

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Микола Бурдівський

(повне найменування інституту, назва факультету)

Детальне машинобудування і ТТКМ

(повна назва кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти (освітній ступінь))

на тему *Реконструкція ковзального крана*
 $Q = 100 + 10\%$

Виконав: студент 6 курсу, групи МБ-313М
спеціальності (напряму підготовки)

134 *Машинобудування*
(код і назва напряму підготовки, спеціальності)

Зеремова А.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник *Васюков Т.П.*
(прізвище та ініціали)

Рецензент *Слонов В.П.*
(прізвище та ініціали)

м. Запоріжжя
2018 рік

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Закарпатський національний технічний університет

Кафедра, факультет Механіко-технологічний факультет
Кафедра МТ
Ступінь вищої освіти (освітній ступінь) магістр
Спеціальність 124 - Виробство технічних засобів
Напрямок підготовки _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Савченко Сергій
Сергій
12 2018 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

1. Тема проекту (роботи) Виробництво корпусного крану
В-100-1-107

2. Строк подання студентом проекту (роботи) Від 12.01.2018 до 11.02.2018 року
затверджені наказом вищого навчального закладу від "12" 11 2018 року № 154

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Висота корпусу 1000 мм

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1. Визначити та позначити елементи крана
2. Визначити сили і моменти діючі на кран
3. Визначити максимальну швидкість підйому вантажу
4. Визначити максимальну швидкість опускання вантажу
5. Визначити максимальне навантаження крана
6. Визначити сили і моменти діючі на вантажний канат
7. Визначити сили і моменти діючі на вантажний канат
8. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням об'ємів креслень)
Кресла: 1 - Кресло корпусу крана В-100-1-107; 2 - Кресло вантажного каната В-107; 3 - Кресло вантажного каната В-107; 4 - Кресло корпусу крана В-107

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Роль	Прізвище, ініціали та посила консультанта	Підпис, дата	
		завдання виконав	привласнив виконавцю
	Косиць С.В., І.Н. Діагностика		
	Валент Т.В., І.Н. Діагностика		

7. Дата видачі завдання 03.09.18

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Срочок виконання етапів проекту (роботи)	Примітки
1	Більш детальний пошук літератури	10.09.18	
2	З'ясування актуальності вимог та умов виконання проекту	14.09.18	
3	З'ясування умов виконання проекту	24.09.18	
4	З'ясування умов виконання проекту та умов виконання проекту	05.10.18	
5	Визначення необхідності виконання проекту	08.11.18	
6	Середовище виконання проекту	26.11.18	
7	Характеристики роботи у процесі виконання проекту	04.12.18	

Студент

Керівник проекту (роботи)

Завдання на пр
 Реферат
 Вступ
 1 Призначення
 2 Основні вузли
 3 Розрахунок м
 3.1 Вибір кін
 3.2 Вибір схе
 3.3 Вибір ван
 3.4 Розрахунок
 3.5 Розрахунок
 3.6 Розрахунок
 3.7 Вибір ре
 3.8 Вибір му
 3.9 Визначен
 4 Розрахунок м
 4.1 Вибір схе
 4.2 Визначен
 4.3 Вибір хо
 4.4 Опір пер
 4.5 Визначен
 4.6 Вибір ре
 4.7 Вибір га
 4.8 Визначен
 4.9 Перевіро
 5 Механізм до
 6. Критичний
 6.1 Вимоги,
 пересування

ЗМІСТ

Завдання на проект	2
Реферат	5
Вступ	6
1 Призначення та технічні характеристики	7
2 Основні вузли і принцип роботи крана	9
3 Розрахунок механізму підйому	13
3.1 Вибір кінематичної схеми	13
3.2 Вибір схеми та кратності поліспасти	14
3.3 Вибір вантажного канату	14
3.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	15
3.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана	16
3.6 Розрахунок потужності двигуна, його вибір	17
3.7 Вибір редуктора	18
3.8 Вибір муфти	19
3.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм	19
4 Розрахунок механізму пересування крана	20
4.1 Вибір схеми механізму пересування крана	20
4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса	21
4.3 Вибір ходових коліс	21
4.4 Опір пересування крана	21
4.5 Визначення потужності двигуна	24
4.6 Вибір редуктора	26
4.7 Вибір гальм	26
4.8 Визначення запасу зчеплення коліс з рейкою	27
4.9 Перевірочний розрахунок	27
5 Механізм допоміжного підйому	29
6. Критичний аналіз роботи механізму пересування козлового крана	30
6.1 Вимоги, що пред'являються до електроприводів механізмів пересування	30

6.2 Огляд існуючих систем управління електроприводами механізмів пересування козлових кранів	32
6.3 Причини виникнення сил перекосу при різних рухах механізму пересування козлового крана	36
6.4 Основні відомості про частотно-регульованому електроприводі	43
7 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	47
7.1. Аналіз потенційних небезпек	47
7.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки	48
7.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	56
7.4 Заходи з пожежної безпеки	58
7.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях	59
Висновки	63
Список літератури	64

РЕФЕРАТ

ПЗ: 65 сторінок, 16 рисунків, 2 таблиці, 1 рівняння, 20 джерел літератури. Об'єкт дослідження – кран козловий спеціальний вантажопідйомністю $Q=100+10$ т.

Тема магістерської роботи являється реконструкція козлового крана $Q=100+10$ т, з метою підвищення його вантажопідйомності головного підйому до 120 т і зміни приводу механізму пересування крана, шляхом установки системи регулювання за допомогою перетворювача частоти.

**КРАН КОЗЛОВИЙ, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, ПОЛІСПАСТ,
МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, ПЕРЕТВОРЮВАЧ ЧАСТОТИ СИСТЕМА
КЕРУВАННЯ.**

ВСТУП

Козлові крани широко застосовують для обслуговування енергетичних об'єктів. Зливні греблі, затвори і головні будівлі гідроелектростанцій обслуговують за допомогою потужних козових кранів. Постійна вантажопідйомність в будь-якій точці обслуговування, простота конструкції, висока надійність в експлуатації і порівняно невелика вартість роблять козові крани незамінними.

Технічні характеристики і конструктивне оформлення козових кранів в значній мірі визначаються особливостями компоновки та ваговими показниками того обладнання, для якого вони призначені.

Всі козові крани піддаються впливу значних вітрових навантажень. Тому вони обладнуються протиугінними захватами, діючими автоматично та напівавтоматично.

Козловий кран, який розглядається в даному проєкті має вантажопідйомність 100+10т. Кран працює в легкому режимі і призначений для обслуговування обладнання (аварійно-ремонтні затвори, кришки герметичні, гідроциліндри) при виконанні ремонтних робіт.

Кран опирається на 4 ходові колеса, які являються приводними. Керування всіма механізмами виконується завдяки пульта підвісному. Механізм пересування крана обладнаний двома протиугінними захватами.

Кран має допоміжний підйом у вигляді талі електричної, вантажопідйомністю 10т.

На ходовій балці металоконструкції крана встановлений кабельний барабан, який підводить струм до крана.

1. Призначення та технічні характеристики

Кран козловий спеціальний вантажопідємністю 100+10 т, призначений для обслуговування обладнання (аварійно-ремонтні затвори, кришки герметичні, гідроциліндри) при виконанні ремонтних робіт.

Технічні характеристики

Група класифікації крана (по нормам FEM)	A2
Рід струму	змінний
Частота, Гц	50
Напруга, В	380
Управління краном	пульт підвесний
Підведення живлення до крану	кабель гучкий
Система струмопостачання крана	барабан кабельный
Механізм головного підйому	
Група класифікації механізму (по нормам FEM)	M3
Вантажопідємність, кН (т)	981 (100)
Швидкість підйому м/с (м/хв)	0,0166 (1)
Висота підйому, м	13
Глибина опускання, м	10
Діапазон підйому, м	23
Механізм допоміжного підйому	
Група класифікації механізму (по нормам FEM)	M3
Тип	53MT ТП 750 Н25 V1 4/2 M EN10
Вантажопідйомність, кН (т)	9,81 (10)

Швидкість підйому м/с (м/хв)	0,083/0,0208 (5/1,25)
Швидкість пересуванням/с (м/хв)	0,167 (10)
Висота підйому, м	11
Глибина опускання, м	14
Діапазон підйому, м	25
Механізм пересування крана	
Група класифікації механізма (по нормам FEM)	M3
Швидкість пересування м/с (м/хв)	0,2 (12)
Коля крана, м	6
База крана, м	7
Діаметр колеса, мм	630
Кількість привідних колес	4
Загальна кількість колес	4
Тип рельса	KP100-A

2. Основні вузли і принцип роботи крана

Основними вузлами крана є: металоконструкція крана, механізм головного підйому вантажопідйомністю 100т, таль електрична вантажопідйомністю 10 т, механізм пересування крана з напівавтоматичними протиугінними захватами, кабельний барабан, електрообладнання, намет.

Металоконструкція крана являє собою зварену конструкцію з окремих балок коробчатого перетину. Монтажні стики відправних марок металоконструкції крана виконанні у вигляді болтових фланцевих з'єднань.

Кран оснащений сходами і майданчиками з огороженнями для вільного та безпечного доступу до місць огляду і технічного обслуговування механізмів крана і талі. Огороження, майданчики і сходи - зйомні.

Механізм головного підйому встановлений на рамі. Рама спирається на портал крана і з'єднана з ним за допомогою болтів. Рама являє собою зварену конструкцію з балок коробчатого перетину.

Механізм головного підйому складається з канатного барабана Ø1050 мм, приводу і підвіски вантажопідйомністю 100 т, верхніх блоків і зрівняльного блоку. Барабан - виконаний з механічно обробленої відливки має подвійну нарізку. Привід складається з електродвигуна 4MTM200LB8, N = 22кВт, спеціального редуктора Ц2 - 1000MP3 - 50 - 22М 2, предредуктора Ц2 - 350 - 12,5- і гальма ТКГ -300- 05.

Підвіска в.п. 100 т складається з двох блоків Ø800мм і двох блоків Ø710мм. Всі блоки на підшипниках кочення. Гайка провущени спирається на підшипник кочення.

Як допоміжний підйому застосована таль електрична в.п. 10 т 53MT 750 H25 V1 4 / 2 M EN10.

Верхня частина крана накрита наметом. Каркас намету виконаний з прокатних профілів, обшитих гофрованим профілем. Під наметом встановлені механізм підйому та електрообладнання.

Механізм пересування крана складається з чотирьох приводів і чотирьох приводних коліс Ø630 мм. Колеса з подвійними ребордами встановлені на підшипниках кочення. Привід складається з електродвигуна МТН112 - 6 і редуктора ЗЦ4вкф - 250 -160- 27 - ПШП -Т1, гальма ТКГ-160- 01, встановленого на валу електродвигуна.

Для утримання крана від уgonу вітром в неробочому стані передбачені два противоугінних напівавтоматичних пристрої з утримуючим зусиллям $P = 108$ кН (11 тс) кожен. Захвати обладнані вимикачами, що автоматично виключають механізм пересування при загрозі несанкціанованого руху. Також на крані може бути змонтовані протисейсмічні системи замикання.

Механізм допоміжного підйому представляє собою таль електричну вантажопідємністю 10т, що пересувається по підвісному монорейковому шляху. На монорельсе встановлений навіс, який захищає таль електричну від впливу навколишнього середовища.

На ходовій балці металоконструкції крана встановлено кабельний барабан для підводу струму живлення до крана. Крутний момент на барабан передається від електродвигуна МТН112 - 6 через редуктор КЦ1 - 250МРЗ - 6,3-41. Привід кабельного барабана оснащений гальмом ТКГ -160- 01.

Управління краном здійснюється з майданчика ходової балки за допомогою підвісного пульта.

Для обмеження висоти при підйомі і опусканні підвіски в.п. 100 т встановлені кінцеві вимикачі: УБ- 250А Т на валу барабана, ПП- 743 на рамі механізму.

Для блокування люка при виході на міст крана встановлений кінцевий вимикач ВП- 16РЕ23Б - 231- 55.

