаженні лісоматеріалів масою бруто 8 т.

$$P_3 = \frac{91150}{4} = 22789 \text{ Н}$$

Навантаження на поліспасті А, В, С и D від зсуву центра ваги вантажу в захвату визначається по формулах [1]:

$$\begin{aligned}
 P_{A,C} &= \frac{Q}{4} \cdot \left( I \mp \frac{2 \cdot l \cdot \cos \varphi}{a} \pm \frac{2 \cdot l \cdot \sin \varphi}{b} \right) = \\
 &= \frac{Q}{4} \mp \frac{Q \cdot l \cdot \cos \varphi}{2 \cdot a} \pm \frac{Q \cdot l \cdot \sin \varphi}{2 \cdot b}
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

$$\begin{aligned}
 P_{B,D} &= \frac{Q}{4} \cdot \left( I \pm \frac{2 \cdot l \cdot \cos \varphi}{a} \pm \frac{2 \cdot l \cdot \sin \varphi}{b} \right) = \\
 &= \frac{Q}{4} \pm \frac{Q \cdot l \cdot \cos \varphi}{2 \cdot a} \pm \frac{Q \cdot l \cdot \sin \varphi}{2 \cdot b}
 \end{aligned}
 \tag{1.2}$$

де  $Q$  – маса вантажу;

$l$  – ексцентриситет центра ваги вантажу в захваті,

лісоматеріали масою брутто 8 т  $l = 0,671$  м.

$a = 4,7$  м – відстань між поліспастами по довгій стороні  
захвата;

$b = 2,1$  м – відстань між поліспастами по короткій стороні  
захвата.

Для повноповоротного захвата для лісоматеріалів масою брутто 8 т екстремальні значення навантажень на поліспасти виходять при

$$\begin{aligned}
 \operatorname{tg} \varphi_0 &= \frac{a}{b} \\
 \operatorname{tg} \varphi_0 &= \frac{4.7}{2.1} = 2.238 \\
 \varphi_0 &= 65.92^\circ
 \end{aligned}
 \tag{1.3}$$

$$\cos \varphi_0 = 0.408;$$

$$\sin \varphi_0 = 0.913$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т найбільше навантаження, що припадає на поліспаст В, дорівнює

$$\begin{aligned}
 P_B &= \frac{182050}{4} + \frac{182050 \cdot 0.671 \cdot 0.408}{2 \cdot 4.7} + \frac{182050 \cdot 0.671 \cdot 0.913}{2 \cdot 2.1} = \\
 &= 45510 + 5300 + 26550 = 77360 \text{ Н}
 \end{aligned}$$

Сумарне навантаження на поліспасти В:

$$\sum P_B = 22790 + 77360 = 100150 \text{ Н} \quad (1.4.)$$

2.1.4.2. Визначаємо зусилля в канаті.

Зусилля в канаті визначається при крайньому верхньому положенні контейнерного захвата. Кутами нахилу гілок каната в площині руху каната зневажаємо, внаслідок їхньої малості.

Кут нахилу гілки 1:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{0.65}{4.2} = 8.8^\circ$$

Кут нахилу гілок 2 й 3:

$$\varphi_2 = \arctg \frac{1}{4.33} = 13^\circ$$

Кут нахилу гілки 4:

$$\varphi_3 = \arctg \frac{1.05}{4.45} = 13.3^\circ$$

Зусилля в канаті визначаємо по формулі:

$$S = \frac{\sum P_B}{\cos \varphi_1 + \eta \cdot \cos \varphi_2 + \eta^2 \cdot \cos \varphi_2 + \eta^4 \cdot \cos \varphi_3}, \quad (1.7.)$$

$\eta = 0,93$  – коефіцієнт корисної дії блоку [2];

$\sum P_B$  - сумарне зусилля на поліспасти в Н.

Зусилля в канаті при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т:

$$S = \frac{98247}{0.988 + 0.98 \cdot 0.974 + 0.98^2 \cdot 0.974 + 0.98^4 \cdot 0.973} = \frac{98247}{3.78} = 25991 \text{ Н}$$

2.1.4.3. Вибір каната виконується по розривному зусиллю.

$$P_K \geq [K] \cdot S, \quad (1.8.)$$

де  $[K]=6$  для важкого режиму роботи. [3];

$P_K$  – розривне зусилля каната в цілому.

Вибираємо канат 20-Г-1-Н-1862(190) за ДСТ 7668-80.

$$P_K = 229000 \text{ Н}$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 12,5 т:

$$\frac{P_k}{S} = \frac{229000}{25991} = 8.8 > [K] = 6$$

### 2.1.5. Визначення розмірів барабана і блоків

#### 2.1.5.1. Діаметр барабана визначається по формулі:

$$D_{\sigma} \geq 0,85 \cdot d_k \cdot e \quad [3] \quad (1.9.)$$

де  $D_{\sigma}$  – діаметр барабана по середній лінії навитого каната;

$d_k$  – діаметр каната;

$e$  – коефіцієнт, що залежить від типу піднімального пристрою й режиму роботи.

Для важкого режиму роботи  $e=30$  [3].

$$D_{\sigma} \geq 0,85 \cdot 0,02 \cdot 30 = 0,51 \text{ м} = 510 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр барабана по дну канавки 0,5 м.

$$D_{\sigma} = 0,52 \text{ м} = 520 \text{ мм}$$

Допустимий діаметр блоку, визначається по формулі:

$$D_{\sigma l} \geq d_k \cdot e \quad [3] \quad (1.10.)$$

$$D_{\sigma l} \geq 0,02 \cdot 30 = 0,6 \text{ м} = 600 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр блоку по дну струмка 0,6 м.

$$D_{\sigma l} = 0,62 \text{ м} = 620 \text{ мм}$$

#### 2.1.5.1. Довжина барабана при навивці в один шар двох гілок каната визначається по формулі:

$$L = 2L_0 + 2L_1 + L_3, \quad (1.11.)$$

де  $L_0$  – довжина ділянки барабана для навивки однієї гілки каната;

$L_1$  – довжина ділянки барабана під притискними планками;

$L_3$  – довжина середньої не нарізаної ділянки барабана.

$$L_0 = \left[ \frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_{\sigma}} + z_0 \right] \cdot t, \quad (1.12.)$$

де  $H = 14 \text{ м}$  – висота підйому вантажу;

$a = 4$  – кратність поліспасти;

$z_0 \geq 1,5$  – додаткове число витків;

$$t = 0,023 \text{ м}$$

Число витків каната на половині барабана:

$$Z = \frac{H \cdot a}{\pi \cdot D_6} + z_0 = \frac{9 \cdot 4}{3.14 \cdot 0.52} + 1.5 = 23.5$$

Приймаємо  $Z = 24$ .

$$L_0 = 24 \cdot 0.023 = 0.552 \text{ м}$$

$$L_1 = 2.5 \cdot 0.023 = 0.058 \text{ м}$$

$$L_3 = 0.06 \text{ м}$$

$$L = 2 \cdot 0.552 + 2 \cdot 0.053 + 0.06 = 1.28 \text{ м}$$

По конструктивним міркуванням загальна довжина барабана прийнята 1.35 м.

2.1.6. Відхилення кутів нахилу каната на блоках і барабанах

2.1.7. Припустимий кут відхилення каната від середньої площини блоку поліспасти обмежується величиною:

$$\text{tg}[\gamma] = 2 \cdot K \cdot \text{tg}\beta \cdot \frac{d_k}{D_{\text{бл}}} \quad [2] \quad (1.13.)$$

де  $[\gamma]$  – припустимий кут відхилення каната;

$2\beta = 42^\circ$  – кут розчину струмка блоку;

$d_k$  – діаметр каната;

$D_{\text{бл}}$  – діаметр блоку;

$DO = 2$  – коефіцієнт залежний від згибної твердості каната [2]

$$\text{tg}[\gamma] = 2 \cdot 2 \cdot 0.384 \cdot \frac{0.02}{0.62} = 0.0495$$

$$[\gamma] = 2.8^\circ$$

Припустимі кути відхилення каната від нормалі до осі барабана (мал. 2.1.) визначаються по формулах [4]:

$$[\gamma_1] = \alpha_1 + \varepsilon \quad (1.14.)$$

$$[\gamma_2] = \alpha_2 - \varepsilon \quad (1.15.)$$

Величина кута відхилення каната убік порожньої канавки  $\alpha_1$ , визначається по формулах:

$$\text{tg}\alpha_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (r - 0.5 \cdot d_k)}{D_6} \cdot (1 - b)}, \quad (1.16.)$$

де  $r$  - радіус профілю канавки барабана.

$$b = \frac{h}{2 \cdot (r + r_1)}, \quad (1.17.)$$

де  $h$  - глибина канавки барабана;

$r_1$  - радіус закруглення гребеня канавки.

$$b = \frac{0.006}{2 \cdot (0.011 + 0.0025)} = 0.222$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot (0.011 - 0.5 \cdot 0.02)}{0.52} \cdot (1 - 0.222)} = 0.0547$$

Кут підйому осі канавки на барабані:

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{t}{\Pi \cdot D_6} \quad (1.18.)$$

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{0.023}{3.14 \cdot 0.52} = 0.8^\circ$$

Граничне значення кута  $\alpha_2$  убік заповненої канавки визначається [4].

$$\alpha_1 = 3,1^\circ$$

$$[\gamma_1] = 3.1 + 0.8 = 3.9^\circ$$

$$\alpha_2 = 3^\circ \quad [\gamma_2] = 3 - 0.8 = 2.2^\circ$$

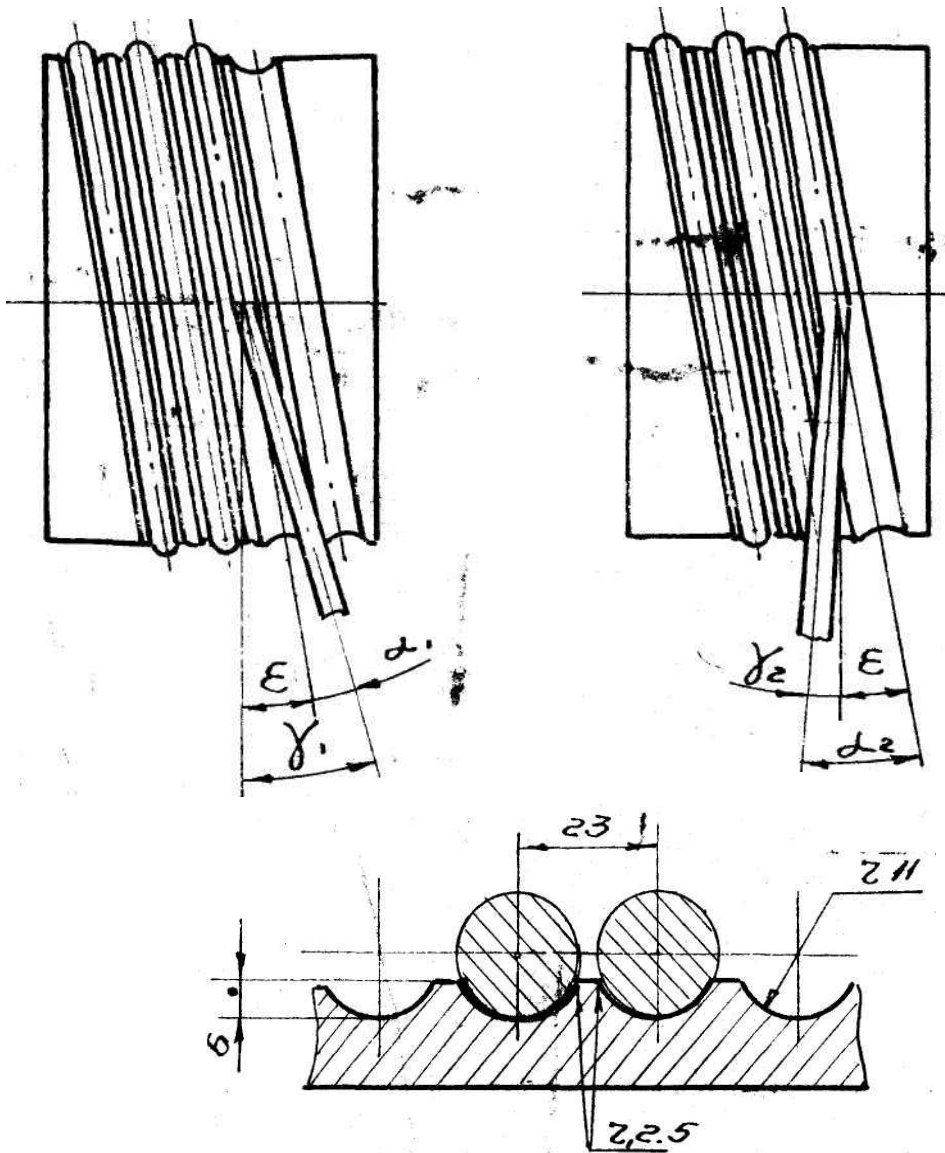


Рис. 2.1 - Кути відхилення каната від середньої площини барабана і профіль нарізки барабана

### 2.1.7. Розрахунок числа накладок для кріплення каната на барабані

Розрахунковий натяг у канаті:

$$S_0 = \frac{S}{\mu \alpha}, \quad [19] \quad (1.19.)$$

де  $S$  - натяг у канаті при перевантаженні лісоматеріалів

$\mu = 0,16$  – коефіцієнт тертя між канатом і поверхнею

барабана [19];

$\alpha = 4\Pi$  – кут обхвату барабана запасними витками.

$$S_0 = \frac{44137}{2.7183^{0.16 \cdot 4 \cdot 3.14}} = \frac{44137}{7.46} = 5916 \text{ Н}$$

Необхідна сила затискача болтами каната між планкою і барабаном:

$$Q = \frac{S_0}{\mu + \mu_1} \quad [19] \quad (1.20.)$$

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta}, \quad (1.21.)$$

де  $\beta$  - кут нахилу стінок вирізу кріпильної планки.