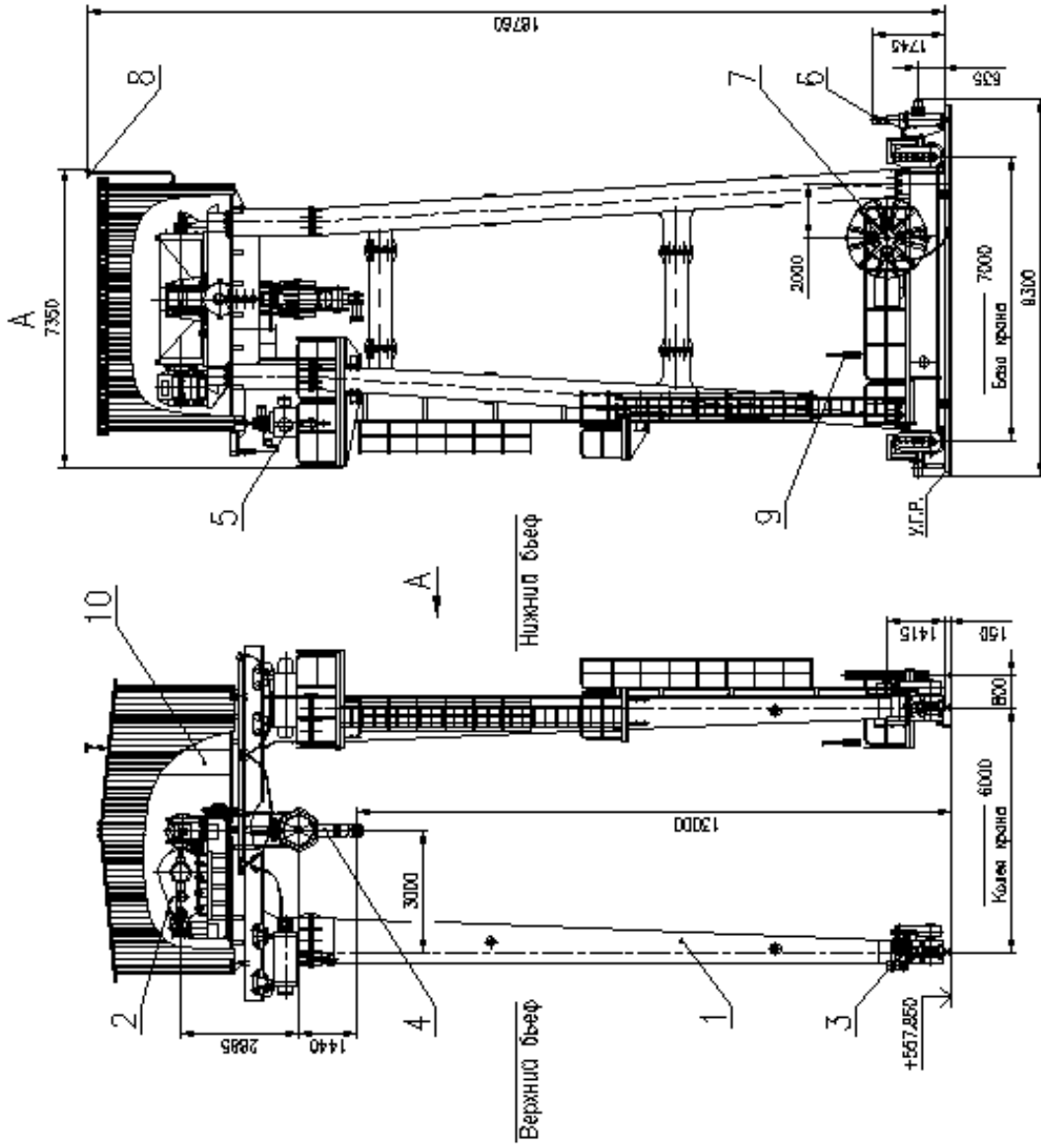
Механізм головного підйому крана і таль електрична обладнані обмежувачами вантажопідйомності (ОГП), що спрацьовують на навантаження яке перевищує номінальне значення на 10 %.

Крайні положення при пересуванні крана обмежуються кінцевим вимикачем ПП- 741.

На крані передбачений анемометр для контролю миттєвої швидкості вітру і подачі сигналу на замикання противоугінних захоплень, при досягненні вітром швидкості вище допустимої.

Випробування крана проводяться за допомогою гідронавантажувача. Статичні випробування проводяться навантаженням рівний 125% від номінальної вантажопідйомності. Динамічні випробування проводяться навантаженням рівний 110 % від номінальної вантажопідйомності.

Базова модель крану представлена на рисунку 2.1



1 – металоконструкція крана; 2 – механізм головного підйому; 3 – механізм пересування крана; 4 – підвіска в.п. 100 т; 5 – таль електрична в.п. 10т; 6 – захват протугінний напівавтоматичний; 7 – кабельний барабан; 8 – анемометр, 9 – пульта підвісний; 10 – електрообладнання

Рисунок 2.1 – Кран козловий спеціальний

3. Розрахунок механізму підйому крана

При реконструкції крану передбачено збільшення вантажопідйомності до $Q=120\text{т}$ при збереженні швидкості робочих операцій та характеристик висоти підйому та глибини опускання.

3.1 Вибір кінематичної схеми

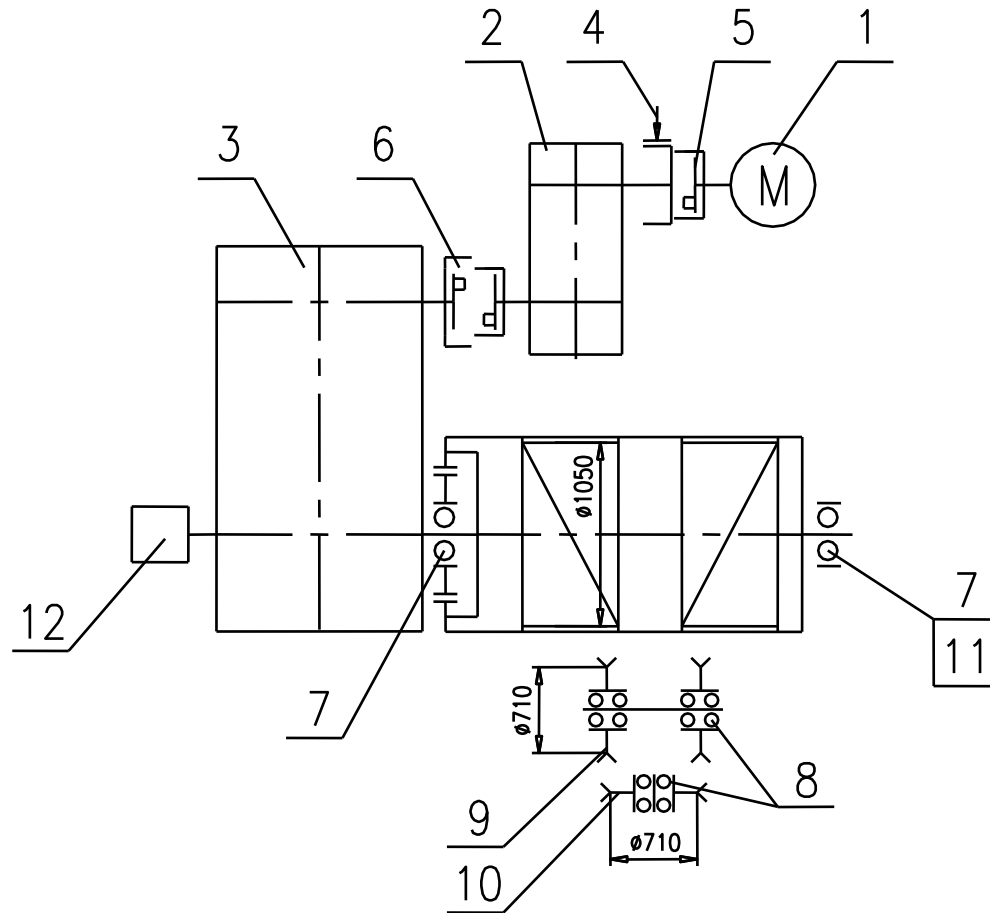


Рисунок 3.1 - Кінематична схема механізму підйому

- | | |
|------------------------|------------------------|
| 1 – Електродвигун; | 7 – Підшипник; |
| 2 – Редуктор; | 8 – Підшипник; |
| 3 – Редуктор; | 9 – Блоки верхні; |
| 4 – Гальмо; | 10 – Блок зрівняльний; |
| 5 – Полумуфта зубчата; | 11 – Датчик сили; |
| 6 – Муфта зубчата; | 12 – Вимикач; |

3.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

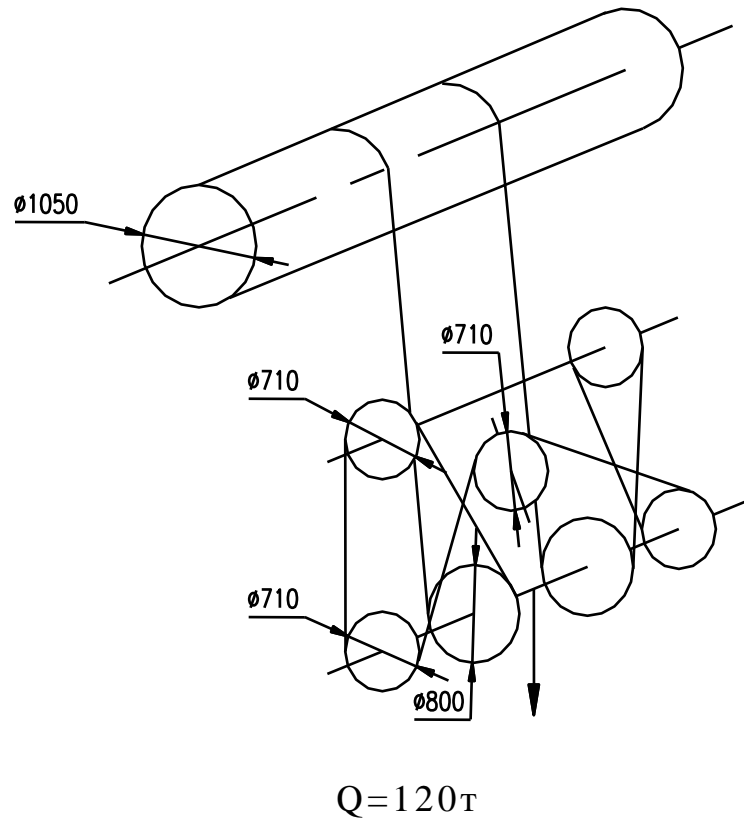


Рисунок 3.2 - Схема запасовки каната

ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97 \quad (3.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блоку на підшипниках кочення;

$i_n = 4$ – кратність поліспасти;

$n = 6$ – кількість блоків.

3.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибирають за розривним зусиллям $F_{розр}$

$$F_{розр} = z_p \cdot F_{max} = 3,55 \cdot 189,47 = 672,62 \text{кН} \quad (3.2)$$

де z_p - коефіцієнт запасу міцності каната $z_p = 3,55$ (3.3)

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н:

$$F_{max} = \frac{10^4(Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} = \frac{10^4(120 + 24)}{2 \cdot 4 \cdot 0,95 \cdot 1} = 189,47 \text{ кН} \quad (3.4)$$

$$G_n = (0,02 \dots 0,03)Q = 0,02 \cdot 120 = 24 \text{ т} \quad (3.5)$$

де - Q - маса вантажу, т; $Q = 120 \text{ т}$

G_n - маса підвіски, т; $G_n = 24 \text{ т}$

$a = 2$ – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

m - кількість відхиляючих блоків. $m = 0$

Обираю канат подвійної звивки, тип ЛК-РО 6х36(1+7+7/7+14), діаметром $d = 31 \text{ мм}$, маркувальна група 1670(170), максимальне розривне зусилля $F_{max} = 616000 \text{ Н}$

3.4 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

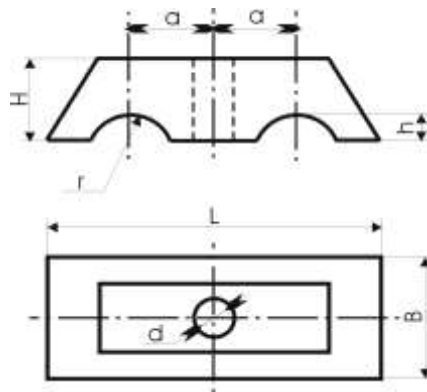


Рисунок 3.3 – Ескіз накладки

Для каната діаметром $d = 31 \text{ мм}$ розміри накладки:

$a = 42 \text{ мм}$, $L = 125 \text{ мм}$, $B = 100 \text{ мм}$, $H = 38 \text{ мм}$, $h = 6 \text{ мм}$ $r = 26 \text{ мм}$, $d = 30 \text{ мм}$.

Болти кріплення каната – М30-6gx110.46.0112 ГОСТ 7798-70. Матеріал Сталь 20 ГОСТ 1050-88

Зусилля натягу каната в місці кріплення, Н

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} = \frac{189470}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 53916,6H \quad (3.6)$$

де $e = 2,72$ - основа натурального логарифма;

$f = 0,1$ - коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 4\pi$ - кут обхвату барабана гілками, які не змотуються прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідне число гвинтів кріплення канату

$$Z = \frac{3F_{KP}}{d_1^2[\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 53916,6}{26,211^2 \cdot 132} = 1,78 \quad (3.7)$$

де $d_1 = 26,211\text{мм}$ - внутрішній діаметр різі гвинта.

$[\sigma]_p = 132\text{МПа}$ - допускне напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 20

$F_{KP} = 53916,6H$ - зусилля натягу каната в місці кріплення, Н

Приймаю число гвинтів кріплення канату $z = 3$

3.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімально допускний діаметр блоків по центру каната

$$D_{\min} = h_2 \cdot d_K = 16 \cdot 31 = 496\text{мм} \quad (3.8)$$

де $d_K = 31\text{мм}$ - діаметр каната, мм;

$h_2 = 16$ - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи

Конструктивно приймаю діаметр блоків $D_{\text{ол}} = 710\text{мм}$

Мінімально допускний діаметр зрівняльного блок

$$D_{\min} = h_3 \cdot d_K = 12,5 \cdot 31 = 387,5\text{мм} \quad (3.9)$$

де $d_K = 31\text{мм}$ - діаметр каната, мм;

$h_3 = 14$ - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи.

Конструктивно приймаю діаметр зрівняльного блоку $D_{\text{ол}} = 710\text{мм}$

Мінімально допускний діаметр барабана по центру каната

$$D_{\min} = h_1 \cdot d_K = 14 \cdot 31 = 434\text{мм} \quad (3.10)$$

де $d_K = 31\text{мм}$ - діаметр каната, мм;

$h_1 = 14$ - коефіцієнт, який залежить від типу машини і групи режиму роботи

Конструктивно приймаю діаметр барабана $D_{бар} = 1050\text{мм}$

Число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D} + 3 = \frac{23 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,05} + 3 = 30,90 \quad (3.11)$$

де $H = 23\text{м}$ - висота підйому вантажу, м;

$D = 1,05\text{м}$ - діаметр барабана по центру каната, м;

3 - число витків кріплення каната та запасних.

Приймаю число витків нарізок на барабані $z=35$

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z_o \cdot t = 35 \cdot 35 = 1225\text{мм} \quad (3.12)$$

де Z_o - загальна кількість витків нарізок, мм

$t = 35$ - шаг нарізки на барабані

$$Z_o = Z_o + Z_r + Z_z = 32 + 2 + 1 = 35 \quad (3.13)$$

де $Z_r = 2$ - кількість розвантажувальних витків нарізки

$Z_z = 1$ - кількість запасних витків нарізки

Загальна довжина барабану, мм:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 1225 + 2 \cdot 105 + 450 = 3110\text{мм} \quad (3.14)$$

де $b \geq 3p = 3 \cdot 35 = 105$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

де $p \geq 1,1d_k = 1,1 \cdot 31 = 35\text{мм}$

Приймаю $b = 192\text{мм}$

$c = 450\text{мм}$ - довжина гладкої частини між нарізками,

$l = 1225\text{мм}$ - довжина нарізки на барабані.

3.6 Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун вибирається з каталогу по статичній потужності, кВт:

$$P_{СТ} = 1,2 \cdot \frac{Q_{max} \cdot V}{z_m \cdot \eta} = 1,2 \cdot \frac{10 \cdot (124 \cdot 0,0166)}{1 \cdot 0,9} = 27,45\text{кВт} \quad (3.15)$$

де $Q_{max} = (Q + G_n) = (120 + (0,02 \dots 0,03) \cdot 120) = 1224\text{ т}$

$V_n = 0,016\text{м/с}$ - швидкість підйому вантажу, м/с;

$Z_m = 1$ – кількість приводів;

η_3 - загальний ККД механізму підйому;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_\sigma \cdot \eta_p \cdot \eta_M$ - ККД, відповідно, поліспасти, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$.

По отриманій розрахунковій потужності за каталогом вибираю двигун МТН412-6 потужністю $P=30$ кВт, з частотою обертання вала $n=960$ об/хв. Момент інерції ротора $I=0,63$ кгм²

3.7 Вибір редуктора

Необхідне передаточне число механізму підйому

$$U = \frac{n_\sigma}{n_\phi} = \frac{960}{1,20} = 800 \quad (3.16)$$

де n_σ – частота обертання барабана, хв⁻¹

$$n_\sigma = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,0166 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,050} = 1,20 \text{ хв}^{-1} \quad (3.17)$$

де $V = 0,0166$ м/с – швидкість підйому вантажа, м/с;

$D = 1050$ мм – діаметр барабана по осі каната, м;

$i_n = 4$ – кратність поліспасти.

Редуктори обирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи

З каталогу вибираю редуктор циліндричний двоступеневий Ц2-1000МР3-50-22-М Т2, передаточне число $U=50$. Та редуктор циліндричний двоступеневий Ц2-350-16-21 Т2, з передаточним числом передаточне число $U=16$

Загальне передаточне число механізму підйому

$$U = U_1 \cdot U_2 = 50 \cdot 16 = 800 \quad (3.18)$$

Розраховується фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_\sigma}{60 \cdot i_n} = \frac{3,14 \cdot 1,050 \cdot 1,81}{60 \cdot 4} = 0,0249 \text{ м/с} \quad (3.19)$$

де $D=1,050\text{м}$ - діаметр барабана, м.

3.8 Вибір муфти

Для з'єднання валу електродвигуна з швидкохідним валом редуктора використовують муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати не співвісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

На швидкохідному валу редуктора Ц2-1000 конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ 1-25000-80-1У2 з допускним крутним моментом $T=25000\text{Нм}$

На валу електродвигуна конструктивно встановлена зубчата муфта МЗ 1-10000-60-1У2 з допускним крутним моментом $T=10000\text{Нм}$.

3.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу вибирають по необхідному гальмівному моменту T_g , Н м:

$$T_g = \frac{10^3 Q_{max} D \eta_o}{2 i_n U_p} K_g = \frac{10^3 \cdot 124 \cdot 1,050 \cdot 0,96}{2 \cdot 4 \cdot 800} \cdot 1,6 = 31,25 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.20)$$

де $K_g=1,6$ - коефіцієнт запасу гальмування для режиму роботи;

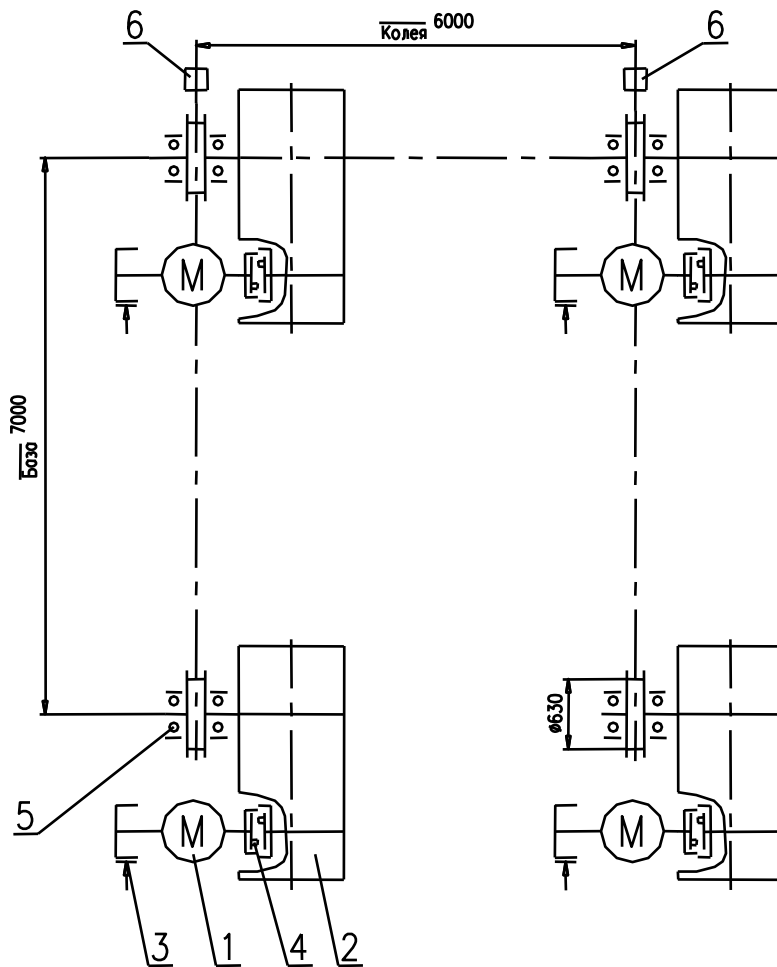
$\eta_o=0,96$ - максимальний ККД при гальмуванні.

За розрахунковим гальмівним моментом вибираю гальма ТКГ-300-05.
Гальмівний момент $T_g=500 \text{ Нм}$.

4. Розрахунок механізму пересування крана

4.1 Вибір схеми механізму пересування крана

Механізм пересування крана виконується з приводними колесами з розподіленим приводом. На рисунку 4.1 зображено кінематичну схему механізму пересування крана.



- 1 Електродвигун
- 2 Редуктор
- 3 Гальмо
- 4 Напівмуфта зубчата
- 5 Підшипник
- 6 Протиугінний захват

Рисунок 4.1 - Кінематична схема механізму пересування крана

4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

При рівномірному навантаженні на колеса крана максимальний тиск на колесо, Н

$$R = \frac{(Q+G_k) \cdot 10^4}{4} = \frac{(120+140) \cdot 10^4}{4} = 650000 \quad \text{Н} \quad (4.1)$$

де $Q=120$ т - вантажопідйомність, т;

$G_k=140$ т - маса крана, т.

4.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса крану вибираю з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму. З каталогу вибираю ходове колесо діаметром $D=900$ мм. Найбільше допустиме навантаження на колесо при легкому режимі роботи $R_{\max} = 490кН$. В залежності від діаметра ходового колеса вибираю тип підкранових рейок КР100-А.

4.4 Опір пересування крана

Максимальний опір пересування крана, встановленого на відкритому повітрі, Н

$$W = W_{TP} + W_{yK} + W_B = 19825 + 7644 + 40500 = 67969 \quad \text{Н} \quad (4.2)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс крану без горизонтальних роликів, Н;

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q+G)}{D} (2\mu + fd) K_p \frac{10^4(120+140)}{0,900} (2 * 0,0006 + 0,015 * 0,225) * 1,5 = 19825 \quad \text{Н} \quad (4.3)$$

де $Q=120$ т- номінальна вантажопідйомність, т;

$G=140$ - маса крана, т;

$\mu=0,0006$ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$f=0,015$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$d = 0,225$ - діаметр цапфи вала колеса, м;

$K_p=1,5$ - коефіцієнт тертя реборд з рейками, для механізму пересування козлового крана;

$D=0,900$ – діаметр ходового колеса, м.

Опір від ухилу шляху:

$$W_{yK} = (m + Q)g \sin \alpha = 9,8(120000 + 140000) 0,003 = 7644 \quad \text{Н} \quad (4.4)$$

де α - кут нахилу шляху; $\sin \alpha = 0,003$

Вітрове навантаження на кран:

$$W_e = +W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 + W_9 =$$

$$= 11218 + 9952 + 59180 + 1094 + 431 + 575 + 1505 + 410 + 1614 = 85979$$
(4.5)

де W_i – вітряні навантаження на елементи крана

$$W_i = A_i \cdot q_0 \cdot k \cdot c_x \cdot n$$
(4.6)

де A – навітряна площа елемента конструкції крана;

$q_0 = 250 \text{ Па}$ – динамічний тиск вітру

k – коефіцієнт, враховуючий зміну динамічного тиску вітра по висоті;

c_x – коефіцієнт лобового опору;

$n = 1$ – коефіцієнт надійності по вітровому навантаженню.

За початкову точку відліку висоти розташування елемента при вітрі вздовж кранової колії приймається відмітка верху споруди, $H_p = 557,85 \text{ мм}$.