У випадку виконання вирізу по радіусі, більшому, ніж радіус каната:

$$\beta = \frac{\Pi}{2}$$

$$\cos \beta = 0$$

$$\sin \beta = 1$$

Отже:  $\mu_1 = \mu$

$$Q = \frac{S_0}{2 \cdot \mu} = \frac{5916}{2 \cdot 0.16} = 18488 \text{ Н}$$

Напряга в шпильці (з урахуванням вигину):

$$\sigma_{сум} = \frac{Q}{Z \cdot \frac{\Pi \cdot d_1^2}{4} + \frac{M}{0.1 \cdot Z \cdot d_1^3}}, \quad [19] \quad (1.22.)$$

де  $M$  - згинальний момент у шпильці;

$Z$  - число шпильок М20;

$d_1$  – внутрішній діаметр різби.

$$M = S_0 \cdot l \quad [19] \quad (1.23.)$$

де  $l$  – плече додатка натягу  $S_0$  до шпильки, рівне відстані від

середини закладення шпильки в барані до осі каната (мал. 2.2).

$$\sigma_{сум} = \frac{4 \cdot 18488}{3 \cdot 3.14 \cdot 0.0169^2} + \frac{5916 \cdot 0.025}{0.1 \cdot 3 \cdot 0.0169^3} = 27.5 \cdot 10^6 + 102.6 \cdot 10^6 = 129.6 \text{ МПа}$$

Для шпильок класу міцності 6.6.  $\sigma_T = 353.2 \text{ МПа}$  (за ДСТ 1759-70).

Запас міцності по відношенню до межі текучості:

$$n = \frac{353.2}{129.6} = 2.7 \quad (1.24.)$$

### 2.1.8. Розрахунок підшипників барабана

2.1.8.1. Робимо розрахунок підшипника в опорі. Розрахункова схема наведена на рис. 2.5.

$S_{P_{1,2}}$  - натяг вітки каната з боку редуктора;

$S_{O_{1,2}}$  - натяг вітки каната з боку опори.

Швидкість обертання барабана:

$$n_{\sigma} = \frac{n_{\sigma s}}{i_p} = \frac{715}{50.94} = 14 \text{ об/хв}, \quad (1.25.)$$

де  $n_{\sigma s}$  – число обертів електродвигуна механізму підйому;

$i_p$  – передаточне число редуктора.

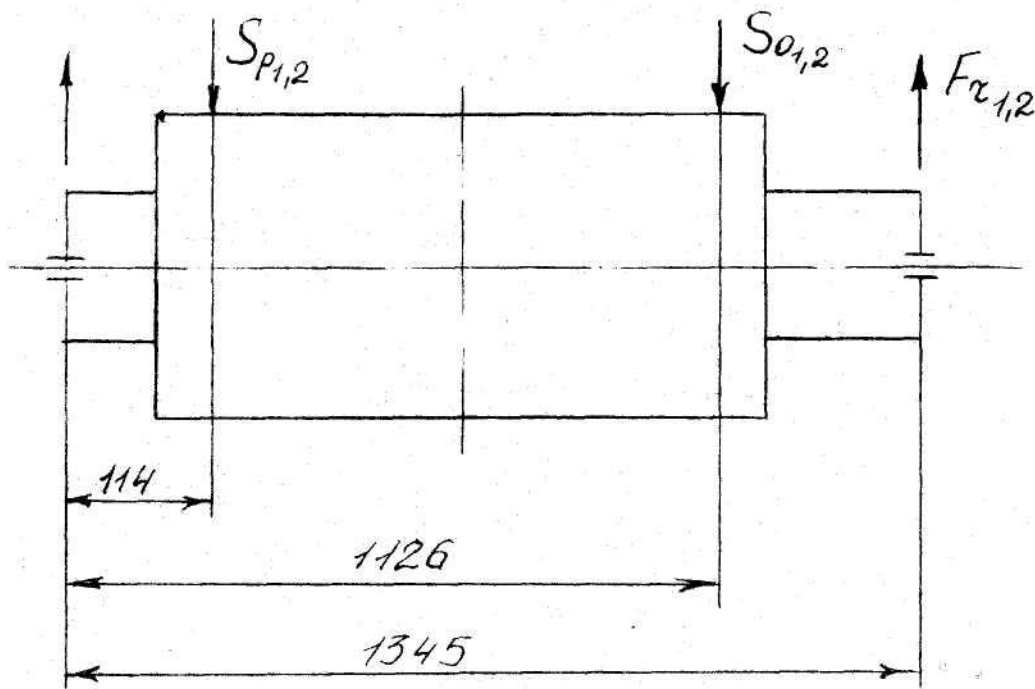


Рис. 2.2 - Схема для розрахунку підшипника в опорі барабана

Розрахунок підшипника робимо на довговічність. У запас довговічності враховуємо навантаження виникаючі при перевантаженні лісоматеріалів.

Вибір підшипників робимо по еквівалентному навантаженню. При наявності однієї швидкості обертання еквівалентне навантаження на підшипник визначається по формулі [5]:

$$P_{\text{ЭКВ}} = \sqrt[3]{P_1^3 \cdot \frac{t}{\sum t_i} + P_2^3 \cdot \frac{t}{\sum t_i}}, \quad (1.26.)$$

де кожна з парціальних навантажень  $P_1$  і  $P_2$  підраховується по формулу:

$$P_{1,2} = (V \cdot x \cdot F_{r1,2} + y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (1.27.)$$

де  $x$  і  $v$  – коефіцієнти радіального і осьового навантажень, приймаємо по [6];

$V$  – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця підшипника щодо навантаження  $V=1$ );

$K_\sigma = 1,2$  – коефіцієнт безпеки [5];

$K_T = 1,05$  – температурний коефіцієнт [5];

$F_{r1}$  – радіальне навантаження на підшипник при підйомі вантажу;

$F_{r2}$  – радіальне навантаження на підшипник при підйомі порожнього захвата.

Осьове навантаження  $F_a$  у нашому випадку приймаємо рівної 0.

Для обчислення  $F_{r1,2}$  необхідно попередньо визначити  $S_{p1,2}$  й  $S_{o1,2}$ .

$$S_{o1} = 44137 \text{ Н}$$

Для обчислення  $S_{p1}$  визначаємо, попереднє, навантаження на поліспаст С.

По формулі (1.1.) з урахуванням маси захвата і лісоматеріалів сумарне навантаження на поліспаст С дорівнює:

$$P_C^\Sigma = 3446 + \frac{266950}{4} + \frac{266950 \cdot 1.237 \cdot 0.875}{2 \cdot 4.7} - \frac{266950 \cdot 1.237 \cdot 0.485}{2.2.1} = \quad (1.28)$$

$$= 34460 + 66740 + 30740 - 38130 = 93810 \text{ Н}$$

По формулі (1.7.) визначимо натяг вітки каната  $S_{p1}$ :

$$S_{p1} = \frac{92028}{3.78} = 24346 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = \frac{S_{p1} \cdot 0.114 + S_{o1} \cdot 1.126}{1.345} = \frac{24346 \cdot 0.114 + 44137 \cdot 1.126}{1.345} = 39014 \text{ Н} \quad (1.29)$$

При підйомі порожнього захвата:

$$S_{O_2} = S_{P_2} = \frac{24525}{3.73} = 6488 \text{ H}$$

$$F_{r_2} = \frac{6488 \cdot 0.114 + 6488 \cdot 1.126}{1.345} = 5982 \text{ H} \quad (1.30)$$

Коефіцієнт радіального навантаження  $x = 1$  [6].

$$P_1 = 39014 \cdot 1.2 \cdot 1.05 = 49158 \text{ H}$$

$$P_2 = 5982 \cdot 1.2 \cdot 1.05 = 7537 \text{ H}$$

Час дії навантажень  $P_1$  і  $P_2$  у машинному часі механізму підйому розподіляється приблизно у відповідності 3:2.

Звідси:

$$P_{\text{ЭКВ}} = \sqrt[3]{49158^3 \cdot \frac{3}{5} + 7537^3 \cdot \frac{2}{5}} = \sqrt[3]{7.1 \cdot 10^{13} + 1.7 \cdot 10^{11}} = 41495 \text{ H}$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника визначається по формулі:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot P_{\text{ЭКВ}}, \quad [6] \quad (1.31.)$$

де  $f_n$  - коефіцієнт, обумовлений по частоті обертання підшипника;

$f_h$  - коефіцієнт довговічності.

Приймаємо розрахунковий радіус підшипника  $Lh$  для важкого режиму роботи й терміну служби 10 років – 16000 [5].

$$\text{При } Lh = 16000 \quad f_h = 2.83 \quad [6]$$

$$\text{При } n = 14 \text{ про/хв} \quad f_n = 1,297 \quad [6]$$

$$C = \frac{2.83}{1.297} \cdot 41495 = 90540 \text{ H}$$

По конструкторським міркуванням приймаємо підшипник 3518 за ДСТУ 5721-75  $C = 13000$  кг.

2.1.8.2. Робимо розрахунок підшипника в зубчастій напівмуфті редуктора.

Розрахункова схема наведена на рис. 2.6.

Підшипник у зубчастій напівмуфті не обертається, тому вибираємо його по статичній вантажопідйомності  $Z$  [5].

При розрахунку на статичну вантажопідйомність вихідним зовнішнім навантаженням є найбільше навантаження з урахуванням динаміки.

Статичне еквівалентне навантаження визначається по формулі:

$$P_0 = x_0 \cdot F_r + y_0 \cdot F_a \quad (1.32.)$$

де  $x_0$  й  $y_0$  – коефіцієнти радіального й осьового статичного навантаження

$$x_0 = 1 \quad [6]$$

Осьове навантаження  $F_a$  приймаємо рівної 0.

За аналогією з підпунктом 2.1.8.1. розрахунку

$$S_p = 44137 \text{ Н}$$

$$S_o = 24346 \text{ Н}$$

$$F_r = \frac{S_p \cdot 1.231 + S_o \cdot 0.219}{1.345} = \frac{44137 \cdot 1.231 + 24346 \cdot 0.219}{1.345} = 44360 \text{ Н} \quad (1.33.)$$

З урахуванням коефіцієнта динамічності  $\psi = 1.2$ :

$$P_0 = 1.2 \cdot 44360 = 53232 \text{ Н} \quad (1.34.)$$

По конструктивним міркуванням приймаємо підшипник 3614 за ДСТУ 5721-75 ( $S_0 = 18400 \text{ кг}$ ).

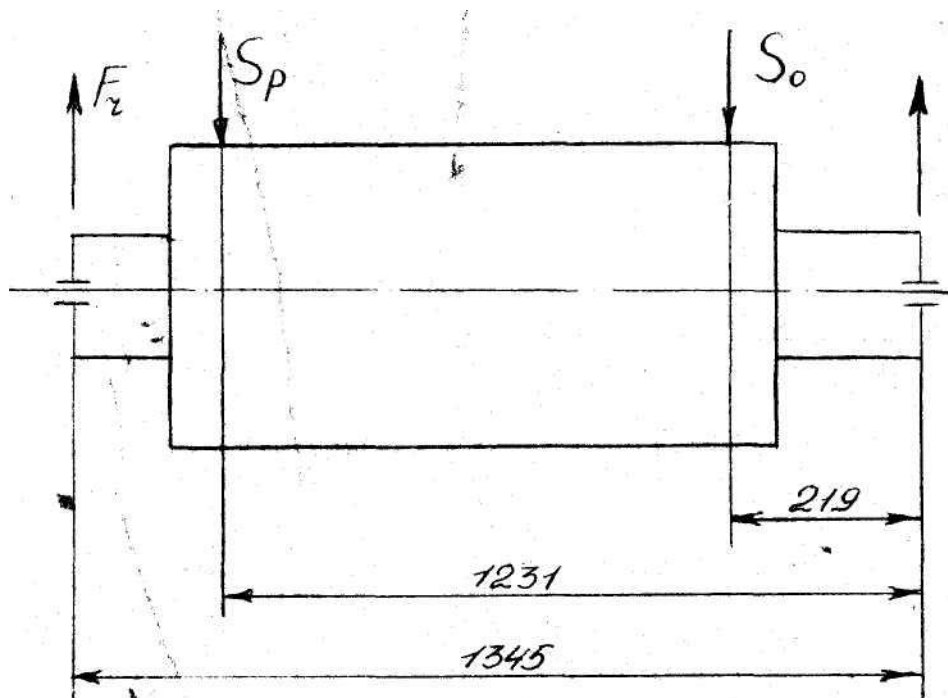


Рис. 2.3 - Схема для розрахунку підшипників у зубчастій напівмуфті редуктора

## 2.1.9. Вибір електродвигунів

### 2.1.9.1. Статична потужність одного двигуна:

$$N_{CT} = \frac{1}{m} \cdot (G_{ГР} + G_{ЗАХ}) \cdot V \cdot \frac{1}{\eta_0}, \quad (1.35.)$$

де  $G_{ГР}$  – вага вантажу;

$G_{ЗАХ}$  – вага захвата;

$m$  - число двигунів;

$V$  - номінальна швидкість підйому;

$\eta_0$  - загальне к. п. буд. механізму.

$$\eta_0 = \eta_{З.М}^2 \cdot \eta_P \cdot \eta_6 \cdot \eta_{ПОЛ} \quad (1.36.)$$

де  $\eta_{З.М} = 0,99$  – к. п. буд. зубчастої муфти;

$\eta_P = 0,96$  – к. п. буд. редуктора;

$\eta_6 = 0,97$  – к. п. буд. барабана;

$\eta_0 = 0,97$  – к. п. буд. поліспасти.

$$\eta_0 = 0,99^2 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,89$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т:

$$N_{CT} = \frac{1}{2} \cdot (199339 + 68670) \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{0,89} = 30,1 \text{ кВт}$$

Статичний момент на валу одного двигуна при підйомі:

$$M_{CT} = \frac{(G_{ГР} + G_{ЗАХ}) \cdot D_6}{2 \cdot m \cdot a \cdot i_P \cdot \eta_0} \quad (1.37.)$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т:

$$M_{CT} = \frac{(199339 + 68670) \cdot 0,52}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 50,94 \cdot 0,89} = 384 \text{ Нм}$$

Попередньо вибираємо двигун МТН 511-8

$N = 28$  кВт;  $n = 705$  про/хв при ПВ = 40%

$M_{\max} = 102$  Нм;  $GD_{06}^2 = 4,3$  кгс $m^2$

Фактичну швидкість підйому визначаємо:

$n = 705$  про/хв (підйом лісоматеріалів масою брутто 8 т):

$$V_{\phi} = \frac{\Pi \cdot D_{\phi} \cdot n}{a \cdot i_p} = \frac{3.14 \cdot 0.52 \cdot 705}{2 \cdot 50.94 \cdot 60} = 18 \text{ м/з}$$

Номинальний момент двигуна при ПВ = 40 %

$$M_H = 9.55 \cdot \frac{N}{n} = 9.55 \cdot \frac{28000}{705} = 380 \text{ Нм}$$

Сумарний маховий момент механізму, наведений до вала одного двигуна (при пуску):

$$GD^2 = 1.15 \cdot (GD_{\text{ос}}^2 + GD_{\text{шк}}^2 + GD_M^2) + \frac{365 \cdot (Q_{\text{ГР}} + Q_{\text{ЗАХ}}) \cdot V_{\text{СР}}^2}{m \cdot n^2 \cdot \eta_0}, \quad (1.40.)$$

де  $Q_{\text{зах}}$  – маса захвата;

$GD_{\text{шк}}^2$  – маховий момент гальмового шківів;

$GD_M^2$  – маховий момент муфти

$$GD_{\text{шк}}^2 = 0.6 \cdot Q_{\text{шк}} \cdot d^2 \quad [2] \quad (1.41.)$$

де  $Q_{\text{шк}} = 25$  – маса шківів;

$d = 0.3$  – діаметр шківів.

$$GD_{\text{шк}}^2 = 0.6 \cdot 25 \cdot 0.3^2 = 14 \text{ Нм}^2$$

$$GD_M^2 = 13 \text{ Нм}^2$$

$$GD^2 = 6.6 + \frac{365 \cdot (25000 + 7000) \cdot 0.18^2}{2 \cdot 705^2 \cdot 0.89} = 70.2 \text{ Нм}^2$$

Час пуску двигуна :

$$t_n = \frac{GD^2 \cdot n_c}{38.2 \cdot M_H} \cdot t_{\text{но}}, \quad [7] \quad (1.42.)$$

де  $t_{\text{но}}$  – відносний час пуску, що залежить від завантаження двигуна.

$$\alpha = \frac{M_{\text{СТ}}}{M_H} \quad (1.43.)$$

$$\alpha = \frac{384}{380} = 1.01 \quad t_{\text{но}} = 1.13$$

При підйомі лісоматеріалів масою бруто 20,3 т:

$$t_n = \frac{7.02 \cdot 750}{38.2 \cdot 380} \cdot 1.13 = 0.4 \text{ с}$$

Відповідно, середнє прискорення:

$$a_{CP} = \frac{0.19}{051} = 0.37 \text{ м/з}^2$$

### 2.1.9. Вибір гальм

Необхідний гальмовий момент:

$$M_T = [K] \cdot M_{CT.C.} \quad [2] \quad (1.47.)$$

де  $[K]$  - коефіцієнт запасу гальмування;

$M_{CT.C.}$  – статичний момент на гальмовому валу.

$$[K] = 1,25 \text{ (при наявності на приводі двох гальм)} \quad [3].$$

$$M_{CT.C.} = \frac{(G_{ГР} + G_{ЗАХ}) \cdot D_6 \cdot \eta_{\max}}{2 \cdot 2 \cdot a \cdot i_p} \quad (1.48.)$$

де  $\eta_{\max}$  - найбільше к. к. д. механізму

$$\eta_{\max} = \frac{1 + \eta_0}{2}, \quad [2] \quad (1.49.)$$

$$\eta_{\max} = \frac{1 + 0.89}{2} = 0.95$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т:

$$M_{CT.C.} = \frac{(199339 + 68670) \cdot 0.52 \cdot 0.95}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 50.94} = 296 \text{ Нм}$$

На кожному приводі встановлено по два гальма ТКГ 200 з

$$M_T = 300 \text{ Нм}$$

Фактичний запас гальмування:

$$K = \frac{M_T}{M_{CT.C.}} = \frac{300}{324} = 0.92$$

Час гальмування при опусканні лісоматеріалів масою брутто 8 т (гальмування виконується одним гальмом):

$$t_T = \frac{GD_{СП}^2 \cdot n_{СП}}{38,2 \cdot (M_T - M_{CT.C.})}, \quad (1.50.)$$

де  $GD_{СП}^2$  - сумарний маховий момент механізму, наведений до гальмового валу;

$$n_{СП} = 800 \text{ об/хв} - \text{частота обертання двигуна при опусканні.}$$

Фактична швидкість спуска при  $n = 800 \text{ об/хв}$ :

$$V_{\phi, \text{СП}} = \frac{3,14 \cdot 0,52 \cdot 800}{2 \cdot 50,94} = 0,21 \text{ м/с}$$

$$GD_{\text{СП}}^2 = 13,2 + \frac{365 \cdot (20320 + 7000) \cdot 0,21^2 \cdot 0,95}{2 \cdot 800^2} = 135 \text{ Нм}^2$$

$$t_T = \frac{13,5 \cdot 800}{38,2 \cdot (300 - 296)} = 70 \text{ с}$$

Час гальмування при опусканні лісоматеріалів масою бруто 8 т (гальмування здійснюється двома гальмами):

$$t_T = \frac{13,5 \cdot 800}{38,2 \cdot (600 - 296)} = 0,93 \text{ с}$$

### 2.1.10. Вибір редукторів.

Попередньо обраний редуктор Ц2-500-50,94.

Для механізму підйому розрахункова потужність на швидкохідному валу редуктора:

$$N_p = 14,8 \text{ кВт} \quad (\text{у важкому режимі})$$

Відповідно, розрахунковий момент на тихохідному валу редуктора:

$$M_p = 9266 \text{ Нм}$$

Умова вибору редуктора:

$$N_p < N_{\delta} \quad \text{або} \quad M_p < M_T$$

де  $N_{\delta}$  й  $M_T$  - каталожні значення потужності на швидкохідному валу й моменту на тихохідному валу редуктора.

Для редуктора Ц2-500-50,94:

$$N_{\delta} = 18,75 \text{ кВт} \quad (\text{у важкому режимі})$$

Відповідно:

$$M_T = 11900 \text{ Нм} \quad (\text{у важкому режимі})$$

Для обчислення консольного навантаження на кінці тихохідного вала при перевантаженні лісоматеріалів масою бруто 12,5 т:

$$P_c \sum 2279 + \frac{18205}{4} + \frac{18205 \cdot 0,671 \cdot 0,408}{2 \cdot 4,7} - \frac{18205 \cdot 0,671 \cdot 0,913}{2,2,1} =$$

$$= 2279 + 4551 + 530 - 2655 = 47050 \text{ Н}$$

Натяг гілки каната  $S_0$ :

при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т

$$S_0 = \frac{46156}{3.78} = 12211 \text{ Н}$$

Консольне навантаження на кінці тихохідного вала:

при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т

$$F_r = \frac{25991 \cdot 1.231 + 12211 \cdot 0.219}{1.345} = 25776 \text{ Н} \quad (1.53.)$$

Каталожне значення припустимого консольного навантаження на кінці тихохідного вала:

$$[F_r] = 25000 \text{ Н} \quad (\text{при важкому режимі})$$

Без урахування зсуву центра ваги вантажу при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 12,5 т:

$$S_p = S_0 = 17725 \text{ Н}$$

$$F_r = \frac{17725 \cdot 1.231 + 17725 \cdot 0.219}{1.345} = 19109 \text{ Н} \quad (1.54.)$$

Беручи до уваги випадковий характер максимального зсуву центра ваги вантажу при максимальному завантаженні захвата, не враховуємо незначне (на 5%) перевищення консольного навантаження над каталожним.

Максимально допускаємий короткочасний момент, на тихохідному валу не повинен перевищувати обумовленого по формулі:

$$M_{MAX} = m \cdot M_T \quad [9] \quad (1.55.)$$

де  $m$  - кратність моменту.

При перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 12,5 т (у важкому режимі):

$$M_{MAX} = 2 \cdot 1190 = 23348 \text{ Нм}$$

Максимальні розрахункові моменти визначаємо по формулі:

$$M_{MAX.P} = \frac{(S_p + S_0) \cdot D_{\delta}}{2 \cdot \eta_{\delta}} = \frac{(25991 + 12211) \cdot 0.52}{2 \cdot 0.97} = 10240 \text{ Нм}$$

### 2.1.11. Вибір зубчастих муфт.

Перевірка міцності муфт виконується по формулі:

$$K_1 \cdot K_2 \leq \frac{M_M}{M_{раб}}, \quad [8] \quad (1.57.)$$

або  $K_1 \cdot K_2 \cdot M_{раб} \leq M_M,$

де  $M_M$  - найбільший крутний момент, що здатний передавати муфта;

$M_{раб}$  - найбільший, діючий момент на з'єднаних валах;

$K_1$  - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності передачі;

$K_2$  - коефіцієнт, що враховує умови роботи муфти.

Для муфти МЗП-3:

$$M_M = 3090 \text{ Нм}$$

$$K_1 = 1.8; \quad K_2 = 1.3 \quad [8]$$

$$M_{раб} = M_{мах} = 883 \text{ Нм}$$

$$1.8 \cdot 1.3 \cdot 883 = 2066 \text{ Нм} < 3090 \text{ Нм}$$

## 2.2. Розрахунок механізму пересування вантажного візка

### 2.2.1. Вихідні дані

Вихідні дані наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3.

Найменування показника	Розмірність	Величина
Вантажопідйомність на гідравлічному захваті: у прольоті на консолі	т	12,5 6
Маса гідравлічного захвата для лісоматеріалів масою брутто 8 т	кг	2190
Маса вантажного візка з кабіною керування	кг	18000
Маса кабіни керування	кг	1000
Маса підвіски кабіни керування	кг	1000
Маса апаратної кабіни з електроустаткуванням	кг	2100
Маса установки хитного блоку вантажного візка	кг	250
Маса причіпного візка в зборі з ходовими колісьми	кг	1800
Швидкість пересування	м/с	0,73
Число ходових коліс вантажного візка	-	4
Число приводних коліс вантажного візка	-	4
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,92

Число двигунів		2
Режим роботи механізму при перевантаженні контейнерів масою брутто 20,3 т		Т
Режим роботи електроустаткування при перевантаженні всіх типорозмірів лісоматеріалів		Т (ПВ=40% Z=180 вкл /год)

### 2.3.2. Технічна характеристика механізму і його кінематична схема

Технічна характеристика механізму наведена в табл. 2.4.

Таблиця 2.4.

Елемент механізму й найменування його показників		Розмірність	Величина
Електро-двигун	Тип		МТФ 211-6
	Потужність при ПВ=40%	кВт	7,5
	Частота обертання	про /хв	930
Редуктор	Тип		ЦЗВК-250-
	Передаточне число		31,5 31,5
Гальмо	Тип		ТКГ-200
	Гальмовий момент	Нм	300
Ходове колесо основного візка	Діаметр	м	0,5

Кінематична схема наведена на мал. 2.7.

### 2.3.2. Вибір електродвигунів

У механізмі пересування візка одержання доводочних швидкостей на перших двох положеннях командоконтролера здійснюється підсумовуванням рухових характеристик двох тягових двигунів і гальмових характеристик двох двигунів, що працюють у режимі динамічного гальмування.

#### 2.2.3.1. Повний статичний опір пересуванню:

$$W = K_p \cdot W_T + W_{VK} + W_B, \quad [2] \quad (2.1.)$$

де  $W_T$  - опір тертя без обліку тертя реборд і торців маточин;

$K_p$  - коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд торців маточин;

$W_{VK}$  - опір від ухилу підвізкових шляхів;

$W_B$  - опір від дії вітрового навантаження.

Опір від тертя (у загальному випадку):

$$K_p \cdot W_T = (G_{IP} + G_{3AX} + G_{mel}) \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{X.K.}} \cdot K_p, \quad [2] \quad (2.2.)$$

де  $G_{mel}$  - вага вантажного візка;

$\mu$  - плече тертя катання;

$f$  - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса;

$d$  - діаметр підшипників (для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала);

$D_{X.K.}$  - діаметр ходового колеса.

$$\mu = 0.0006m; \quad f = 0.015; \quad [2]$$

$$d = 0.11m; \quad K_p = 2; \quad D_{X.K.} = 0.5m$$

Опір від тертя (візок з лісоматеріалами масою бруто 8 т):

$$K_p \cdot W_{T3} = (199339 + 68670 + 274680) \cdot \frac{2 \cdot 0.0006 + 0.11 \cdot 0.015}{0.5} \cdot 2 = 6187 H$$

Опір від тертя (візок із захватом для лісоматеріалів масою брутто 8 т):

$$K_P \cdot W_{T4} = (68670 + 274680) \cdot \frac{2 \cdot 0.0006 + 0.11 \cdot 0.015}{0.5} \cdot 2 = 3914 \text{ Н}$$

Опір від ухилу підвізкових шляхів обчислюємо в цьому ж порядку розрахункових випадків.