Результати розрахунку вітрового навантаження неробочого стану зведені в таблицю 4.1

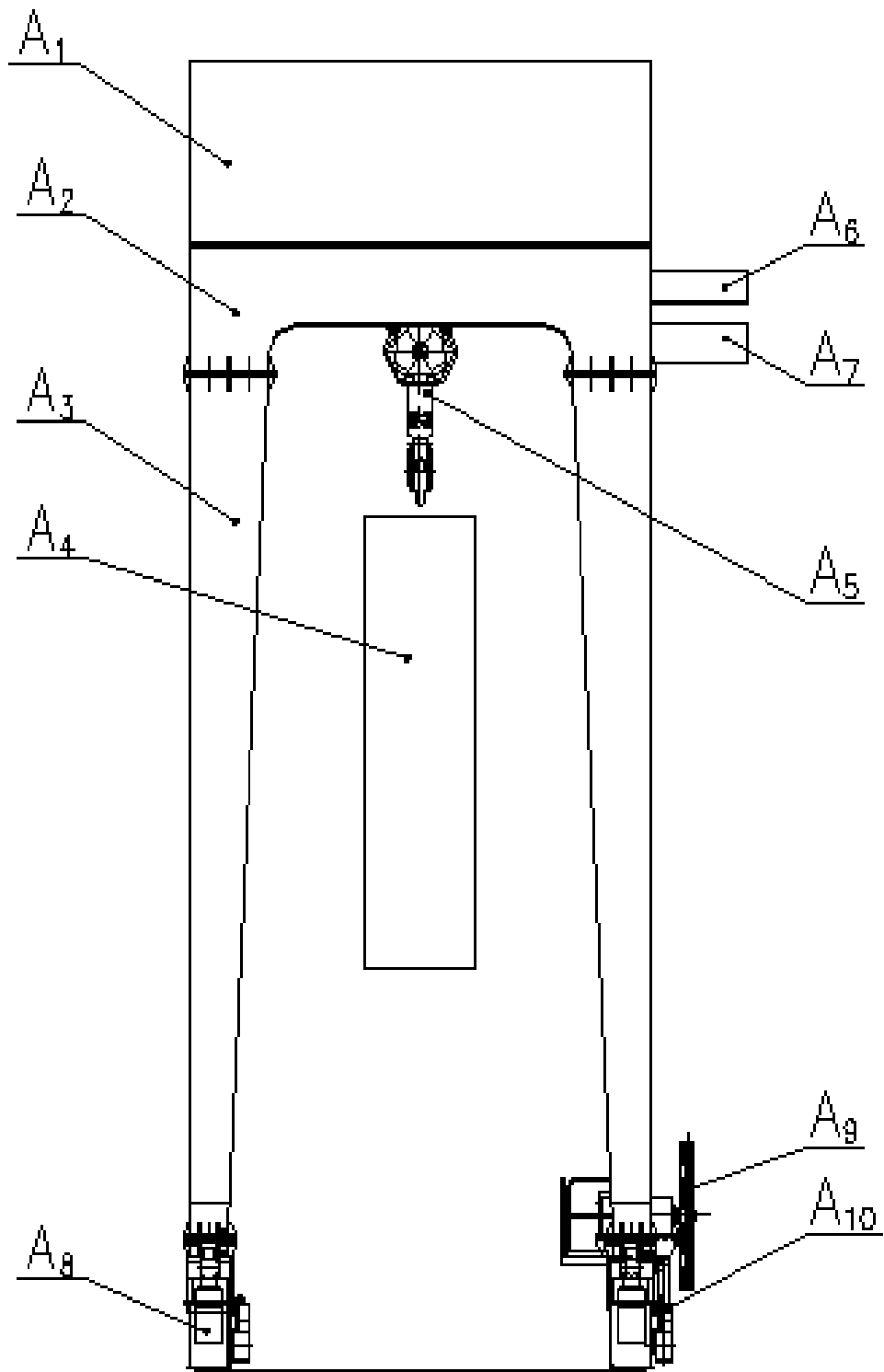


Рисунок 4.2 – Схема до розрахунку вітряного навантаження на кран при вітрі вздовж шляху крана

Таблиця 4.1 – Визначення опорів від вітрового навантаження при вітрі вздовж шляху крана

i	Навітряний елемент	A _i , м ²	k	c _x	W _{вi} , Н
1	Шатер	16,4	1	1,2	W _{в1} = 11218
2	Головні балки	2 × 9	1	0,97	W _{в2} = 9952
3	Ноги	4 × 10,3	1	2,52	W _{в3} = 59180
4	Підвіска	1,6	1	1,2	W _{в4} = 1094
5	Монорельс	0,63	1	1,2	W _{в5} = 431
6	Таль електрична	0,84	1	1,2	W _{в6} = 575
7	Балка ходова	2 × 1,1	1	1,2	W _{в7} = 1505
8	Кабельний барабан	0,6	1	1,2	W _{в8} = 410
9	Механізм пересування крана	4 × 0,59	1	1,2	W _{в9} = 1614

4.5 Визначення потужності двигуна

Потужність двигунів механізму пересування крана, кВт

$$P = k \cdot \frac{W \cdot v}{10^3 \cdot z_m \cdot \eta_o} = 1,25 \frac{85979 \cdot 0,2}{10^3 \cdot 4 \cdot 0,8} = 6,72 \text{ кВт} \quad (4.7)$$

де W - опір руху крана, м/с,

v = 0,2 м/с;

η_o - ККД приводу з зубчастими редукторами, η_o = 0,8...0,9;

ψ = 3,15 - середня кратність пускового моменту двигуна;

k = 1,25 – коефіцієнт запасу потужності двигуна;

z_m = 4 – кількість приводів пересування.

По отриманій розрахунковій потужності за каталогом вибираю двигун МТКН1Ф2П121В6 Т1 потужністю P=7,5 кВт, з частотою обертання вала n=985 об/хв. Момент інерції ротора J=0,066 кгм². Номінальний струм споживання I=185 А. Cosφ= 0,7.

Номінальний струм перетворювача частоти (ПЧ) повинен бути не менше ніж 185 А.

Крутний момент двигуна дорівнює

$$M = \frac{9550 \cdot P}{n} = \frac{9550 \cdot 6,72}{985} = 65,15 \text{ Нм} \quad (4.8)$$

Тоді максимальний струм живлення двигуна дорівнює:

$$I_{\max} = \frac{\pi * M * n}{30 * \sqrt{30} * U * \cos \varphi \cdot \eta} = \frac{3,14 * 65,15 * 985}{30 * 1,73 * 380 * 0,7 * 0,88} = 16,59 \text{ A} \quad (4.9)$$

$$\text{Номінальний ток буде в півтори рази менший } I_n = \frac{I_{\max}}{1,5} = 11,06 \text{ A} \quad (4.10)$$

За I_n вибираємо перетворювачі частоти ATV312 11кВт 3-ф/380, потужністю 11 кВт в кількості 4 шт. Номінальний струм перетворювача 27,7 А.

За умови дотримання вимоги ТЗ потужність ПЧ повинна перевищувати потужність двигуна на 20%. Тоді $R_{пч} \geq 6.72 \text{ кВт} \cdot 1,2 = 10,08 \text{ кВт}$. Умови задачі виконуються.

Характеристика двигуна

№	Характеристика	Позначення МТКН1Ф2П121В6
1	Номінальна потужність, кВт	7,5
2	Номінальна частота обертання, об/хв	985
3	ККД, %	0,88
4	Коефіцієнт потужності	0,7
5	Номінальний струм, А	16,59
6	Номінальний момент, Н · м	65,15
7	Ставлення макс. моменту до номінального	2,6

Характеристики перетворювача частоти

№	Характеристика	Позначення ATV312 11кВт 3-ф/380
1	Номінальна потужність, кВт	11
3	ККД, %	92,5
5	Номінальний струм, А	27,7

4.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_k} = \frac{935}{6,066} = 154,1 \quad (4.11)$$

де $n_d = 935 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

$n_k = 6,066 \text{ хв}^{-1}$ частота обертання ходового колеса крана, хв^{-1}

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,2}{3,14 \cdot 0,63} = 86,066 \text{ s}^{-1} \quad (4.12)$$

де $V=0,2 \text{ м/с}$ - швидкість руху, м/с;
 $D=0,63 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса, м.

З каталогу вибираю редуктор 5Ц4вкр-250-160 передаточним числом $U=160$ Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення :

$$\Delta U = \frac{U_\phi - U}{U} \cdot 100\% = \frac{160 - 154,1}{100} \cdot 100\% = 4,9\% \leq 5\% \quad (4.13)$$

Умова сходиться, отже редуктор вибрано правильно.

4.7 Вибір гальм

Гальма вибираються та регулюються за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні крана, Нм:

$$T_\Gamma = \frac{I_{3B}^\Gamma \omega_d}{t_\Gamma} - T_{CT}^\Gamma = \frac{4,18 \cdot 97,9}{2} - 99,67 = 105 \text{ Нм} \quad (4.14)$$

$$\text{де } \omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 935}{30} = 97,9 \text{ с}^{-1} - \text{кутова швидкість двигуна, с}^{-1}; \quad (4.15)$$

t_Γ - тривалість гальмування крана або візка з вантажем, с;

$$t_\Gamma = \frac{V}{[a]} = \frac{0,2}{0,1} = 2 \text{ с} \quad (4.16)$$

$$[a] = 0,1 \dots 0,2 \text{ м/с}^2.$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²

$$I_{3B}^\Gamma = \delta(I_P + I_M) + \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 = 1,2(0,212 + 0,096) + \frac{0,315^2}{160^2} \cdot 0,8 = 4,18 \text{ кгм}^2 \quad (4.17)$$

де δ - момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1,1 \dots 1,2$;
 $I_P=0,212$ - момент інерції ротора двигуна, кгм²;
 $I_M=0,096$ - момент інерції муфти, кгм²;
 $R=0,315 \text{ м}$ - радіус колеса, м;
 $U_P=160$ - передаточне число редуктора ;
 $\eta_3=0,8$ - загальний ККД.

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого крана, Нм

$$T_{ст} = \frac{W_T D}{2U_p \eta_3} = \frac{40500 \cdot 0,63}{2 \cdot 160 \cdot 0,8} = 99,67 \text{ Нм} \quad (4.18)$$

де $W = 40500 \text{ Н}$ - опір руху навантаженого крана, Н;

$D = 0,63 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса, м.

За необхідним гальмівним моментом обирається гальмо ТГЕ-160-01, з максимальним гальмівним моментом $T_r = 175 \text{ Нм}$.

4.8 Визначення запасу зчеплення коліс з рейкою

Перевірка запасу зчеплення при пуску проводиться для випадку роботи крана без вантажу:

$$K_{цц} = \frac{F_{np} \cdot \varphi}{F_{nep} + g \left(\frac{a}{g} - \frac{z_{np}}{z} f \frac{d_k}{D_k} \right)} =$$

$$= \frac{981000 \cdot 0,12}{97214 + 9,8 \left(\frac{0,069}{9,8} - \frac{4}{4} 0,015 \frac{0,125}{0,63} \right)} = 1,24 \geq 1,2 \quad (4.19)$$

де $F_{пр}$ - сумарне навантаження на приводні колеса, $F_{пр} = 981000 \text{ Н}$

$F_{пер}$ - повний опір пересуванню вантажу $F_{пер} = 97214 \text{ Н}$

φ - коефіцієнт зчеплення ходових коліс з рейками $\varphi = 0,12$ - при роботі на відкритому повітрі

$z_{np} = 4$ - число приводних коліс

$z = 4$ - загальна кількість ходових коліс

$f = 0,015$ - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала ходового колеса

$D = 0,63 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса, м

$d = 0,125 \text{ м}$ - діаметр цапфи вала ходового колеса, м

4.9 Перевірочний розрахунок

Фактична швидкість пересування крана, м/с

$$V_{\phi} = \frac{V \cdot U}{U_p} = \frac{0,2 \cdot 154}{160} = 0,19 \text{ м/с} \quad (4.20)$$

де $V = 0,2 \text{ м/с}$ - швидкість пересування крана, м/с

$U = 154$ - розрахункове передаточне число

$U_p = 160$ - передаточне число редуктора

Відхилення фактичної швидкості пересування від заданої:

$$\Delta V = \frac{|V_{\phi} - V|}{V} \cdot 100\% = \frac{|0,19 - 0,2|}{0,2} \cdot 100\% = 5\% \leq 5\% \quad (4.21)$$

Відхилення не перевищує допускового більше ніж на 5%, розрахунок зроблений вірно.

6. Критичний аналіз роботи механізму пересування козлового крану.

6.1 Вимоги, що пред'являються до електроприводів механізмів пересування

Електроприводу механізмів пересування відрізняються наявністю реактивного моменту навантаження, незалежного від напрямку руху. Ідеальний електропривод механізму пересування повинен забезпечувати жорсткі механічні характеристики, відповідно до рисунка 6.1, в руховому і гальмівному режимах. На відміну від механізму підйому гальмівний режим механізмів пересування займає лише невеликий час циклу і виникає, як правило, при переході з вищих швидкостей на нижчі.

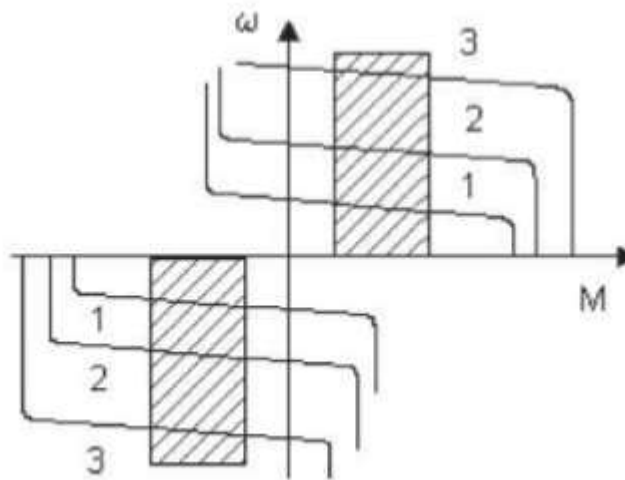


Рис. 6.1 Бажані механічні характеристики електроприводу механізму пересування крана.

Основною вимогою при гальмуванні є точна зупинка КК пов'язаного з технологічними вимогами.

Необхідна точність зупинки механізмів пересування, які здійснюють монтажні операції і може бути різною. Часто необхідна точність може становити навіть 5-10 мм. Таку точність зупинки може забезпечити знижуючи швидкість пересування менше ніж 0,4 м/хв. При номінальній лінійної швидкості пересування 15-20 м / хв необхідний діапазон регулювання виявляється занадто великий 70:1 – 100:1. Крім того, неминуче розгойдування

вантажу при переході на знижену швидкість зводить до мінімуму всі спроби досягти точного положення вантажу тільки зниженням швидкості.

Тому для досягнення більшої точності фіксування вантажу слід забезпечити можливість певного практично прийняттого зниження швидкості (частіше - до 15-20% номінальної) і - головне - високої плавності пусків і гальмувань. При цьому можна отримати малі переміщення короточасними включеннями приводу при «доведенні».

В гальмівному режимі електропривод механізмів пересування може працювати також при русі під ухил (що буває при несправності рейкових шляхів) або при русі повітрі.

Механізми пересування мають великий приведений момент інерції, тому, щоб уникнути підвищених динамічних навантажень на металоконструкції і механізми крану, електропривод повинен обмежувати прискорення при пуску і гальмуванні. У зв'язку з великим моментом інерції електродвигуни таких механізмів вибираються з урахуванням підвищених пускових втрат, через це статичний момент на валу електродвигунів в режимі, що встановився, не перевищує, як правило, 50% номінального моменту. Маса переміщуваного вантажу, як правило, робить невеликий вплив на статичний момент електроприводу механізму пересування, оскільки маса металоконструкції крану більше маси вантажу. Для механізмів пересування кранів діапазон зміни статичного моменту в залежності від вантажопідйомності і довжини прольоту суттєво змінюється. Вага крану в 1,2-6 разів ($Q_n < 50$ т) перевищує Q_n ; для кранів з $Q_n > 75$ тони вага переміщуваних частин складає $(0,75-1,5) Q_n$. Тому статичний момент механізмів пересування кранів із звичайною довжиною прольоту ($L \approx 20$ м) і $Q_n > 75$ тони змінюється приблизно в 2 рази, а у кранів з $Q_n < 50$ тони при роботі без вантажу він складає 60-75 % моменту при переміщенні номінального вантажу [3].

Алгоритм управління гальмом в електроприводах механізмів пересування КК простіше, ніж в електроприводах механізмів підйому. Через вплив реактивного моменту навантаження зняття гальма в більшості випадків можна

проводити, не чекаючи, поки момент електродвигуна зросте до значення статичного моменту. Основною вимогою є накладення гальма при швидкості, близькій до нульової, для зниження динамічних навантажень і зменшення зносу гальмівних накладок.

Однак експлуатація козлових кранів на відкритому повітрі, піддається впливу вітру, що в разі великої парусності може привести до значного розширення меж зміни статичного моменту опору, при цьому може змінитися і знак моменту. Звідси випливає, що електродвигун, в сталому режимі, завжди буде працювати як в руховому, так і в гальмівному режимах. Діапазон регулювання швидкості механізму, при заданій номінальній, визначається необхідною зниженою швидкістю. Наявність такої зниженої швидкості, на яку перекладається механізм перед зупинкою, полегшує роботу оператора, створює зручність управління і підвищує точність зупинки.

6.2 Огляд існуючих систем управління електроприводами механізмів пересування козлових кранів.

Традиційно, основне застосування в електроприводах кранів знаходять асинхронні двигуни з фазним ротором. Регулювання швидкості і моменту в електроприводах з такими двигунами здійснюється включенням в ланцюг ротора пускорегулюючих реостатів. Цей спосіб в основному використовується в релейно контакторних системах управління на основі магнітних пускачів або силових контролерів, і на сьогодні вважається неефективним. Найбільш типовим способом узгодження швидкостей обертання роторів в цих системах є використання "електричного робочого валу"(ЕРВ) і введення загального роторного опору для реостатного способу регулювання швидкості, схема якої приведена на рисунку 6.2. Зі збільшенням значення загального роторного опору швидкості обертання двигунів близька до номінальної, але при цьому зменшуються величини моментів, підтримувальні

узгодженість обертання системи в цілому, через що система "ЭРВ" має деякі істотні недоліки, такі як слабка узгодженість роботи двигунів.

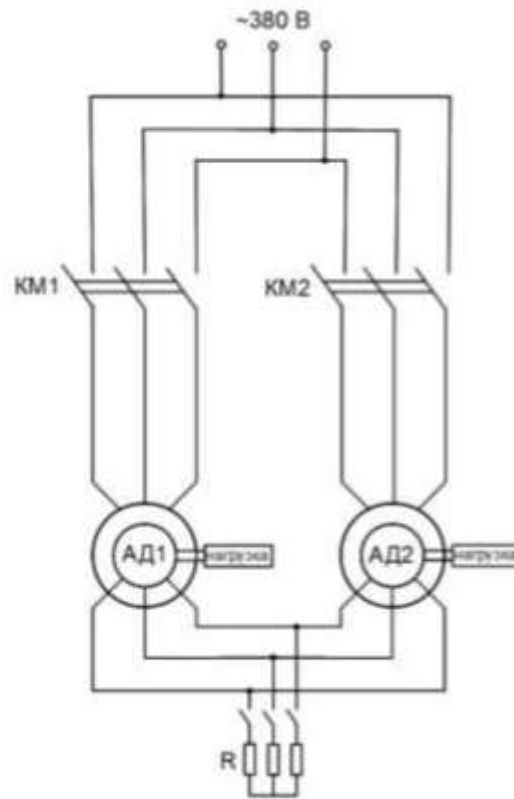


Рис. 6.2 Половина асинхронного електропривода механізму пересування КК з електричним робочим валом.

Це пов'язано з тим, що наявність прольоту між електродвигунами механізмів пересування обумовлює неоднаковість замикання магнітних пускачів (КМ1 і КМ2) і відмінності значень опору роторів, пов'язаних з технологіями виготовлення та ремонту двигунів. В середньому відношення між еквівалентними опорами роторів протилежних опор становить 1,4 ... 1,6, а в деяких випадках 2,0 ... 2,2. Із за різниці опору з'являються різні показники ковзання. В результаті, при різній завантаженні електродвигунів, згідно з рисунка 6.3, обумовлюються неідентичні механічні характеристики між двома кінематично пов'язаними електродвигунами механізмів пересування.

Також, істотним недоліком реостатного управління є неможливість отримання стійких низьких швидкостей при малих моментах навантаження (при переміщенні малого вантажу) через велику крутизну регулювальних

характеристик. Однак, незважаючи на це, система є простою в реалізації і має деякий ступінь надійності щодо пред'являємих вимог.

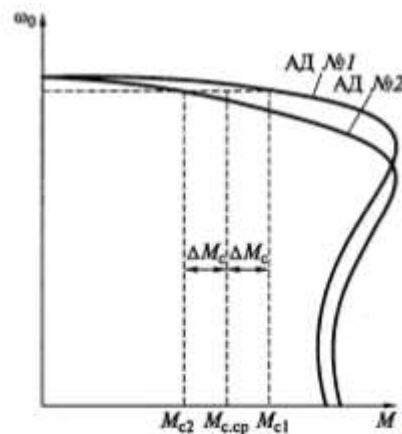


Рис. 6.3 Нерівномірний розподіл навантаження між двома електродвигунами механізмів пересування КК.

Поряд з використанням в системах управління механізмів пересування КК асинхронних двигунів з фазним ротором, використовують також і асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. За статистичними даними, експлуатаційні витрати двигунів з фазним ротором з пуско-регулюючим опором в 5 разів вищі, ніж з короткозамкнутим ротором. Принципово регулювання швидкості цих двигунів в широкому діапазоні здійснюється двома засобами: від перетворювачів частоти і зміною числа пар полюсів. Найбільш економічним і надійним способом вважається частотний. Даний спосіб управління реалізуються за допомогою тиристорних перетворювачів. Однак при регулюванні за допомогою даних пристроїв неможливо отримати підвищені швидкості вище номінального.

В даний час є позитивний досвід експлуатації асинхронних двигунів з короткозамкнутим ротором (АДК) потужністю до 55 кВт при живленні від перетворювачів частоти. Таке технічне рішення приймалося при модернізації кранів, обладнаних традиційними системами кранового електроприводу на базі асинхронного двигуна з фазним ротором. В цьому випадку електродвигуни можуть підключатися як від одного перетворювача частоти, як на рисунку 6.4, що є найбільш економічним варіантом, так і від індивідуальних

перетворювачів, які забезпечують більш гнучке управління крановими механізмами. Можна припустити, що в багатодвигунових приводах мостових і козлових кранів загального призначення з невеликими прольотами досить одного або двох перетворювачів для живлення групи двигунів. В цьому випадку, кожен двигун повинен бути обладнаний індивідуальним захистом від перевантаження у вигляді теплового реле.



Рис. 6.4 Структурна схема електроприводу механізму пересування.

Живлення двигунів від індивідуальних перетворювачів за доцільне для приводів механізмів пересування КК з великими прольотами. В цьому випадку завдяки більшій гнучкості управління можливе забезпечення вирівнювання навантаження між двигунами за схемою «ведучий-ведений», узгодження руху приводів з метою усунення перекосу моста крана і т.д.

Незважаючи на переваги застосування перетворювачів частоти за схемою «ведучий-ведений», все ж присутні свої недоліки, а саме в підтримці швидкостей двигунів в механізмах пересування, згідно із заданими. Це обумовлено тим, що при зміні навантаження на першому провідному двигуні при осіданні швидкості обертання, автоматично знижується і на в другому відомому. В результаті знизиться швидкість пересування крана, а в деяких випадках бувають і зупинки. На підставі цього має велике значення

використання спеціальних законів управління, що забезпечують достатню керованість привода.

6.3 Причини Виникнення сил перекоосу при різних рухах механізму пересування козлового крана

У багатьох кранах мостового типу динаміка горизонтального пересування є схожою, зумовленої наявністю моста у мостових та козлових кранів. Однак в козлових кранів крім конструктивних и робочих навантажень, враховується и вітрове навантаження, що має позитивний знак моменту опору в двох напрямках. На підставі цього, в даному розділі, розгляд моментів опору вже умовно включає парусність і навантаження вітру. Динаміку цього процесу запозичити з дисертаційної роботи Дорофєєва А.А.

Металоконструкція козлового крана загального призначення є плоска прямокутна рама, що складається з прогонових и кінцевих балок, причому останні виходять за межі прямокутника, утворюючи консолі, що спираються на ходові колеса. Як розрахункова модель міст крана двічі зовні і тричі внутрішньо статично невизначена система в горизонтальній площині. Механізми в цілому представляються складаною системою, яка містить нерухомі частини, ті що обертаються і ті що рухаються поступально. У загальному випадку, відповідно до рисунка 6.5, механізм пересування козлового крана може включати в себе два (або як в нашому випадку чотири) однакових приводів. Основними елементами яких є електродвигун 1, редуктор 2 проміжний вал 3, муфти 4, гальма 5, ходові колеса 6,7 (для кранів великої вантажопідйомності кількість коліс крана на одній стороні доходить до шістнадцяти), що рухаються по рейках.

Між ребордами ходових коліс козлового крана та підкрановими рейками є обов'язкові проектні зазори, порядку $A = 15 + 40$ мм. Внаслідок цього, рух крана у напрямку підкранових колій супроводжується двома додатковими рухами: поперечна зміщенням крана поперек рейок и обертанням навколо вертикальної вісі, що проходить через центр ваги крана. В першу чергу

поперечні зміщення викликані несиметричним розподілом сил діючих на кран в горизонтальній площині, що спровадить до несинхронного руху його опор та виникненню пружної сили деформації (сил перекосу) в металокопструкції крана, яка прагне компенсувати різницю в швидкості руху опор. Пружні сили деформації навантажують козловий кран одночасно з силами власної ваги і ваги вантажу, як в процесі руху, так и після зупинки.

Відносна величина напруженого в елементах крана від таких сил доходить до 30%, а для окрема елементів споруди навіть до 100%.