У загальному випадку:

$$W_{УК} = \alpha \cdot (G_{zp} + G_{зax} + G_{ТЕЛ}), \quad [2] \quad (2.3.)$$

де  $\alpha = 0.002$  - ухил підвізкових шляхів [2].

$$W_{УК1} = 0.002 \cdot 671789 = 1344 \text{ Н}$$

$$W_{УК2} = 0.002 \cdot 588600 = 1177 \text{ Н}$$

$$W_{УК3} = 0.002 \cdot 542689 = 1085 \text{ Н}$$

$$W_{УК4} = 0.002 \cdot 343350 = 687 \text{ Н}$$

Опір від вітрового навантаження обчислюємо в тім же порядку розрахункових випадків.

Розподілене вітрове навантаження  $P$  на одиницю розрахункової площі елемента конструкції або вантажу визначаємо по формулі:

$$P = q \cdot k \cdot c \cdot n, \quad [17] \quad (2.4.)$$

де  $q$  - динамічний тиск вітру;

$k$  - коефіцієнт, що враховує зміна динамічного тиску по висоті;

$c$  - коефіцієнт аеродинамічної сили;

$n$  - коефіцієнт перевантаження.

$$q = 125 \text{ Па}$$

$k = 1$  - для висоти над поверхнею землі до 10 м [17];

$k = 1.2$  - для висоти над поверхнею землі до 20 м [17].

Для вантажного візка, контейнерного захвата й вантажу  $c = 1.2$  [17].

$$n = 1 \quad [17]$$

Статичну складову вітрового навантаження обчислюємо по формулі:

$$W_B = P \cdot A, [17] \quad (2.5.)$$

де  $A$  - розрахункова площа елемента конструкції або вантажу.

У зв'язку з тим, що при верхнім положенні контейнерного захвата частково затінюється кабіна керування, а частина захвата, розташована в зоні вище 10 м не велика, у якості розрахункового приймаємо положення захвата в зоні нижче 10 м (кабіна керування при цьому не затінюється).

Розрахункова площа захвата для лісоматеріалів масою брутто 8 т становить 8,6 м<sup>2</sup>.

Для вантажного візка:

на висоті до 14 м при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т

$$A_{10} = 15.7 + 8.6 = 24.3 \text{ м}^2$$

на висоті до 14 м з порожнім захватом для лісоматеріалів масою брутто 8 т

$$A_{10} = 8.6 \text{ м}^2$$

Розрахункова площа вантажного візка на висоті від 10 м до 20 м умовно обчислюємо з урахуванням коефіцієнта аеродинамічної сили (коефіцієнта лобового опору).

Згідно [17] сумарний коефіцієнт лобового опору для апаратних кабін, що частково затінюють один одного, визначається по формулі:

$$C_x = C_x \cdot [1 + \eta \cdot (i - 1)],$$

де  $C_x$  - коефіцієнт лобового опору однієї апаратної кабіни;

$\eta$  - коефіцієнт, що враховує аеродинамічне затемнення конструкції;

$i=2$  – число апаратних кабін.

Згідно [17] значення  $\eta$  залежить від відношення  $\frac{S}{h}$ , де  $h$  - висота апаратної кабіни, а  $S$  - відстань між апаратними кабінами у світлі.

$$\text{При } \frac{S}{h} = \frac{4.2}{2.1} = 2 \quad \eta = 0.3$$

$$C'_x = 1.2 \cdot [1 + 0.3 \cdot (2 - 1)] = 1.2 \cdot 1.3 = 1.56$$

Розрахункова площа підвіски кабіни керування становить 4 м<sup>2</sup>.

$$A_{20} = 1.2 \cdot 4 + 1.2 \cdot 4 + 1.2 \cdot 6.7 + 1.56 \cdot 17.6 + 1.2 \cdot 4.2 = 50.1 \text{ м}^2$$

$$W_{B1} = W_{B3} = 125 \cdot 1.2 \cdot 24.3 + 125 \cdot 1.25 \cdot 50.1 = 11473 \text{ Н}$$

$$W_{B4} = 125 \cdot 1.2 \cdot 8.6 + 125 \cdot 1.25 \cdot 50.1 = 9118 \text{ Н}$$

Повний статичний опір пересуванню в зазначеному порядку розрахункових випадків:

$$W = 6187 + 1085 + 0.6 \cdot 11473 = 14156 \text{ Н}$$

2.2.3.2. Статична потужність одного двигуна:

$$N_{CT} = W \cdot V \cdot \frac{1}{4 \cdot \eta_0}, \quad (2.7.)$$

де  $V = 0.73 \text{ м/с}$  - номінальна швидкість пересування вантажного візка.

$$\eta_0 = 0.92.$$

При перевантаженні лісоматеріалів масою бруто 8 т:

$$N_{CT} = 14156 \cdot 0.73 \cdot \frac{1}{4 \cdot 0.92} = 2.2 \text{ кВт}$$

Статичний момент на валу одного двигуна в зазначеному порядку розрахункових випадків:

$$M_{CT} = \frac{W \cdot D_{x.k.}}{2 \cdot 4 \cdot i \cdot \eta_0},$$

де  $i = 31.4$  - передаточне число попередньо обраного редуктора ЦЗВК-250.

$$M_{CT3} = \frac{14156 \cdot 0.5}{2 \cdot 4 \cdot 31.4 \cdot 0.92} = 31 \text{ Нм}$$

Попередньо вибираємо електродвигун МТФ 211-6

$N=7,5$  кВт;  $n=930$  об/хв при ПВ=40%

$$M_{\max} = 191 \text{ Нм} \quad GD_{\text{ог}}^2 = 4.6 \text{ Нм}^2$$

Фактична швидкість пересування при  $n=950$  об/хв (візок з вантажем масою бруто 8 т):

$$V_{\phi} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 960}{31.4} = 0.8 \text{ м/с}$$

Фактична швидкість пересування при  $n=960$  об/хв (візок з порожнім захватом):

$$V_{\phi} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 960}{31.4} = 0.8 \text{ м/с}$$

При пересуванні візка з вантажем масою бруто 8 т у встановленому режимі на першому положенні командоконтролера:

$$M_{\text{СТ.ТЯГ1}}^{20,3} \approx 118 \text{ Нм}$$

$$M_{\text{СТ.ТЯГ2}}^{20,3} \approx 156 \text{ Нм}$$

При пересуванні візка з порожнім захватом у сталому режимі на першому положенні командоконтролера:

$$M_{\text{СТ.ТЯГ2}}^7 = 2 \cdot 22 + 70 = 114 \text{ Нм}$$

на другому положенні:

$$M_{\text{СТ.ТЯГ2}}^7 = 2 \cdot 22 + 107 = 148 \text{ Нм}$$

Коефіцієнт запасу зчеплення при пуску нагору по ухилу проти вітру в загальному випадку визначається по формулі:

$$K_{\text{СЦ}} = \frac{G_{\text{СЦ}} \cdot (f_1 + f_0^{\min})}{\frac{W}{2} + \frac{Q_{\text{ГР}} + Q_{\text{ЗАХ}} + Q_{\text{ТЕЛ}}}{2} \cdot a_{\text{СР}}} \geq 1.2 \quad [4] \quad (2.12.)$$

де  $G_{\text{СЦ}}$  - навантаження на приводні колеса (зчіпна вага) з однієї сторони вантажного візка;

$f_1 = 0.12$  - коефіцієнт зчеплення ходового колеса з рейкою [2];

$f_0^{\min} = \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D_{\text{Х.К.}}}$  - коефіцієнт опору пересуванню при  $K_p=1$ .

### 2.3.2. Вибір гальм.

Розрахунковий гальмовий момент на гальмових валах при заданому часі гальмування й руху по вітру під кутом:

$$M_{\text{Г}}^{\Sigma} = M_{\text{ЗАГ}} - M_{\text{СТ}}^T, \quad [2] \quad (2.36.)$$

де  $M_{\text{ЗАГ}}$  - момент, що загальмовує;

$M_{\text{СТ}}^T$  - статичний момент при гальмуванні.

Момент, що загальмовує, при русі візка без вантажу з урахуванням енергії обертання мас:

$$M_{зат} = \left[ \frac{(Q_{ТЕЛ} + Q_{ЗАХ}) \cdot D_{Х.К.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} + \frac{GD_{БР}^2 \cdot n \cdot m}{38.2 \cdot V_{\phi}} \right] \cdot \gamma, \quad [2] \quad (2.37.)$$

де  $GD_{БР}^2$  - маховий момент обертових мас, приведений до одного гальмового валу.

$m$  - число приводів механізму пересування візка;

$\gamma = 0.5 \text{ м/с}^2$  - розрахункове уповільнення візка;

$Q_{ТЕЛ}$  - маса візка.

$$GD_{БР}^2 = 1,15 \cdot (0,45 + 0,08 + 0,3) = 10 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

$$M_{зат} = \left[ \frac{(28000 + 7000) \cdot 0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 31.4} + \frac{1 \cdot 960 \cdot 4}{38.2 \cdot 0.8} \right] \cdot 0.5 = 191 \text{ Нм}$$

Момент статичного опору при виборі гальм визначається по формулі:

$$M_{СТ}^T = (W_T - W_{ВК} - W_B) \cdot \frac{D_{Х.К.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} \quad (2.38.)$$

де  $W_T$  - опір від тертя  $K_p = 1$ ;

$W_B$  - повне вітрове навантаження.

Опору від тертя для зазначених розрахункових випадків:

$$W_{ТЗ} = 542689 \cdot 0.0057 = 3093 \text{ Н}$$

Опір від ухилу відповідно:

$$W_{YK} = 1085 \text{ Н}$$

Опір від вітрового навантаження, відповідно:

$$W_B = 11473 \text{ Н}$$

Моменти статичного опору для вибору гальм:

$$M_{СТ}^T = (3093 - 1085 - 11473) \cdot \frac{0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 31.4} = -69 \text{ Нм}$$

Для вантажного візка, що рухається без вантажу:

$$M_T^{\Sigma} = 191 + 57 = 248 \text{ Нм}$$

Розрахунковий момент гальма:

$$M_T = \frac{M_T^{\Sigma}}{m} = \frac{248}{2} = 124 \text{ Нм} \quad (2.39.)$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{0.8}{0.5} = 1.6 \text{ с}$$

Шлях гальмування:

$$S_T = \frac{0.8 \cdot 1.6}{2} = 0.64 \text{ м} \quad (2.40.)$$

На вантажному візку встановлені два гальма ТКГ 200 з максимальним гальмовим моментом  $M_T = 300 \text{ Нм}$ .

При максимальному гальмовому моменті час гальмування візка:

$$t_T = \frac{GD_T^2 \cdot n}{38.2 \cdot (m \cdot M_T + M_{CT}^T)}, \quad (2.41.)$$

де  $GD_T^2$  - сумарний маховий момент механізму, наведений до гальмових валів (напрямок енергії від колеса до двигуна).

$$GD_T^2 = 2 \cdot 1 + \frac{365 \cdot 55320 \cdot 0.79^2 \cdot 0.92}{930^2} = 15.4 \text{ Нм}^2$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{15.4 \cdot 930}{38.2 \cdot (2 \cdot 124 - 69)} = 2 \text{ с}$$

Відповідно, з:

$$\gamma = \frac{0.79}{2} = 0.4 \text{ м/с}^2$$

Шлях, пройдений візком за час гальмування при  $M_T=300 \text{ Нм}$ ;

$$S_T = \frac{0.79 \cdot 0.4}{2} = 0.16 \text{ м}$$

Для візків, що працюють на відкритому повітрі, при достатнім зчепленні приводних коліс із рейками гальма перевіряються на втримання крана без вантажу при вітрі неробочого стану.

Для неробочого стану:

$$q = 700 \text{ Па}$$

Вітрове навантаження неробочого стану при відсутності вантажу (захват перебуває в підвішеному стані):

$$W_B^H = 700 \cdot 1.2 \cdot 8.6 + 700 \cdot 1.25 \cdot 50.1 = 51062 \text{ Н},$$

що перевищує силу зчеплення приводних коліс із рейками.

Гальмового моменту двох гальм досить, з деяким запасом, для сприйняття вітрового навантаження неробочого стану:

$$\begin{aligned} M_T' &= \frac{D_{x.k.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} \cdot (W_B^H + W_{yк} - W_T) = \\ &= \frac{0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 31.4} \cdot (51062 + 687 - 1957) = 365 \text{ Нм} \end{aligned} \quad (2.42.)$$

Однак, у зв'язку з тим, що вітрове навантаження неробочого стану перевищує силу зчеплення приводних коліс, необхідні додаткові стопорні пристрої.

### 2.3.2. Вибір редукторів.

Попередньо обрані два редуктори ЦЗВК-250-31,5.

Вибір редукторів типу ЦЗВК робимо по «Методиці вибору типажних і спеціальних редукторів для підйомно-транспортних машин» [12].

Редуктор вибираємо за умовою:

$$M_{НОМ} \geq M_{\max} \cdot K_{\partial}, \quad (2.43.)$$

де  $M_{НОМ}$  - максимальний момент на тихохідному валу редуктора по каталогу;

$M_{\max}$  - найбільший крутний момент на тихохідному валу редуктора;

$K_{\partial}$  - коефіцієнт довговічності.

Для механізму пересування:

$$M_{\max} = M_{\max.\partial\partial} \cdot i \cdot \eta, \quad (2.44.)$$

де  $M_{\max.\partial\partial}$  - максимальний момент двигуна по каталозі;

$i$  - передаточне число редуктора;

$\eta$  - коефіцієнт корисної дії редуктора.

$$M_{\max} = 191 \cdot 31.4 \cdot 0.97 = 5817 \text{ Нм}$$

Число обертів тихохідного вала:

$$n_T = \frac{n_{\text{ов}}}{i} = \frac{930}{31.4} = 30 \text{ об/мин} \quad (2.45.)$$

Число циклів навантаження на тихохідному валу редуктора:

$$T = 0.5 \cdot t_{\text{маш}} \cdot 60 \cdot n_T, \quad (2.46.)$$

де  $t_{\text{маш}} = 8000 \text{ ч}$  - машинний час роботи механізму для важкого режиму при терміні служби 5 років [2].

$$T = 0.5 \cdot 8000 \cdot 60 \cdot 30 = 7.2 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{\text{д}} = 0.63 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.2 \cdot T}{T_{\text{н.о.}}}}, \quad (2.47.)$$

де  $T_{\text{н.о.}}$  - базове число циклів.

Для редуктора ЦЗВК  $T_{\text{н.о.}} = 63 \cdot 10^6$ .

$$K_{\text{д}} = 0.63 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.2 \cdot 7.2 \cdot 10^6}{63 \cdot 10^6}} = 0.45$$

Приймаємо  $K_{\text{д}} = 0.5$

$$5817 \cdot 0.5 = 2909 \text{ Нм} < M_{\text{НОМ}} = 3000 \text{ Нм}$$

### 2.3.2. Вибір зубчастих муфт.

Перевірка муфти виконується по формулі:

$$M_{\text{раб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq M_M$$

Для муфти МЗП-І:

$$M_M = 697 \text{ Нм} \quad [8]$$

$$K_1 = 1.8; \quad K_2 = 1.3$$

$$M_{\text{роб}} = M_{n.\text{max}} = 2.3 \cdot M_H = 2.3 \cdot 77 = 177 \text{ Нм} \quad (2.48.)$$

$$177 \cdot 1.8 \cdot 1.3 = 414 \text{ Нм} < 697 \text{ Нм}$$

### 2.3.2. Розрахунок ходового (приводного) колеса.

Розрахункова схема наведена на мал. 2.6.

Напруга зминання обіду колеса при крапковому контакті з рейкою:

$$\sigma_{\text{см}} = m \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\text{ЭКВ}} \cdot E_{\text{нр}}^2}{r^2}} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad [2] \quad (2.49.)$$

де  $G_{\text{ЭКВ}}$  - еквівалентне навантаження на колесо;

$E_{\text{нр}}$  - наведений модуль пружності;

$r$  - найбільший із двох радіусів контактуючих поверхонь колеса і головки рейки;

$m$  - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса до найбільшому із двох радіусів дотичних поверхонь.

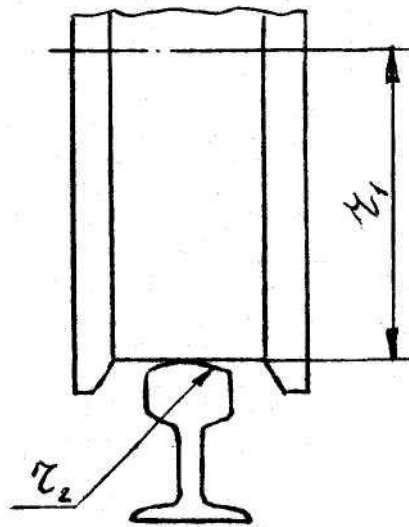


Рис. 2.10. Схема для розрахунку ходового колеса вантажного візка

Для сталевих коліс і рейок  $E_{\text{нр}} = 2.06 \cdot 10^{11} \text{ Па}$  й

$$\sigma_{\text{см}} = 3.49 \cdot 10^7 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\text{ЭКВ}}}{r^2}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

$r = 0.4 \text{ м}$  (для рейки КР70).

$$\text{При } \frac{r_1}{r_2} = \frac{0.25}{0.4} = 0.63 \quad m = 0.46$$

У загальному випадку:

$$G_{\text{ЭКВ}} = \gamma \cdot K_{\text{Х.К.}} \cdot G_{\text{max}}, \quad [2] \quad (2.50.)$$

де  $G_{\text{ЭКВ}}$  - максимальний тиск на колесо;

$K_{\text{Х.К.}}$  - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$\gamma$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження на колесо.

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{G_{\text{еп}}}{G_{\text{мел}} + G_{\text{зах}}}\right)^3} \right]} \quad [2] \quad (2.51.)$$

Для важкого режиму  $K_{\text{Х.К.}} = 1.4$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{199339}{274680 + 68670}\right)^3} \right]} = 0.86$$

При визначенні  $G_{\text{max}}$  враховуємо нормативний зсув центра ваги вантажу по довжині лісоматеріалів.

Навантаження на приводне колесо без обліку ваги вантажу в контейнері визначаються з використанням формули:

при перевантаженні лісоматеріалів масою брутто 8 т

$$G_{\text{np4}} = \frac{G_{\Sigma} + \frac{G_T}{2}}{2} = \frac{123340 + \frac{20748}{2}}{2} = 66857 \text{ H} \quad (2.52.)$$

з урахуванням зсуву центра ваги вантажу (при колії візка 8 м):

$$G_{\text{max}} = 66857 + \frac{178591 \cdot 4.6}{2 \cdot 8} = 118202 \text{ H} \quad (2.53.)$$

Відповідно:

$$G_{\text{ЭКВ}} = 0.86 \cdot 1.4 \cdot 118202 = 142315 \text{ H}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 3.49 \cdot 10^7 \cdot 0.46 \cdot \sqrt[3]{\frac{151000}{0.4^2}} = 1.6 \cdot 10^9 \text{ Па} < [\sigma_{\text{см}}] = 2.16 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

## 2.3 Розрахунок механізму пересування крана

### 2.3.1. Вихідні дані

Вихідні дані наведені в табл. 2.5.

**Таблиця 2.5.**

Найменування показника	розмір ність	Величина
Вантажопідйомність на гідравлічному захваті: у прольоті на консолі	т	12,5 6
Маса крана з гідравлічним захватом для лісоматеріалів 8 т	кг	160000
Маса металоконструкції з ходовою частиною й токопідводом до вантажного візка	кг	122000
Маса гідравлічного захвата для лісоматеріалів масою бруто 8 т	кг	2190
Маса вантажного візка з кабіною керування	кг	28000
Швидкість пересування	м/с	1
Число ходових коліс		16
Число приводних коліс		12
Число гальм		8
Коефіцієнт корисної дії механізму		0,92
Число двигунів		12
Режим роботи механізму при перевантаженні лісоматеріалів масою бруто 8 т		Т
Режим роботи електроустаткування при перевантаженні лісоматеріалів		Т (ПВ=40% Z=150 вкл/ч)

### 2.3.2. Технічна характеристика механізму і його кінематична схема.

Технічна характеристика механізму наведена в Вт .. 2.6.

Таблиця 2.6.

Елемент механізму і найменування його показників		розмірність	Величина
Електродвигун	Тип		МТФ-211-6
	Потужність при ПВ=40%	Вт	7,5
	Частота обертання	об/хв	930
Редуктор	Тип		ЦЗВК-250-25
	Передаточне число		25,02
Гальмо	Тип		ТКГ 200
	Гальмовий момент	Нм	245
Ходове колесо	Діаметр	м	0,5

Кінематична схема механізму (одного балансира) наведена

на рис. 2.11.

### 2.3.3. Розрахунок вітрового навантаження.

Вітер – уздовж підкранових шляхів.

Динамічний тиск вітру робочого стану  $q = 125 \text{ Па}$ .

Схема для розрахунку вітрового навантаження наведена на ал.. 3.2.

При перевантаженні лісоматеріалів  $W_{B1} = 51752 \text{ Н}$ .

При пересуванні крана з порожнім захватом  $W_{B2} = 50807 \text{ Н}$ .

Вітер поперек підкранових колій.

Схема для розрахунку вітрового навантаження наведена на рис. 3.3.

Для перевірки крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса  $W_B'' = 30989 \text{ Н}$ .

Ордината центра тиску:

$$y = \frac{2305}{248} = 9.3 \text{ м}$$

### 2.3.4. Перевірка крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса

Розрахункова схема для перевірки крана на стійкість і визначення тисків на ходові колеса при перевантаженні лісоматеріалів масою бруто 8 т. Коефіцієнт

вантажної стійкості крана визначається з урахуванням нормативного зсуву центра ваги вантажу. Навантаження у формулі приймаються в т.

$$K = \frac{G_{мет} \cdot 12,5 - G'_{мел} \cdot 6 - G_{зах} \cdot 6 - G_{зах}^{ин} \cdot 6 - G_{зр}^{ин} \cdot 6,6 - G_{каб} \cdot 10,5 - W_B^n \cdot 9,3}{G_{зр} \cdot 6,6} \quad (3.1.)$$

де  $G_{мет}$  - вага металоконструкції з ходовою частиною й токопідводом до вантажного візка;

$G_{зах}$  - вага захвата для лісоматеріалів масою брутто 8 т;

$G'_{мел}$  - вага вантажного візка без кабіни керування;

$G_{зах}^{ин}$  - сила інерції при гальмуванні захвата;

$G_{зр}^{ин}$  - сила інерції при гальмуванні вантажу;

$$G_{зр} = 20,3 \text{ т}$$

$$G_{каб} = 1,5 \text{ т}$$

$$G_{зах}^{ин} = 0,1 \cdot G_{зах} = 0,7 \text{ т}$$

$$G_{зр}^{ин} = 0,1 \cdot G_{зр} = 2,03 \text{ т}$$

$$K = \frac{122 \cdot 12,5 - 26,5 \cdot 6 - 7 \cdot 6 - 0,7 \cdot 6 - 2,03 \cdot 6,6 - 1,5 \cdot 10,5 - 3,2 \cdot 9,3}{20,3 \cdot 6,6} = 9,4 \gg [K] = 1,15$$

Тиск на опору Б (при нормативному зсуві центра ваги вантажу без обліку інерційних сил) при розташуванні візка на максимальному вильоті з вантажем масою брутто 8 т:

$$R_B^{20} = \frac{122 \cdot 12,5 + 26,5 \cdot 31 + 7 \cdot 31 + 20 \cdot 31,6 + 1,5 \cdot 35,5 + 3,2 \cdot 9,3}{25} = 131,1 \text{ т} \quad (3.2.)$$

Тиск на ходове колесо опори Б:

$$F_B^{20} = \frac{131,1}{8} = 16,4 \text{ т} = 160884 \text{ Н} \quad (3.3.)$$

Тиск на опору А:

$$R_A^{20} = \frac{122 \cdot 12,5 - 26,5 \cdot 6 - 7 \cdot 6 - 20 \cdot 6,6 - 1,5 \cdot 10,5 - 3,2 \cdot 9,3}{25} = 45,9 \text{ т} \quad (3.4.)$$

Тиск на ходове колесо опори А:

$$F_A^{20} = \frac{45,9}{8} = 5,7 \text{ т} = 55917 \text{ Н} \quad (3.5.)$$

Тиск на опору Б при статичних випробуваннях (при розташуванні візка на максимальному вильоті без зсуву центра ваги вантажу):

$$R_{B1}^{CT} = \frac{122 \cdot 12.5 + 26.5 \cdot 31 + 7 \cdot 31 + 1.25 \cdot 25 \cdot 31.6 + 1.5 \cdot 35.5 + 3.2 \cdot 9.3}{25} = 145.4 \text{ Т}$$

Тиск на ходове колесо опори Б:

$$F_{B1}^{CT} = \frac{145.4}{8} = 18.2 \text{ Т} = 178542 \text{ Н}$$

### 2.3.5. Вибір електродвигунів

У механізмі пересування крана одержання доводочних швидкостей на перших двох положеннях командоконтролера здійснюється підсумовуванням рухових характеристик шести тягових двигунів і гальмових характеристик шести двигунів працюючих у режимі динамічного гальмування.

#### 2.3.5.1. Визначаємо повний статичний опір пересуванню.

Опір від тертя визначаємо при наступних значеннях величин, що входять у формулу:

$$\mu = 0.0006 \text{ м}; \quad f = 0.015; \quad d = 0.12 \text{ м}; \quad K_p = 1.5; \quad D_{x.k.} = 0.5 \text{ м} \quad [2]$$

Кран із захватом для лісоматеріалів масою брутто 8 т:

$$K_p \cdot W_T = 1540170 \cdot \frac{2 \cdot 0.0006 + 0.12 \cdot 0.015}{0.5} \cdot 1.5 = 13862 \text{ Н} \quad (3.22.)$$

Опір від ухилу обчислюємо при  $\alpha = 0.003$ .