Величина и характер зміни пружної сили деформації в металокопструкції крана викликана рядом причин, основними з яких є:

- різні механічні характеристики приводних двигунів пересування крана;
- зміщення навантаження від середини прольоту козлового крана, причому на величину и характер сили перекосу впливає також довжина и характер підвісу вантажу (гнучкий або жорсткий) і початковий стан вантажу (амплітуда і частота коливань), що призводить до різного опор руху опор крана;
- різниця в діаметрах ведучих коліс крана, яка в процесі експлуатації крана досягає величини порядку 0,5 - 1,5 мм;
- установка коліс крана з кутом перекосу відносно вісі рейкового шляху;
- порушення зчеплення ведучих коліс з рейками;
- зазори в елементах трансмісії;
- вітрове навантаження;
- поєднання робочих рухів механізмів, наприклад механізма пересування крана і коливання вантажу.

З цих причин рух опор козлового крана відбувається несинхронно, що і призводить до появи сил перекосу в металокопструкції крана.

Так як сила перекосу негативно впливає на роботу козлового крану, то визначення цих сил, оцінка впливу на їх величину різних факторів, а також розробка засобів зменшення величини сил перекосу набули великого значення.

Розглянемо це питання більш детально. Допустимо, що візок з вантажем зміщено до одного з опор козлового крана, наприклад, вліво. Тоді опір

Система диференціальних рівнянь, що описує рух козлового крана з підвішеним вантажем представлено у вигляді паралельної ЕМС, має такий вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{д1} - M_s - M_{c1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \\ M_{д2} + i \cdot M_s - M_{c2} - M_G = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}; \\ M_G = J_3 \cdot \frac{d\omega_3}{dt}; \\ M_s = C_s \cdot (\varphi_1 - i \cdot \varphi_2); \\ M_G = C_G \cdot (\varphi_2 - i \cdot \varphi_3); \end{array} \right. , \quad (1.1)$$

де $M_{д1} = \beta_1(\omega_0 - \omega_1)$ - приводні моменти електродвигунів;

β_1, β_3 - жорсткості механічних характеристик 1-го і 2-го електродвигунів;

M_s - приведений пружний момент від перекосу крана;

M_G - приведений момент створюваний вантажем;

M_{c1} , M_{c2} - приведений момент опору (з урахуванням абсолютно позитивною вітрового навантаження);

C_G - коефіцієнт пружності троса;

C_s - коефіцієнт пружності ферми моста;

J_1 - сумарний момент інерції першої половини моста і першого двигуна;

J_2 - сумарний момент інерції другої половини моста і другого двигуна;

$\omega_1, \phi_1, \omega_2, \phi_2, \omega_3, \phi_3$ - наведені кутові швидкості і переміщення опор крана і

вантажів;

$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_1}{D_2}$ - коефіцієнти приведення;

D_1, D_2 - діаметри ведучих коліс.

За допомогою паралельної ЕМС, описуваної системою рівняння (1.1) можна дослідити виникнення сил перекосу для деяких випадків. Припустимо, що здійснюється пуск козлового крана, у якого електродвигуни механізму пересування мають різні механічні характеристики. Припустимо, що навантаження розподілене між опорами рівномірно, а діаметри приводних коліс

рівні. Для цього в системі рівнянь необхідно прирівняти момент інерції вантажу нулю ($J_3 = 0$), і виключити момент пружного взаємодії M_G .

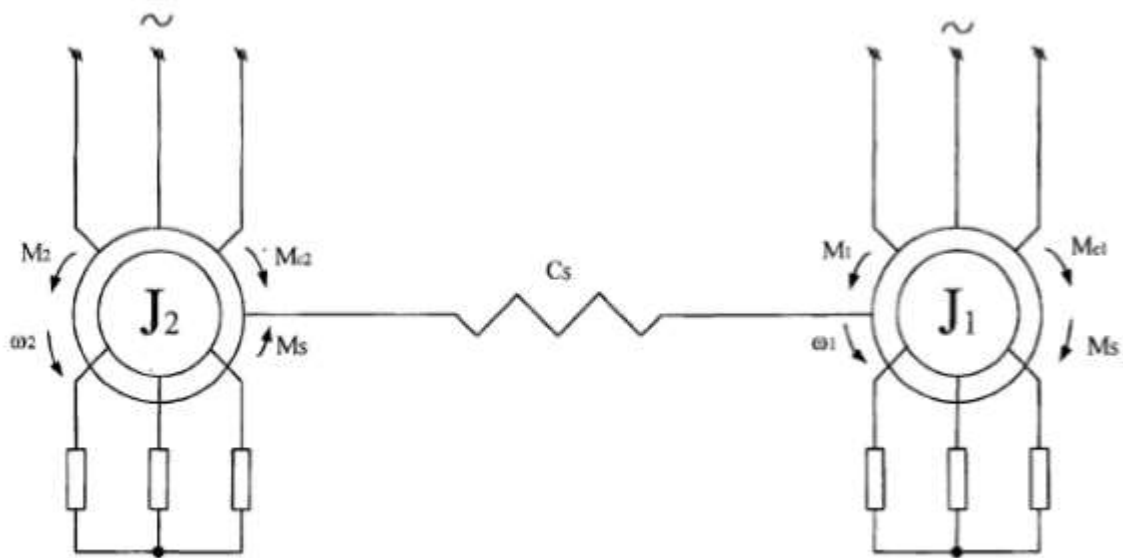


Рис. 6.6 Двох масова паралельна ЕМС

В такому стані пересуванню кожної опори крана буде однаковим. Але в зв'язку з тим, що електродвигуни мають різні механічні характеристики, то при однаковому навантаженні вони будуть обертатися з різною кутовою швидкістю. В результаті, відстані які проходитьиме кожна з опор крана визначаються як:

$$S_1 = \int_{t_1}^{t_2} \omega_i \cdot \frac{D_1}{2} dt. \quad (4.22)$$

Взагалі відстані будуть різними ($S_1 \neq S_2$), а це призводить до появи сили перекосу козлового крана, відповідно до рисунка 6.6. Тут і надалі на рисунках значення сили перекосу буде представлено в відносних одиницях. При переході до відносних одиницях як базове значення був прийнятий номінальний момент електродвигуна ($M_0 = M_H$).

Найбільше значення сили перекосу при пуску досягається в момент найбільшого неузгодженості обертання двигунів опор козлового крана,

представленої на рисунку 6.7, крива 1. При сталій швидкості пересування крана сила перекоосу відносно мала і практично залишається постійною.

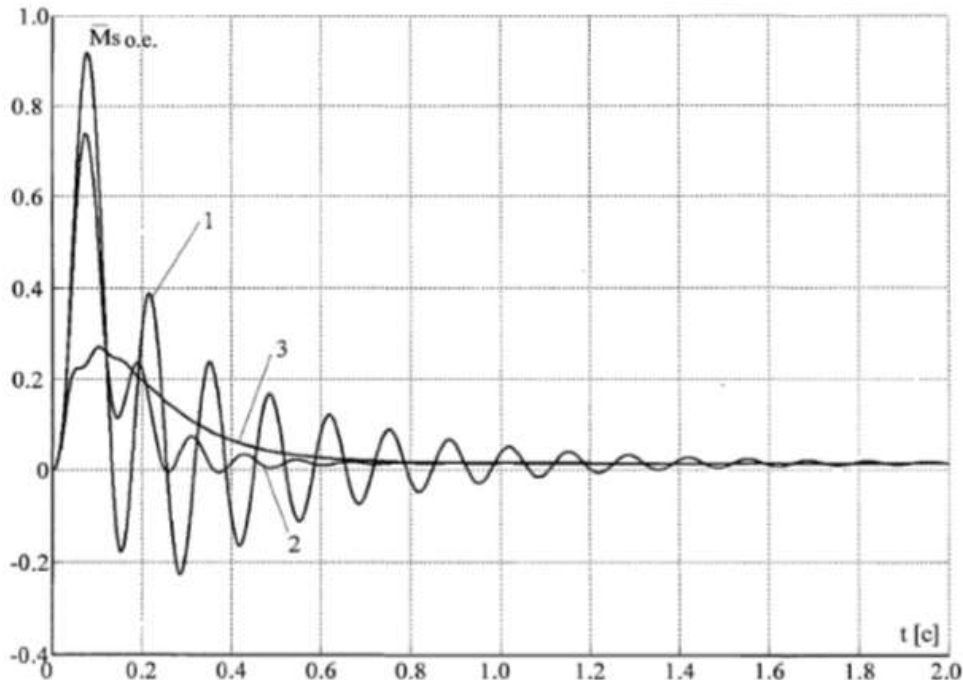


Рисунок 6.7 - Сили перекоосу діючі на металоконструкцію козлового крана при пуску системи з різними жорсткостями механічних характеристик електродвигунів.

Пружні сили в металоконструкції крана створюють додаткове навантаження на привід переміщення тієї опори, яка пройшла більший шлях. Через цю навантаження швидкість обертання двигуна буде зменшуватись до тих пір, поки не зрівняється зі швидкістю іншого двигуна. З цього моменту часу опори крана будуть рухатися з однаковою швидкістю, але вже з постійно діючою силою перекоосу. З виразу (6.1) випливає, що за умови рівності діаметрів ведучих коліс, відстані, пройдені кожною з опор крана, дорівнюватимуть тільки в тому випадку, якщо підтримується рівність кутових швидкостей приводних двигунів. Підтримувати рівність кутових швидкостей можливо, якщо в системі електроприводів використовувувати зворотний зв'язок по різниці швидкостей обертання електродвигунів.

Криві 2 і 3, представлені на рисунку 6.7, показують, що зміна сили перекоосу зменшується при дії зворотного зв'язку по різниці швидкостей. Ввівши зворотний зв'язок в систему управління приводом можна отримати практично аперіодичний характер перехідних процесів.

Однією з основних причин появи сили перекоосу може вважатися і різниця в діаметрах ведучих коліс козлового крана, яка з'являється в процесі експлуатації через зношеність і постійно діючі ударні навантаження. Процес пуску крана в цьому випадку показаний на рисунку 6.8.

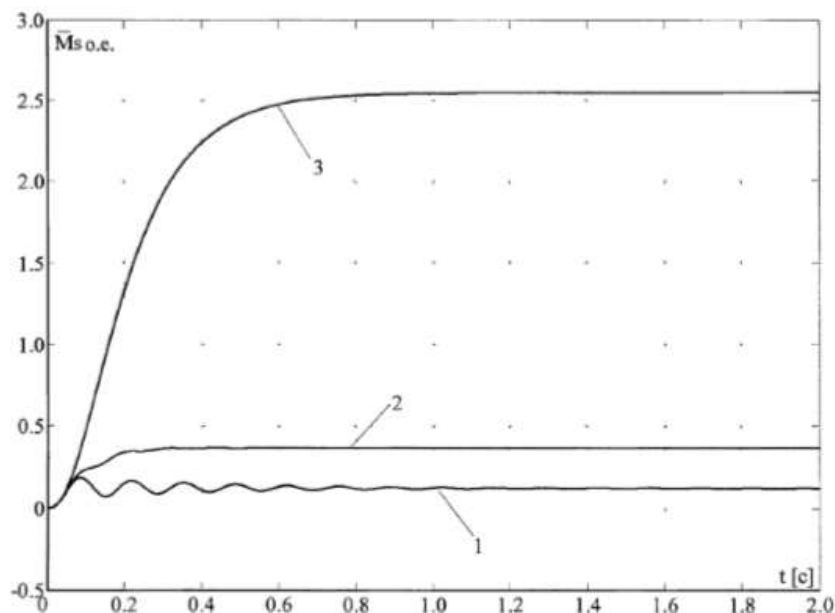


Рисунок 6.8 - Сили перекоосу діючі на металоконструкцію козлового крана при пуску системи з різними діаметрами провідних коліс і різним ступенем синхронізації (криві 1, 2, 3).

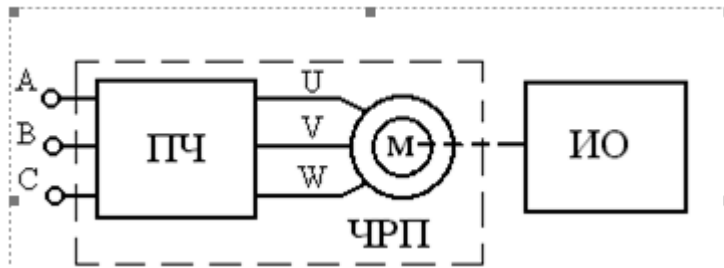
Припустимо, що двигуни пересування опор крана мають однакові механічні характеристики. Очевидно, що при розходженні діаметрів ведучих коліс крана, відстані, пройдені кожною з опор, також буде різні, а, отже, це веде до появи сили перекоосу козлового крана (рисунок 6.8, крива 1). Введення негативного зворотного зв'язку, як показують криві 2,3 на рисунку 6.8, зменшує коливання в системі, але, в той же час, сприяє зростанню сили перекоосу.