У тім же порядку розрахункових випадків:

$$W_{YK} = 0.008 \cdot 1540170 = 4621 \text{ Н} \quad (3.23.)$$

Опір від вагового навантаження:

$$W_B = 50807 \text{ Н}$$

Повний статичний опір пересуванню:

$$W = 13862 + 4621 + 0.6 \cdot 50807 = 48967 \text{ Н}$$

#### 2.3.5.2. Статична потужність одного двигуна:

кран з вантажем масою брутто 8 т

$$N_{CT} = \frac{48967 \cdot 1}{12 \cdot 0.92} = 4.4 \text{ кВт}$$

Статичний момент на валу одного двигуна (передаточне число редуктора  $i = 25.02$ ):

$$M_{CT} = \frac{48967 \cdot 0.5}{2 \cdot 12 \cdot 25.02 \cdot 0.92} = 44 \text{ Нм}$$

Попередньо вибираємо електродвигун МТФ 211-6

$$N = 7.5 \text{ кВт}; \quad n = 930 \text{ об/мин при ПВ=40\%} \quad M_{\text{max}} = 191 \text{ Нм}; \quad GD_{\text{об}}^2 = 4.6 \text{ Нм}^2$$

Номинальний момент двигуна при ПВ=40%:

$$M_H = 9.55 \cdot \frac{7500}{930} = 77 \text{ Нм}$$

Фактична швидкість пересування крана при  $n = 920 \text{ об/мин}$  (кран з вантажем масою бруто 8 т):

$$V_{\phi} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 920}{25.02} = 0.96 \text{ м/с}$$

Фактична швидкість пересування крана при  $n = 930 \text{ об/мин}$  (кран з порожнім захватом):

$$V_{\phi} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 930}{25.02} = 0.97 \text{ м/с}$$

При роботі шести двигунів у тяговому, а шести - у гальмовому режимі (на перших двох положеннях командоконтролера) загальний момент опору, наведений до вала одного тягового двигуна, складається з моменту статичного опору від тертя, ухилу і вітру та електродинамічного моменту гальмового двигуна.

$$M_{CT.ТЯГ.} = 2 \cdot M_{CT} + M_{эл.д}$$

При пересуванні крана з вантажем масою бруто 8 т у сталому режимі на першому положенні командоконтролера:

$$M_{CT.ТЯГ.1}^{20,3} = 2 \cdot 48 + 20 = 116 \text{ Нм}$$

на другому положенні:

$$M_{CT.ТЯГ.2}^{20,3} = 2 \cdot 48 + 63 = 159 \text{ Нм}$$

При пересуванні крана з порожнім захватом у сталому режимі на першому положенні командоконтролера:

$$M_{ст.тяг.1}^7 = 2 \cdot 44 + 26 = 114 \text{ Нм}$$

на другому положенні:

$$M_{ст.тяг.2}^7 = 2 \cdot 44 + 66 = 154 \text{ Нм}$$

Для використання в розрахунку наведених махових моментів механізму обчислюємо маховий момент гальмового шківів.

$$GD_{шк}^2 = 0.6 \cdot 10 \cdot 0.2^2 = 2.4 \text{ Нм}^2$$

Сумарний маховий момент механізму, наведений до вала одного двигуна при роботі всіх машин у руховому режимі (кран з вантажем масою брутто 8 т):

$$GD_1^2 = 1.15 \cdot (0.46 + 0.24 + 0.18) + \frac{365 \cdot 190480 \cdot 0.96^2}{12 \cdot 920^2 \cdot 0.92} = 1 + 6.9 = 79 \text{ Нм}^2$$

кран з порожнім захватом:

$$GD_2^2 = 1 + \frac{365 \cdot 157000 \cdot 0.97^2}{12 \cdot 930^2 \cdot 0.92} = 1 + 5.6 = 66 \text{ Нм}^2$$

Сумарний маховий момент механізму, наведений до вала одного тягового двигуна, при роботі привода на перших двох положеннях командоконтролера (кран з вантажем масою брутто 8 т):

$$GD_{тяг1}^2 = 2 + \frac{365 \cdot 190480 \cdot 0.96^2}{6 \cdot 920^2 \cdot 0.92} = 2 + 13.7 = 157 \text{ Нм}^2$$

кран з порожнім захватом:

$$GD_{тяг2}^2 = 2 + \frac{365 \cdot 157000 \cdot 0.97^2}{6 \cdot 930^2 \cdot 0.92} = 2 + 11.3 = 133 \text{ Нм}^2$$

Розрахунок часу пуску робимо по пускових щаблях для випадків розгону з контейнером масою 20,3 т и с порожнім захватом.

Уважаючи характеристики  $M = f(n)$  прямолінійними, визначаємо час пуску на кожному щаблі.

Розглядаємо пуск крана з вантажем масою брутто 8 т.

Час пуску на першому щаблі:

$$t_{п1} = \frac{15.7}{16.6} \cdot \frac{15}{21-7} \cdot \lg \frac{21}{7} = 0.5 \text{ с}$$

Час пуску на другому щаблі:

$$t_{п2} = \frac{15.7}{16.6} \cdot \frac{180 - 15}{95 - 38} \cdot \lg \frac{95}{38} = 1.1c$$

Час пуску на третьому щаблі:

$$t_{п3} = \frac{7.9}{16.6} \cdot \frac{400 - 180}{55 - 29} \cdot \lg \frac{55}{29} = 1.1c$$

Час пуску на проміжному щаблі:

$$t_{п4} = \frac{7.9}{16.6} \cdot \frac{700 - 400}{90 - 27} \cdot \lg \frac{90}{27} = 1.2c$$

Час пуску на четвертому щаблі:

$$t_{п4} = \frac{7.9}{16.6} \cdot \frac{900 - 700}{125 - 14} \cdot \lg \frac{125}{14} = 0.8c$$

Сумарний час пуску:

$$t_{п} = 0.5 + 1.1 + 1.1 + 1.2 + 0.8 = 4.7c$$

Сумарне прискорення для першого щабля:

$$a_{cp1} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 15}{25.02 \cdot 60 \cdot 0.5} = 0.03 м / c^2$$

для другого щабля:

$$a_{cp2} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 165}{25.02 \cdot 60 \cdot 1.1} = 0.16 м / c^2$$

для третього щабля:

$$a_{cp3} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 220}{25.02 \cdot 60 \cdot 1.1} = 0.21 м / c^2$$

для проміжного щабля:

$$a_{cp4} = \frac{3.4 \cdot 0.5 \cdot 300}{25.02 \cdot 60 \cdot 1.2} = 0.26 м / c^2$$

для четвертого щабля:

$$a_{cp4} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 200}{25.02 \cdot 60 \cdot 0.8} = 0.26 м / c^2$$

$$a_{cp} = \frac{0.96}{4.7} = 0.2 м / c^2$$

Розглядаємо пуск крана без вантажу.

Час пуску на першому щаблі:

$$t_{п1} = \frac{13.3}{16.6} \cdot \frac{20}{29-12} \cdot \lg \frac{29}{12} = 0.4c$$

Час пуску на другому щаблі:

$$t_{п2} = \frac{13.3}{16.6} \cdot \frac{200-20}{101-40} \cdot \lg \frac{101}{40} = 1c$$

Час пуску на третьому щаблі:

$$t_{п3} = \frac{6.6}{16.6} \cdot \frac{450-200}{58-28} \cdot \lg \frac{58}{28} = 1c$$

Час пуску на проміжному щаблі:

$$t_{п4} = \frac{6.6}{16.6} \cdot \frac{750-450}{85-19} \cdot \lg \frac{85}{19} = 1.2c$$

Час пуску на четвертому щаблі:

$$t_{п4} = \frac{6.6}{16.6} \cdot \frac{900-750}{106-18} \cdot \lg \frac{106}{18} = 0.5c$$

Сумарний час пуску:

$$t_{п} = 0.4 + 1 + 1 + 1.2 + 0.5 = 4.1c$$

Середні прискорення для першого щабля:

$$a_{CP1} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 20}{25.02 \cdot 60 \cdot 0.4} = 0.05 м/с^2$$

для другого щабля:

$$a_{CP2} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 180}{25.02 \cdot 60 \cdot 1} = 0.19 м/с^2$$

для третього щабля:

$$a_{CP3} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 250}{25.02 \cdot 60 \cdot 1} = 0.26 м/с^2$$

для проміжного щабля:

$$a_{CP4} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 300}{25.02 \cdot 60 \cdot 1.2} = 0.26 м/с^2$$

для четвертого щабля:

$$a_{CP4} = \frac{3.14 \cdot 0.5 \cdot 150}{25.02 \cdot 60 \cdot 0.5} = 0.31 м/с^2$$

$$a_{CP} = \frac{0.97}{4.1} = 0.24 м/с^2$$

Перевіряємо запас зчеплення ходових коліс із тяговими двигунами при роботі тягових двигунів у сталому режимі на другому положенні командоконтролера.

$$K_{\text{сц}} = \frac{G_{\text{кр}} \cdot f_1 \cdot D_{\text{х.к.}}}{16 \cdot 2 \cdot M_{\text{ст.тяг.2}} \cdot i \cdot \eta_0}, \quad (3.24.)$$

де  $G_{\text{кр}}$  - вага крана з вантажем масою брутто 8 т;

$M_{\text{ст.тяг.2}}$  - загальний момент статичного опору пересуванню, наведений до вала одного тягового двигуна.

$$K_{\text{сц}} = \frac{1540170 \cdot 0.12 \cdot 0.5}{16 \cdot 2 \cdot 154 \cdot 25.02 \cdot 0.92} = 0.81$$

При роботі тягових двигунів у сталому режимі на першому положень командоконтролера:

$$K_{\text{сц}} = \frac{1540170 \cdot 0.12 \cdot 0.5}{16 \cdot 2 \cdot 114 \cdot 25.02 \cdot 0.92} = 1.1$$

Висновок:

1. З результатів розрахунку запасу зчеплення видно, що при роботі привода пересування крана на перших двох положеннях командоконтролера можливе проковзування коліс ходових візків з тяговими двигунами. Проковзування коліс ходових візків як у момент пуску на зазначених характеристиках так і при русі в сталому режимі (особливо при розташуванні вантажного візка на консолі).

При розташуванні вантажного візка на консолі ковзання ходових коліс можливо, також, у момент пуску на інших положеннях командоконтролера.

2. За результатами розрахунку рекомендується модифікувати систему керування двигунами пересування крана таким чином, щоб понизити в припустимі з погляду інтенсивності пуску межах, динамічні моменти, що розвиваються двигунами при пуску.

### Вибір гальм

Момент, що загальмовує, при русі крана без вантажу з урахуванням енергії обертових мас:

$$M_{зат} = \left( \frac{Q_{кр} \cdot D_{х.к.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} + \frac{GD_{BP}^2 \cdot n \cdot m}{38.2 \cdot V_{\phi}} \right) \cdot \gamma$$

$$Q_{кр} = 157000 \text{ кг}$$

$$GD_{BP}^2 = 10 \text{ Нм}^2$$

$$m = 12$$

$\gamma = 0.35 \text{ м/с}^2$  - розрахункове уповільнення крана

$$M_{зат} = \left( \frac{157000 \cdot 0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 25.02} + \frac{1 \cdot 930 \cdot 12}{38.2 \cdot 0.97} \right) \cdot 0.35 = 611 \text{ Нм}$$

Момент статичного опору при виборі гальм:

$$M_{СТ}^T = (W_T - W_{YK} - W_B) \cdot \frac{D_{х.к.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i}$$

Опір від тертя для зазначених розрахункових випадків:

$$W_T = 1540170 \cdot 0.006 = 9241 \text{ Н}$$

Опір від ухилу:

$$W_{YK} = 4621 \text{ Н}$$

Опір від вітрового навантаження:

$$W_B = 50807 \text{ Н}$$

Момент статичного опору:

$$M_{СТ}^T = (9241 - 4621 - 50807) \cdot \frac{0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 25.02} = 425 \text{ Нм}$$

Для крана, що рухається без вантажу:

$$M_{\Sigma}^T = 611 + 425 = 1036 \text{ Нм}$$

Розрахунковий момент гальма:

$$M_T = \frac{M_{\Sigma}^T}{8} = \frac{1036}{8} = 130 \text{ Нм}$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{0.97}{0.35} = 2.8c$$

Шлях гальмування:

$$S_T = \frac{0.97 \cdot 2.8}{2} = 1.4m$$

На механізмі пересування крана встановлені вісім гальм ТКГ 200 з максимальним гальмовим моментом  $M_T = 245Hm$ .

При максимальному гальмовому моменті час гальмування крана:

$$t_T = \frac{GD_T^2 \cdot n}{38.2 \cdot (8 \cdot M_T + M_{CT}^T)}$$

Для зазначених розрахункових випадків:

$$GD_{T2}^2 = 12 \cdot 1 + \frac{365 \cdot 157000 \cdot 0.97^2 \cdot 0.92}{930^2} = 694Hm^2$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{694 \cdot 930}{38.2 \cdot (8 \cdot 245 - 425)} = 1.1c$$

З:

$$\gamma = \frac{0.97}{1.1} = 0.88m/c^2$$

Шлях, прохідний краном за час гальмування при  $M_T = 245Hm$ :

$$S_T = \frac{0.97 \cdot 1.1}{2} = 0.53m$$

При розрахунковому гальмовому моменті й гальмуванні крана з вантажем

$$t_1' = \frac{81.6 \cdot 920}{38.2 \cdot (8 \cdot 130 - 424)} = 3.2c$$

$$\gamma' = \frac{0.96}{3.2} = 0.3m/c^2$$

$$S_T' = \frac{0.96 \cdot 3.2}{2} = 1.5m$$

### 2.3.6. Вибір редукторів.

Попередньо обрані дванадцять редукторів ЦЗВК-250-25.

Редуктор вибирається за умовою:

$$M_{НОМ} \geq M_{\max} \cdot K_{\phi}$$

Для механізму пересування:

$$M_{\max} = M_{\max, \text{дв.}} \cdot i \cdot \eta = 191 \cdot 25.02 \cdot 0.97 = 4635 \text{ Нм}$$

Число обертів тихохідного вала:

$$n_T = \frac{930}{25.02} = 37.2 \text{ об / мин}$$

Число циклів навантаження на тихохідному валу редуктора:

$$T = 0.5 \cdot t_{\text{маш}} \cdot 60 \cdot n_T = 0.5 \cdot 16000 \cdot 60 \cdot 37.2 = 17.9 \cdot 10^6$$

$t_{\text{маш}} = 16000 \text{ ч}$  - машинний час роботи механізму для важкого режиму при терміні служби 10 років [2].

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{\phi} = 0.63 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.2 \cdot 17.9 \cdot 10^6}{63 \cdot 10^6}} = 0.61$$

$$M_{\max} \cdot K_{\phi} = 4635 \cdot 0.61 = 2827 \text{ Нм} < M_{НОМ} = 3000 \text{ Нм}$$

### 2.3.7. Розрахунок ходового колеса.

Розрахункова схема наведена на мал. 2.10.

$$r_1 = 0.25 \text{ м}$$

$$r_2 = 0.3 \text{ м}$$

Напруги зминання для обіду колеса при крапковому контакті з рейкою:

$$\sigma_{\text{см}} = 3.49 \cdot 10^7 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\text{ЭКВ}}}{r^2}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

$r = 0.3 \text{ м}$  (для рейки Р50)

$$\text{При } \frac{r_1}{r_2} = \frac{0.25}{0.3} = 0.83 \quad m = 0.41$$

У загальному випадку:

$$G_{\text{ЭКВ}} = \gamma \cdot K_{\text{Х.К.}} \cdot G_{\max}$$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{G_{zp}}{G_{KP}}\right)^3} \right]}$$

Для важкого режиму  $K_{x.k.} = 1.4$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{199339}{1540170}\right)^3} \right]} = 0.95$$

$$G_{\max} = 160884H$$

$$G_{\text{ЭKB}} = 0.95 \cdot 1.4 \cdot 160884 = 213979H$$

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &= 3.49 \cdot 10^7 \cdot 0.41 \sqrt[3]{\frac{213976}{0.3^2}} = \\ &= 1.91 \cdot 10^9 \text{ Па} < [\sigma_{cm}] = 2.16 \cdot 10^9 \text{ Па} \end{aligned}$$

### 2.3.8. Вибір зубчастих муфт

Перевірка муфти виробляється по формулі:

$$M_{\text{раб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq M_M$$

Для муфти МЗП-1:

$$M_M = 697Hm$$

$$K_1 = 1.8$$

$$K_2 = 1.3$$

$$M_{\text{раб}} = M_{n.\max} = 2.3 \cdot M_H = 2.3 \cdot 77 = 177Hm$$

$$177 \cdot 1.8 \cdot 1.3 = 414Hm < 697Hm$$

## 3 МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОДОВОГО ВІЗКА КРАНА (ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА)

Ходовий візок призначений для пересування крана по рейковому шляху.

Конструкція механізму пересування залежить від типу привода і виконується у вигляді одно- або двоколісних візків, що скріплюють із основою стійок за допомогою болтових фланців.

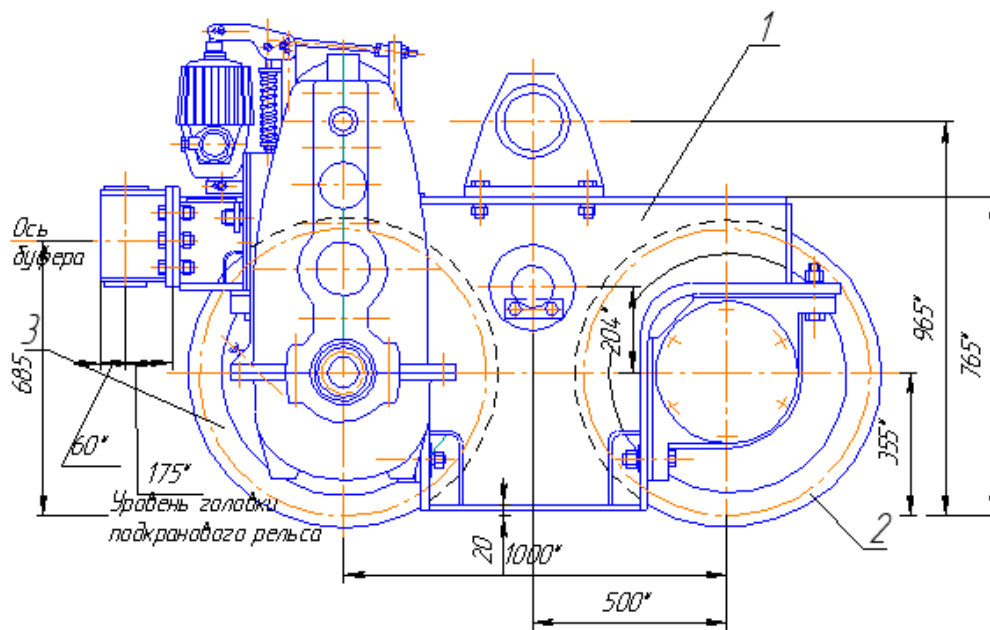


Рис. 3.1. Ходовий візок:

1 - балансір; 2 - холосте колесо; 3 - привідне колесо.

Ходовий візок крана (Рис. 3.1) складається з електродвигуна, вертикального циліндричного редуктора, приводного й ходового колеса, балансира. Двигун з редуктором з'єднаний зубчастою муфтою. На загальному валу з однієї з напівмуфт розміщене колодкове постійно замкнуте гальмо типу ТКГ-200.

### 3.1. Вибір гальм

Гальмівний момент, при русі крана без вантажу з урахуванням енергії обертових мас:

$$M_{зат} = \left( \frac{Q_{кр} \cdot D_{х.к.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i} + \frac{GD_{BP}^2 \cdot n \cdot m}{38.2 \cdot V_\phi} \right) \cdot \gamma$$

$$Q_{кр} = 157000 \text{ кг}$$

$$GD_{BP}^2 = 10 \text{ Нм}^2$$

$$m = 12$$

$\gamma = 0.35 \text{ м/с}^2$  - розрахункова із крана

$$M_{зат} = \left( \frac{157000 \cdot 0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 25.02} + \frac{1 \cdot 930 \cdot 12}{38.2 \cdot 0.97} \right) \cdot 0.35 = 611 \text{ Нм}$$

Момент статичного опору при виборі гальм:

$$M_{СТ}^T = (W_T - W_{YK} - W_B) \cdot \frac{D_{х.к.} \cdot \eta_0}{2 \cdot i}$$

Опір від тертя для зазначених розрахункових випадків:

$$W_T = 1540170 \cdot 0.006 = 9241 \text{ Н}$$

Опір від ухилу:

$$W_{YK} = 4621 \text{ Н}$$

Опір від вітрового навантаження:

$$W_B = 50807 \text{ Н}$$

Момент статичного опору:

$$M_{СТ}^T = (9241 - 4621 - 50807) \cdot \frac{0.5 \cdot 0.92}{2 \cdot 25.02} = 425 \text{ Нм}$$

Для крана, що рухається без вантажу:

$$M_T^\Sigma = 611 + 425 = 1036 \text{ Нм}$$

Розрахунковий момент гальма:

$$M_T = \frac{M_T^\Sigma}{8} = \frac{1036}{8} = 130 \text{ Нм}$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{0.97}{0.35} = 2.8 \text{ с}$$

Шлях гальмування:

$$S_T = \frac{0.97 \cdot 2.8}{2} = 1.4 \text{ м}$$

На механізмі пересування крана встановлені вісім гальм ТКГ 200 з максимальним гальмовим моментом  $M_T = 245 \text{ Нм}$ .

При максимальному гальмовому моменті час гальмування крана:

$$t_T = \frac{GD_T^2 \cdot n}{38.2 \cdot (8 \cdot M_T + M_{CT}^T)}$$

Для зазначених розрахункових випадків:

$$GD_{T2}^2 = 12 \cdot 1 + \frac{365 \cdot 157000 \cdot 0.97^2 \cdot 0.92}{930^2} = 694 \text{ Нм}^2$$

Час гальмування:

$$t_T = \frac{694 \cdot 930}{38.2 \cdot (8 \cdot 245 - 425)} = 1.1 \text{ с}$$

З:

$$\gamma = \frac{0.97}{1.1} = 0.88 \text{ м/с}^2$$

Шлях, що пройшов кран за час гальмування при  $M_T = 245 \text{ Нм}$ :

$$S_T = \frac{0.97 \cdot 1.1}{2} = 0.53 \text{ м}$$

При розрахунковому гальмовому моменті і гальмуванні крана з вантажем

$$t_1' = \frac{81.6 \cdot 920}{38.2 \cdot (8 \cdot 130 - 424)} = 3.2 \text{ с}$$

$$\gamma' = \frac{0.96}{3.2} = 0.3 \text{ м/с}^2$$

$$S_T' = \frac{0.96 \cdot 3.2}{2} = 1.5 \text{ м}$$

### 3.2. Вибір редукторів.

Попередньо обрані редуктори ЦЗВК-250-25.

Редуктор вибирається за умовою:

$$M_{НОМ} \geq M_{\text{max}} \cdot K_d$$

Для механізму пересування:

$$M_{\max} = M_{\max. \text{дв.}} \cdot i \cdot \eta = 191 \cdot 25.02 \cdot 0.97 = 4635 \text{ Нм}$$

Число обертів тихохідного вала:

$$n_T = \frac{930}{25.02} = 37.2 \text{ об/мин}$$

Число циклів навантаження на тихохідному валу редуктора:

$$T = 0.5 \cdot t_{\text{маш}} \cdot 60 \cdot n_T = 0.5 \cdot 16000 \cdot 60 \cdot 37.2 = 17.9 \cdot 10^6$$

$t_{\text{маш}} = 16000 \text{ ч}$  - машинний час роботи механізму для важкого режиму при терміні служби 10 років [2].

Коефіцієнт довговічності:

$$K_\sigma = 0.63 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.2 \cdot 17.9 \cdot 10^6}{63 \cdot 10^6}} = 0.61$$

$$M_{\max} \cdot K_\sigma = 4635 \cdot 0.61 = 2827 \text{ Нм} < M_{\text{НОМ}} = 3000 \text{ Нм}$$

### 3.3. Розрахунок ходового колеса.

Розрахункова схема наведена на рис. 3.2.

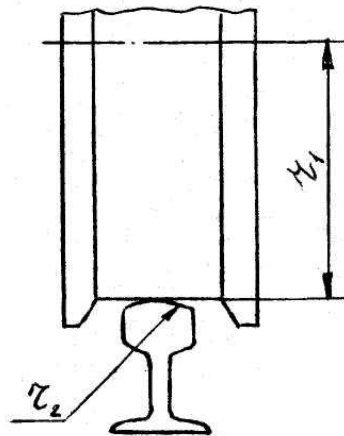


Рис. 3.2. Схема для розрахунку ходового колеса вантажного візка

$$r_1 = 0.25 \text{ м}$$

$$r_2 = 0.3 \text{ м}$$

Напруги зминання для ободу колеса при точечному контакті з рейкою:

$$\sigma_{cm} = 3.49 \cdot 10^7 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{G_{\text{ЭКВ}}}{r^2}} \leq [\sigma_{cm}]$$

$r = 0.3 \text{ м}$  (для рейки Р50)

$$\text{При } \frac{r_1}{r_2} = \frac{0.25}{0.3} = 0.83 \quad m = 0.41$$

У загальному випадку:

$$G_{\text{ЭКВ}} = \gamma \cdot K_{\text{Х.К.}} \cdot G_{\text{max}}$$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{G_{zp}}{G_{KP}}\right)^3} \right]}$$

Для важкого режиму  $K_{\text{Х.К.}} = 1.4$

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{199339}{1540170}\right)^3} \right]} = 0.95$$

$$G_{\text{max}} = 160884 \text{ Н}$$

$$G_{\text{ЭКВ}} = 0.95 \cdot 1.4 \cdot 160884 = 213979 \text{ Н}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{cm} &= 3.49 \cdot 10^7 \cdot 0.41 \sqrt[3]{\frac{213976}{0.3^2}} = \\ &= 1.91 \cdot 10^9 \text{ Па} < [\sigma_{cm}] = 2.16 \cdot 10^9 \text{ Па} \end{aligned}$$

### 3.4. Вибір зубчастих муфт

Перевірка муфти виконується по формулі:

$$M_{\text{раб}} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq M_M$$

Для муфти МЗП-1:

$$M_M = 697 \text{ Нм}$$

$$K_1 = 1.8$$

$$K_2 = 1.3$$

$$M_{\text{раб}} = M_{\text{н.макс}} = 2.3 \cdot M_H = 2.3 \cdot 77 = 177 \text{ Нм}$$

$$177 \cdot 1.8 \cdot 1.3 = 414 \text{ Нм} < 697 \text{ Нм}$$

## 4. ЕКСПЛУАТАЦІЯ КОЗЛОВИХ КРАНІВ

### 4.1. Підкранові колії

Площадка, на якій установлюють кран, повинна бути з поперечним ухилом 3-5% для стоку зливових вод. Ці води варто відводити в дренажні труби, кювети або зливу каналізацію. Підкранові рейкові шляхи повинні виконуватися відповідно до наведеного в паспорті крана вказівками. Конструкцію й розміри елементів підкранової колії визначають по навантаженню на ходові колеса кранів, а також інтенсивності пересування останніх.

У підкранових коліях (рис 4.1) використовують залізничні

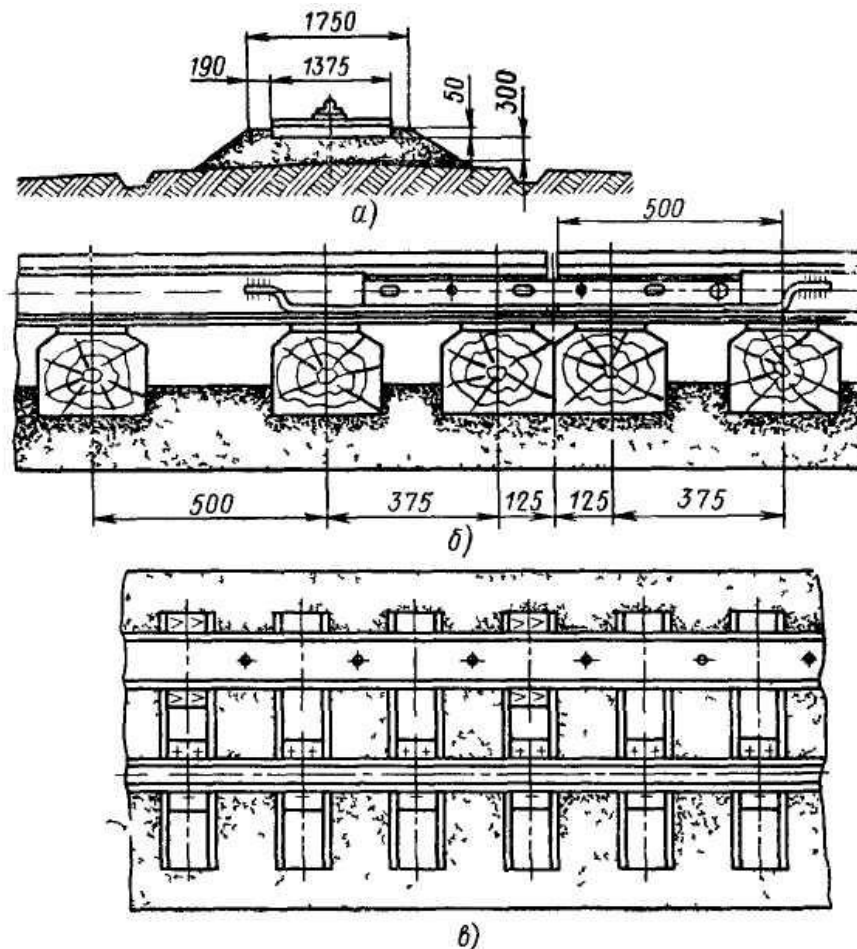


Рисунок 4.1- Підкрановий рейковий шлях

а - поперечний перетин нитки шляху; б-стик рейки,

в — вид нитки шляху в плані

рейки Р33- Р65, які укладають; на соснові напівшпали довжиною 1375 мм. Баластовий шар (щебені природного каменю або гравій великістю 20-50 мм) укладають на підготовлене й попередньо ущільнене земляне полотно.