Пояснюється це тим, що сила перекосу буде рости прямо пропорційна часу руху козлового крана до тих пір, поки не порушиться синхронне обертання електродвигунів. Очевидно, що в початковий момент перехідного процесу пуску руху крана введення зворотного зв'язку по різниці швидкостей знизить рівень динамічних навантажень, що діють на металоконструкцію крана. Зменшити величину сил перекосу в будь-яких з розглянутих випадків можна тільки при підтримці рівності відстані, яку проходять опори крана ($S_1 = S_2$), тобто необхідно контролювати шлях, пройдений кожної опорою крана, і видавати відповідні сигнали в систему керування електроприводом (ЕП) так, щоб різниця прохідних відстаней опор крана була якомога менше. Очевидно, що реалізувати таке рішення можна тільки при можливості плавного регулювання швидкостями двигунів приводу, що вимагає застосування систем управління з частотним регулюванням.

6.4 Основні відомості про частотно-регульованому електроприводі

Однією з тенденцій в області останніх енергоефективних технологій є застосування частотно-регульованих приводів на основі асинхронних короткозамкнених електродвигунів і напівпровідникових перетворювачів частоти, які дозволяють зменшувати споживання електричної енергії, підвищити ступінь автоматизації, зручність експлуатації устаткування і якість технологічних процесів.

Сучасний частотно-регульований електропривод складається з асинхронного або синхронного електричного двигуна і перетворювача частоти (див. Рис. 6.9).



ПЧ – перетворювач частоти

ВО – виконавчий орган

ЧРП - Частотно-регульований електропривод

Рис. 6.9 Частотно-регульований електропривод

Електричний двигун перетворює електричну енергію в механічну енергію і приводить в рух виконавчий орган технологічного механізму.

Перетворювач частоти управляє електричним двигуном і являє собою електронний статичний пристрій. На виході перетворювача формується електрична напруга зі змінними амплітудою і частотою.

Назва «частотно-регульований електропривод» обумовлено тим, що регулювання швидкості обертання двигуна здійснюється зміною частоти напруги живлення, що подається на двигун від перетворювача частоти.

Впровадження частотного регулювання електроприводів дозволяє:

- Знизити споживання електричної енергії від 10 до 30%, шляхом оснащення електродвигунів частотними перетворювачами, які регулюють частоту їх обертання залежно від реального навантаження;
- Зменшити експлуатаційні витрати (а саме: зниження величини пускових струмів електродвигунів до рівня номінальних і, відповідно, виключення шкідливого впливу цих струмів на живильну мережу);
- Вилучення або істотне зниження динамічних впливів на технологічне обладнання та мережі;
- Продовження терміну служби підшипників тощо. обертових частин, так як механізми, забезпечені перетворювачами частоти протягом тривалого часу працюють з частотами обертання меншими номінальних);
- Знизити шум експлуатованого обладнання за рахунок його роботи на

знижених оборотах;

- Підвищити надійність роботи обладнання та систем;
- Комплексно автоматизувати виробництво.

Механізми пересування КК в основному виконують багатодвигунними, де ведеться роздільне управління кожним електроприводом. Співвідношення електроприводів не повинно бути менше 50% ходових коліс. Незважаючи, на роздільність в управлінні електроприводами, між ними існують зв'язок, що здійснюється за допомогою зовнішньої системи узгодження. В результаті забезпечується одна функція - пересування крана по рейках.

Конструктивно механізми пересування виконують у вигляді скріплюються з основою стоек опор одноколісний або балансирних візків і, рідше, ходових балок, на які попарно спираються дві стійкі. На рисунку 6.10 є чотири узгоджено працюють механізму пересування козлового крана. Кожен механізм складається з електродвигуна, редуктора 5, вала 3, що обертається в підшипниках, приводних коліс 7, муфти 6 і гальма 1.

У механізмах пересування в якості електроприводів використовуються електродвигуни постійного струму і змінного струму. Однак у зв'язку з розвитком електроприводів, застосування двигунів постійного струму залишилося в минулому. У нинішній час широкого поширення набули асинхронні електродвигуни з фазним і короткозамкненим роторами. Причому двигуни з короткозамкненим роторами до недавнього часу конструкціях кранів використовувалися д з потужностями до 30 кВт з причин високих пускових токів.

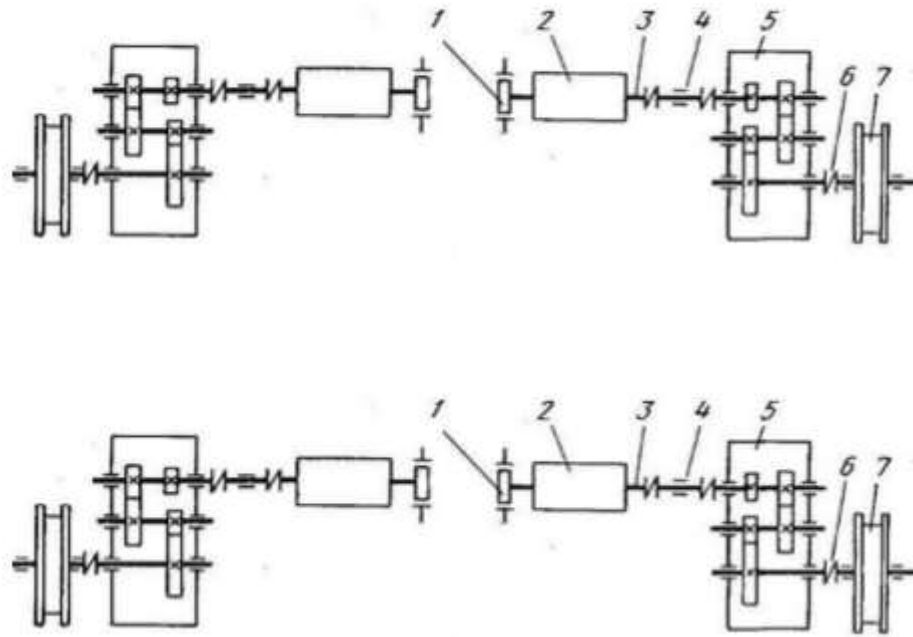


Рис. 6.10 Кінематична схема асинхронного електроприводу механізмів пересування крана.

Застосовувані електродвигуни розраховують для роботи в повторно-короткочасному режимі, який характеризується тривалістю включення (ПВ) 15, 25, 40 і 60% при тривалості циклу не більше 10 хв. Основним номінальним режимом кранових двигунів змінного струму є $\text{ПВ} = 40\%$. Таким чином, вибору типів електроприводів сприяють режими роботи механізмів, а також параметричні вимоги вантажопідйомності.

7 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

В розділі надані основні заходи забезпечення безпеки при реконструкції козлового спеціального крана в частині приводу головних механізмів крану з метою поліпшення управління краном та зменшення динамічних навантажень під час роботи.

7.1. Аналіз потенційних небезпек:

- Невиконання вимог ергономіки при організації конструкторських робіт, що може бути пов'язано з використанням застарілого обладнання, та неправильного розташування може призвести до механічних травм, зниження працездатності.
- Можливість ураження електричним струмом внаслідок обриву захисного заземлення, що може призвести до травм або летального наслідку.
- Недоліки конструктивних рішень у проектуванні систем та вузлів ПТМ.
- Можливість отримання механічних травм внаслідок захаращеності робочого місця або знаходження в зонах де експлуатується ПТМ.
- Незадовільний стан вузлів та механізмів козлового крану, що може призвести до аварійних ситуацій при їх експлуатації.
- Небезпеки, що пов'язані з використанням комп'ютерів та іншої офісної техніки, яка пов'язана з електромагнітним випромінюванням від відео дисплейних терміналів (ВДТ), електростатичними полями, що може призвести до зниження імунітету та зниження працездатності працівника
- Незадовільні параметри повітряного середовища у виробничих приміщеннях.
- Незадовільне освітлення робочої зони.
- Можливість загоряння внаслідок порушення правил з пожежної безпеки, що може призвести до пожеж.
- Небезпеки, що пов'язані з умовами праці при надзвичайних ситуаціях.

7.2 Заходи по забезпеченню техніки безпеки

– Для раціонального планування робочого місця має бути забезпечене:

- 1) оптимальне розміщення знарядь і предметів праці (норма на одне робоче місце складає 4м^2 та 10м^3).
- 2) зменшення втомлюваності працівника та підвищення продуктивності його праці за рахунок виконання вимог ергономіки до робочих місць конструктора. Площа робочого місця має бути такою, щоб працівник не робив зайвих рухів і не відчував незручності під час виконання роботи. Важливо мати також можливість змінити робочу позу, тобто положення корпусу, рук, ніг. Проте доцільно виключати або мінімізувати всі фізіологічно неприродні і незручні положення тіла.

– Для виключення можливості враження електричним струмом передбачено:

- 1) Забезпечення надійної ізоляції на струмопровідних частинах, що знаходяться під напругою; згідно ДСТУ 7237:2011 «Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту».
- 2) Розташування струмоведучих частин повинно бути на недоступній висоті.
- 3) Всі неізольовані струмопровідні елементи, які не можуть бути розташовані на висоті повинні бути надійно огорожені (з листового металу або суцільне огороження);

Відкриття цих огорожень можливе тільки зі спеціальним інструментом.

- 1) Електрообладнання повинно бути заземлене або занулено; згідно ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».

Заземлення – навмисне з'єднання струмонепровідних елементів обладнання з заземлюючим контуром або нульовим дротом.

Опір заземлювача повинен бути не більше 4 Ом, що підтверджено розрахунком.

В ході цього засобу захисту виконаний розрахунок захисного заземлення.

Розрахунок захисного заземлення:

1) Вихідні дані:

$$U=380 \text{ В} \quad (7.1)$$

Параметри вертикального стрижня $l_B=5\text{м}, d=0.012\text{м}$

Ширина смуги $b_c=0.025\text{м}$

$$\rho_{\text{вим.}}=126 \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (7.2)$$

Кліматична зона - |

Склад ґрунту – однорідний

Вологість – нормальна

Розмір приміщення – $L=22\text{м}, B=16\text{м}$

2) Визначити необхідний опір штучного заземлювача $R_U, \text{Ом}$, якщо передбачається використання також природного заземлювача R_U , за формулою:

$$R_U = \frac{R_e \cdot R_3}{R_e - R_3}, \text{ Ом} \quad (7.3)$$

де R_e – опір розтіканню струму природних заземлювачів, Ом;

R_3 – розрахунковий нормований опір заземлювального при – строю (ЗП), Ом

$$R_3 = 4 \text{ Ом}; R_U = 4 \text{ Ом}$$

3) Визначити розрахунковий питомий опір ґрунту за формулою:

$$\rho = \rho_{\text{вим.}} \cdot \psi, \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (7.4)$$

де ρ – розрахунковий питомий опір ґрунту, Ом·м;

$\rho_{\text{вим.}}$ – питомий опір ґрунту, отриманий у результаті вимірів, Ом·м;

Ψ – коефіцієнт сезонності, що враховує промерзання чи висихання ґрунту

$$\rho = 126 \cdot 1.4 = 176.4 \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (7.5)$$

4) Обчислити опір розтіканню струму одиночного вертикального заземлювача R_B , Ом

$$R_B = \frac{\rho}{2\pi l_B} \left(\ln \frac{2 \cdot l_B}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot t_B + l_B}{5 \cdot t_B - l_B} \right), \text{ Ом} \quad (7.6)$$

де ρ – розрахунковий питомий опір ґрунту, Ом·м

l_B – довжина вертикального стрижня, м

d – діаметр перерізу стрижня, м

t_B – відстань від поверхні ґрунту до середини довжини вертикального стрижня, яка обчислюється за формулою:

$$t_B = 0.8 \cdot \frac{1}{2} l_B, \text{ Ом} \quad (7.7)$$

$$t_B = 0.8 \cdot \frac{1}{2} \cdot 5 = 3.3 \text{ Ом} \quad (7.8)$$

$$R_B = \frac{176.4}{2 \cdot 3.14 \cdot 5} \left(\ln \frac{2 \cdot 5}{0.012} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 3.3 + 5}{5 \cdot 3.3 - 5} \right) = 39.76 \text{ Ом} \quad (7.9)$$