При більших тисках на ходові колеса варто споруджувати шляхи по спеціальних проектах, причому для сили, що діє на рейки, понад 300-320 кН необхідно укласти рейки на залізобетонний фундамент.

Не можна експлуатувати кран на рейках з наступними дефектами:

- а) обмятими головками й провисшими кінцями більше 3 мм;
- б) тріщинами, особливо на головці, шейку й по болтових отворах;
- в) корозією більше 3 мм;
- г) вертикальним зношуванням головки більше 6 мм;
- д) зношуванням бічних граней головки більше 3 мм із кожної сторони або 6 мм із однієї сторони.

Перемички приварюють по нейтральній осі рейок на відстані не менш 500 мм від стиків. Протилежні нитки шляхів не менш чим в одному місці повинні бути зв'язані приварною поперечною перемичкою із круглої сталі діаметром не менш 10-12 мм або перетином з смуг не менш 30х6 мм.

У систему заземлення входить також заземлення зі стрижнів, що забивають у землю, довжиною 2,5-3,5 м.

Під рейки, які кріплять до шпал шляховими шурупами або милицями, укладають плоскі металеві підкладки. Стики рейок улаштовують на шпалах. Рейки з'єднують за допомогою болтів двоголовими накладками відповідного розміру. Наприкінці підкранової колії влаштовують тупикові упори й установлюють лінійки, що відхиляють, кінцевих вимикачів механізму пересування крана (рис. 4.2).



Відхилення що допускають при розташування, рейок, мм

Відхилення	При укладанню	Під час експлуатації
Різниця оцінок (висот) головок рейок в одному поперечному перерізі, мм.	10/15	20/30
Відхилення між осями рейок, мм.	8/12	30/40
Взаємний зсув торців стикуємих рейок у плані й по висоті, мм.	1/2	1/1
Відхилення рейки від прямої лінії на ділянці 30 м, мм.	15/20	15/20
Різниця оцінок головок рейок на довжині шляху 10 м (загальна), мм.	20/30	20/30

Примітка. У чисельнику наведені дані для кранів із прольотом до 30 м; у згори 30 м.

#### 4.2 Монтаж і приймання

Крани повинні монтувати в точній відповідності із вказівками заводських інструкцій. Всі відхилення від передбаченою заводською документацією технології монтажу повинні бути погоджені з керівництвом організації або підрозділу, відповідальним за виконання монтажних робіт. Рейкові шляхи на ділянці монтажу крана повинні бути ретельно вивірені, їхні відхилення не повинні перевищувати встановлених норм.

Приймання знову змонтованих (а також підвергшихся перебазуванню або капітальному ремонту) козлових кранів полягає в перевірці технічної документації, зовнішньому огляді й перевірці комплектності крана, перевірці роботи крана вхолосту, перевірці роботи крана з вантажем і проведенні випробувань крана.

### 4.3.Перевірка технічної документації

До складу технічної документації, пропонованої при прийманні крана в експлуатацію, повинне входити наступне.

1. Паспорт і інструкція для експлуатації крана, складені заводом-виготовлювачем (включаючи також складальні й інші креслення вузлів кранів). У тому випадку, якщо в технічну характеристику, конструкцію крана або його встаткування внесені які-небудь зміни або доповнення (наприклад, зниження вантажопідйомності, оснащення крана; моторним грейфером і т.п.), вони повинні бути у встановленому порядку внесені в паспорт і інструкцію крана.

2. Акти приймання підкранового рейкового шляху й перевірки ізоляції електричних ланцюгів, апаратур і приводів.

3. Документи, що засвідчують якість зварювання в тому випадку, якщо неї виконували при монтажі конструкцій: опис дипломів зварників, копії сертифікатів на зварювальні матеріали, результати механічних випробувань контрольних зразків, результати випробувань монтажних зварених швів.

4. Акт, складений організацією, що монтувала кран, і підтверджуюче виконання повного обсягу монтажних робіт.

### 4.4. Зовнішній огляд і перевірка комплектності крана

При зовнішньому огляді варто ретельно перевірити стан механізмів, металевої конструкції й електроустаткування крана. Особлива увага необхідно звертати на наявність і стан кріпильних деталей, огорожень і кожухів механізмів.

Необхідно також ретельно перевірити стан всіх елементів електропроводки (наявність оконцевателів у труб, відсутність незаглушених отворів у перехідних коробках і клемниках і т.п.). Перевіряють справність дверок апаратних шаф, кріплення струмопровідного гнучкого кабелю й інших елементів.

Вручну при відключеному живленні перевіряють справність дії реле, пускачів і контакторів, причому особлива увага варто звертати на щільність примикання контактів і відсутність на їхніх робочих поверхнях окису,

консервационного змащення й т.п. Отжимом вручну перевіряють гальма. Перевіряють наявність масла в редукторах і електротолкателях гальм.

Всі виявлені не усунуті недоліки й відхилення повинні бути зафіксовані в акті приймання-здачі крана, що складається монтажною й експлуатаційною організацією (підрозділами, службами).

Після огляду перевіряють роботу крана без навантаження (вхолосту); спрацьовування всіх запобіжних пристроїв і апаратів, включаючи систему вітрового захисту (у тому числі й настроювання сигналізатора тиску вітру). Перевіряють справність дії системи висвітлення, опалення й сигналізації, установки струмових реле й реле часу.

Перевіряють швидкості робочих рухів робочих механізмів крана. Швидкості можна визначити шляхом реєстрації часу переміщення на мірній ділянці. При цьому для механізмів пересування крана й візка необхідно приймати в розрахунок середній час переміщення в обох напрямках. При визначення швидкості не слід урахувувати періоди розгону й гальмування (для механізму підйому вантажів приблизно 1с; пересування візка 2—3 с; пересування крана, 5-10 с). У кранів із двоколійними вантажними візками звертають увагу на відсутність заклинювання ходових коліс на всьому шляху переміщення візка.

Поштовхи, скрип реборд, їх задери свідчу про погрішності в установці ходових коліс крана.

Якщо у кранів (особливо з обома жорсткими опорами) має місце постійне, поза залежністю від напрямку руху, однобічне поджатие реборд ходових коліс, необхідно перевірити відповідність фактичного прольоту крана прольоту підкранових колій.

Кран випробовують при швидкості вітру не більше 6 м/с.

Після перевірки вхолосту проводяться випробування з номінальним робочим вантажем. Роздільно виконую всі робочі рухи. Реєструють швидкості робочих рухів, причому для піднімального механізму варто роздільно оцінювати швидкості підйому й опускання вантажу. При справному стані механізмів і електроприводів крана паспортні значення цих швидкостей, а також швидкостей

при роботі вхолосту й з вантажем повинні відрізнятись не більше ніж на 3—10%. Це, однак, справедливо при відхиленнях напруги живильної електромережі в межах 3—5% номінального значення (включаючи й відсутність перекосу фаз).

Перевіряють гальмові шляхи всіх робочих механізмів. Дії гальм механізмів пересування крана й візка варто перевіряти при відсутності на рейках вологи й забруднення, включаючи й сліди змащення. Затягування гальм повинна виключати блокування й проковзування ходових коліс у період гальмування

Допускається обпирання ненавантаженого візка на окремих ділянках мосту на три колеса, причому зазор між четвертим колесом і рейкою не повинен перевищувати 3-4 мм.

Відповідно до наведеного вище рекомендаціями перевіряють роботу всіх інших механізмів крана.

Заново змонтований кран після капітального ремонту, реконструкції, зміни канатів, а також в інших випадках, передбачених правилами технадзору, перед здачею в експлуатацію приймає комісія.

До огляду входять:

- а) огляд крана, що виробляється відповідно до наведеного вище вказівками;
- б) статичне випробування крана з підйомом вантажу, на 25%, що перевищує номінальний;
- в) динамічне випробування з 10%-ним перевантаженням або з номінальним вантажем.

При статичному випробуванні перевіряють міцність крана підйомом іспитового вантажу на 200-300 мм, витримкою його у висячому положенні протягом 10 хв і реєструють прогин мосту для перевірки відсутності залишкової деформації. Перевіряють також відсутність тріщин, місцевих деформацій і інших ушкоджень елементів конструкції. Вантажний візок повинна розташовуватися в

центрі прольоту й у крайніх положеннях на обох консолях. При визначенні деформацій варто враховувати осідання підкранових колій.

При динамічному випробуванні повторно піднімають і опускають вантаж, а також перевіряють дія всіх інших механізмів крана.

Результати технічного огляду записують у паспорт крана із вказівкою строку наступного огляду.

## ВИСНОВОК

В магістерській кваліфікаційній роботі проведений комплекс досліджень, який дозволив сформувавши методику проектування козлового крана.

Методика включає вибір масових і геометричних параметрів, визначення зовнішніх навантажень на кран розрахунок основних механізмів: підйому вантажу, пересування вантажного візка, пересування крана.

Виконано перевірку стійкості крана в робочому й неробочому стані.

Представлено розділ модернізації ходового візка, в якому виконано вдосконалення методики розрахунку його складових елементів.

Запропонована методика експлуатації козлового крана, яка включає:

- облаштування підкранових колій;
- монтаж і приймання;
- перевірка технічної документації;

Дана методика може бути використана на кранобудівних підприємствах України що виробляють козлові крани, зокрема на Харківському заводі підйомно-транспортного обладнання

Розширення ряду козлових кранів дозволяє більш ефективно використовувати їх у виробництві.

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Проектування транспортуючих машин. Навчальний посібник / В. Ф. Рідний [та ін.]. Харків : Міськдрук, 2015. 415 с.
2. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання. Навчальний посібник / В. О. Малащенко [та ін.]. Рівне : НУВГП, 2017. 346 с.
3. Вікович І. А. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби. Підручник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2018. 678 с.
4. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожно-будівельних, підйомних і транспортних машин: Підручник / В.Д.Шевченко, В.Г.Піскунов, Ю.М.Федорченко та інш. За ред.. В.Г.Піскунова, В.Д.Шевченко.-К.: Вища шк.,2004.-438с.
5. Бондарєв В.С. Підйомно-транспортні машини / В.С.Бондарєв, О.І.Дубинець, М.П.Колісник, С.В.Бондарєв, Ю.П.Горбатенко, В.Я. Баранов.-К.:Вища шк.,2009.-734с.
6. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини. Підручник. – Старобільськ, 2018. 277 с.
7. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини /О.В.Григоров, Н.О.Петренко.-Харків: НТУ «ХП», 2006.- 300с.
8. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С.В.Ракша, В.В.Мелашевич, М.П.Колесник.-Днепропетровськ: Пороги. 2006.-147с.
9. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: ДНАОП 0.00-1.03-02.-Х.:Форт,2002.-416с.
12. Колісник М.П. Крани будівельні. Технічні характеристики /М.П.Колісник, А.Ф.Шевченко, В.В.Мелашеч, С.В. Ракша // Довідник.-Дніпропетровськ: Пороги, 2006.- 188с.
13. Григоров О.В. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів / О.В.Григоров, В.В.Стрижак, Н.О.Петренко та інш. // Монографія.-Харків: ХНАДУ, 2016.-352с.
14. Назаренко І. І., Німко Ф. О. Вантажопідіймальна техніка (конструкції,

ефективне використання, сервіс): Навчальний посібник. –К.: Видавничий дім «Слово», 2010. 400 с.

15. Полянський С. К., Білякович М. О. Технічна експлуатація будівельнодорожніх машин і спеціальних автомобілів. Навчальний посібник. Частина 2. Заправлення та мащення. Управління технічним станом машин. – К.: «Слово» – 2011. 448 с..

16. Туршин В.О. Машини промислового транспорту безперервної дії. /В.О.Туршин, В.В.Федорченко // Навчальний посібник.- Луганськ: Вид-во СНУ ім.Даля, 2009 – 134с.

17. Крани спеціальні: навч. посібник / Л. М. Мартовицький, В. І. Глушко. – Запоріжжя : Національний університет "Запорізька політехніка", 2023. – 396 с.

19. Розрахунок механізмів вантажопідіймальних машин: навч. посіб. /В.О. Воляннюк, Є.В. Горбатюк. – Київ: КНУБА, 2021. – 136 с

20. Правила пристрою і безпечної експлуатації вантажопідійомних машин. Видавництво Харків, 1994. 267 с.

21. Бондарев В.С. і інш. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки піднімальних і транспортних машин. К.:Вища школа, -2009. 736с.