5) Розрахувати наближену (мінімальну) кількість вертикальних стрижнів

$$n' = \frac{R_B}{R_U}, \text{ шт} \quad (7.10)$$

де R_B – опір розтікання струму одиночного вертикального заземлювача, Ом

R_U – необхідний опір штучного заземлювача, Ом

$$n' = \frac{40.42}{4} = 9,69 \text{ шт} \quad (7.11)$$

Якщо виходити з розмірів контуру:

$$n = \frac{P}{a}, \text{ шт} \quad (7.12)$$

де P – периметр прямокутника (приміщення), м. Який визначається за формулою:

$$P = 2 \cdot (L + B), \text{ м} \quad (7.13)$$

де L – довжина приміщення, м

B – ширина приміщення, м

a – відстань між стрижнями, обумовлена зі співвідношення, м

$$a = k \cdot l_B \quad (7.14)$$

де l_B – довжина вертикального стрижня, м

k – коефіцієнт кратності, $k = 1$

$$P = 2 \cdot (22 + 16) = 76 \text{ м}$$

$$a = 1 \cdot 5 = 5$$

$$n = \frac{76}{5} = 16 \text{ шт.}$$

б) Визначити довжину горизонтальної смуги при конфігурації групового заземлювача – контур:

$$l_T = 1.05 \cdot a \cdot n, \text{ м} \quad (7.15)$$

де n – кількість вертикальних стрижнів

a – відстань між вертикальними стрижнями, м

$$l_r = 1.05 \cdot 5 \cdot 16 = 84 \text{ м}$$

7) Обчислити опір розтіканню струму горизонтальної з'єднуючої смуги R_r , Ом:

$$R_r = \frac{\rho}{2\pi l_r} \cdot \ln \frac{2 \cdot l_r^2}{b_c \cdot t_r}, \text{ Ом} \quad (7.16)$$

де ρ – розрахунковий питомий опір ґрунту, Ом·м

l_r – довжина горизонтальної смуги, м

b_c – ширина смуги, м

t_r – відстань від поверхні ґрунту до середини ширини горизонтальної смуги, яка обчислюється за формулою:

$$t_r = 0,8 + \frac{1}{2} b_c, \text{ м} \quad (7.17)$$

$$t_r = 0,8 + \frac{1}{2} \cdot 0,025 = 0,81 \text{ м} \quad (7.18)$$

$$R_r = \frac{176,4}{2 \cdot 3,14 \cdot 84} \cdot \ln \frac{2 \cdot 84^2}{0,025 \cdot 0,81} = 4,43 \text{ Ом} \quad (7.19)$$

8) Розрахувати еквівалентний опір розтіканню струму групового заземлювача.

$$R_{rp} = \frac{R_B \cdot R_r}{R_B \cdot \eta_r + R_r \cdot \eta_B \cdot n}, \text{ Ом} \quad (7.20)$$

де R_B – опір розтікання струму одиночного вертикального заземлювача, Ом

R_T – опір розтікання струму горизонтальної смуги, Ом

$\eta_{\Gamma}, \eta_{\text{в}}$ – коефіцієнти використання вертикальних стрижнів і горизонтальної смуги, Ом

n – кількість вертикальних стрижнів

$$R_{\text{гр}} = \frac{39.76 \cdot 4,43}{39.76 \cdot 0.298 + 4.43 \cdot 0.51 \cdot 16} = 3.67 \text{ Ом} \quad (7.21)$$

$$\eta_{\Gamma} = 0.298; \eta_{\text{в}} = 0.51;$$

9) Отриманий опір розтіканню струму групового заземлювача не повинен перевищувати необхідний опір, визначений у пункті 2

$$R_{\text{гр}} \leq R_U \quad (7.22)$$

$$3.67 \leq 4$$

Умова виконується:

- В якості заходів безпеки при проектуванні систем та вузлів ПТМ та механізмів повинні бути враховані у конструктивних рішеннях, а саме:
 - Кількість ланцюгів повинно бути мінімальним
 - Зусилля між ланцюгами повинно розподілятися рівномірно

Також сюди відносяться:

- Блокуючі, сигналізуючі та запобіжні пристрої

Запобіжні пристрої призначені для автоматичного відімкнення рухомих агрегатів і машин при порушенні нормального режиму роботи. До них відносять:

- – обмежувачі ходу в горизонтальних і вертикальних напрямках;
- – упори;
- – кінцеві вимикачі;

Сигналізуючі пристрої дають інформацію про роботу технологічного устаткування, а також про небезпечні і шкідливі виробничі чинники, які при цьому виникають. За призначенням системи сигналізації поділяються на три групи:

- оперативну
- попереджувальну
- пізнавальну

Блокуючі пристрої позбавляють можливості вмикання в роботу технологічного устаткування у разі наявності вільного доступу до його небезпечних зон. За принципом дії блокувальні пристрої поділяються на механічне, електричне, електромеханічне.

Механічне блокування є системою, що забезпечує зв'язок між обгороджувачим пристроєм і гальмівним або пусковим.

Електричне блокування застосовується в електричних установках з напругою 500 В і вище, забезпечує ввімкнення устаткування лише за наявності обгороження.

Електромеханічне блокування полягає в тому, що в ньому роль електромагніту виконує людина, що діє на механічну частину системи. Наприклад: (електричний щиток).

– Для виключення механічних травм передбачено:

- Захисні огорожі та екранування згідно ДСТУ 7237:2011 «Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту».
- Огороджуються: зубчасті та ланцюгові передачі, поєднані муфти, вали, барабани.

Важливу роль відіграють захисні щитки на ходових колесах кранів. Зазор між щитком та рейкою не повинен перевищувати 10мм. Це потрібно для запобігання потрапляння сторонніх предметів під колеса.

– Для забезпечення належного надзору за експлуатацією та обслуговуванням ПТМ, згідно НПАОП 0.00-1.80-18 «Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, пристроїв і відповідного обладнання» керівники повинні забезпечити такі заходи:

- Підтримувати машини та механізми в належному стані;
- Забезпечити підготовку та перевірку знань з охорони праці посадових осіб та працівників, які експлуатують або обслуговують ПТМ;
- Створити умови для безумовного виконання правил.

Реконструкцію крана повинна проводити спеціалізована організація яка має дозвіл з Держпраці.

Після реконструкції крана проводяться експертне обстеження (технічне діагностування). Крім того, додатково перевіряється відповідність реконструйованих вузлів механізмів крану з залученням перетворювача частоти. Результати випробувань відображаються в паспорті крана в акті приймання.

В подальшому проводити частковий огляд не рідше одного разу на 12 місяців та повний не рідше одного разу на 3 роки.

З метою реалізації цих заходів по кожній машині назначають наказом по підприємству відповідальних осіб, які здійснюють нагляд за утриманням та безпечною експлуатацією обладнання; за утримання обладнання в справному стані; за безпечне проведення робіт вантажопідіймальними кранами.

Ця посадова особа, яка здійснює нагляд має особове право зупинити експлуатацію будь-якої машини вразі виникнення суттєвих недоліків.

Майданчики для проведення вантажо-розвантажувальних робіт повинні мати:

- рівне та тверде покриття з ухилом не більш 5';
- штучне освітлення;
- знаки безпеки;
- карти технологічного процесу;

- маршрутні рухи транспортних засобів в робочі зони де працює ПТМ.

Для недопущення ПТМ, які не були введені до експлуатації передбачено:

- Необхідно отримати дозвіл на роботу ПТМ в органах місцевої влади;
- Усі етапи по введенню ПТМ в експлуатацію повинні оформлюватися наказами;
- З метою безпечної експлуатації ПТМ на час всієї експлуатації передбачено проведення періодичних технічних огляд ПТМ (часткове та повне).

7.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Для виключення негативного впливу електромагнітних полів.

На території виробничих приміщень у повному обсязі забезпечено захист персоналу від шкідливого впливу електромагнітних полів, згідно з ДСанПіН 3.3.6-096-2002 "Державні санітарні норми при роботі з джерелами електромагнітних полів", ДСН 239-96 «Державні санітарні норми і правила захисту населення від впливу електромагнітних випромінювань» і ГОСТ 12.1.006-84 " ССБТ. Електромагнітні поля радіочастот. Допустимі рівні на робочих місцях і вимоги до проведення контролю».

Захист персоналу досягається шляхом проведення:

- Організаційних (призначення режимів роботи установок, зменшення місць і часу перебування персоналу в зоні випромінювання та ін).
- Інженерно -технічних заходів (раціонального розміщення обладнання, використання засобів , які обмежують рівень випромінювання на робочому місці), а також використанням індивідуальних засобів захисту (захисні окуляри, щитки, шоломи, захисний одяг).

Рівень електромагнітних полів контролюється і визначається перепадом потенціалів на робочому місці. Різниця в перепадах зон, які контролюються, встановлюється 1 кВ/м (для магнітного поля частотою 50 Гц). Рівень напруженості магнітного поля частотою 50 Гц при постійному впливі не повинен перевищувати 1,4 кА/м протягом робочого дня (8 годин). Для вимірювань в діапазоні частот 300 МГц - 300 ГГц використовуються прилади, призначені для визначення середніх значень щільності потоку енергії, з похибкою 40 % в діапазоні частот 300 МГц - 2 ГГц і 30% в діапазоні частот вище 2 ГГц. Відповідно до ГОСТ 12.1.006-84 «Электромагнитные поля радиочастот. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля» вимірювання напруженості і щільності потоку енергії ЕМП проводять не пізніше, ніж один раз на рік.

Вимірювання напруженості або щільності потоку енергії ЕМП допускається не проводити у випадках, якщо :

— установка не працює в режимі випромінювання на відкритий хвилевід, антену або інший елемент, призначений для випромінювання ЕМП в навколишнє середовище і її номінальна потужність згідно паспортних даних не перевищує :

2,5 Вт - в діапазоні частот від 60 кГц до 3 МГц;

400 мВт - в діапазоні частот вище 3 МГц до 30 МГц;

100 мВт - в діапазоні частот вище 30 МГц до 300 ГГц.

– Для забезпечення задовільних параметрів повітряного середовища.

Для забезпечення задовільних параметрів повітряного середовища в адміністративних приміщеннях влаштовуються системи водяного опалення та кондиціонування повітря з метою забезпечення оптимальних параметрів повітряного середовища:

- Температура - 22 ... 24 °C

- Вологість повітря - 40 - 60%

- Швидкість руху повітря не більше 0,3 м / с згідно СНиП 2.04.05-91 * У

«Отопление, вентиляция и кондиционирование».

– Для забезпечення задовільного освітлення виробничого приміщення

Для забезпечення необхідного рівня виробничого освітлення слід дотримуватися вимог ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування» з урахуванням характеру зорової роботи.

7.4 Заходи з пожежної безпеки.

Згідно ОНТП 24-86 в залежності від характеристик використовуваних речовин виробничі будівлі по вибуховій, вибухо-пожежній і пожежній безпеці розділяють на категорії А, Б, В, Г, Д, Е. Завантажувальну дільницю ливарного цеху відносять до категорії Б. У відповідності з СНиП 2.09.02-85 ступінь вогнестійкості II, відстань до евакуаційного виходу 25 м, кількість людей на 1 м евакуаційного виходу до коридору не повина перевищувати 45 людей. В залежності від ступені вогнестійкості будівель і споруд згідно СНиП 2.01.02-85 встановлені мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню (табл.5.1).

Таблиця 7.1 – Мінімальні межі вогнестійкості будівельних матеріалів і максимальні межі поширення вогню

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Балки, марши, косоури	Елементи покриття	
	Несучі	Само-несучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі			Плити, прогони	Балки, арки
II	2	1	0,25	0,25	2	1	0,25	0,25

Заходи по попередженню пожежі на данному виробництві слідує:

- навчання робочих та службовців протипожежних правил;
- вірна експлуатація установок;
- відведення спеціальних місць для легкозайманих речовин;
- контроль протипожежної безпеки.

Для тушіння пожежі використовуються:

- повітряно-пінні ручні вогнегасники ОВП-5;
- вуглекислотні вогнегасники ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8, які дають можливість ліквідувати джерело займання на установках, що знаходяться під напругою.

Пожежний зв'язок в данному цеху потрібно здійснювати за допомогою телефону або радіостанції, що дає можливість більш оперативно гасити пожежі.

В системі заходів боротьби з пожежами важливе значення має пожежна сигналізація. На даній ділянці треба використовувати прилади сигналізації, які містять: повідомлювачі, джерело живлення, звукові і світлові засоби оповіщення.

7.5 Заходи безпеки в надзвичайних ситуаціях

Принципи забезпечення безпеки в умовах НС за ознаками їх реалізації умовно ділять на три групи:

Перша - це завчасна підготовка і накопичення засобів захисту (колективних та індивідуальних) від небезпечних і шкідливих чинників, забезпечення їхньої готовності для використання населенням, а також підготовка до проведення заходів щодо евакуації населення з небезпечних зон (зон ризику).

Друга - диференційований підхід у забезпеченні повного обсягу захисних заходів в залежності від виду джерел небезпечних і шкідливих чинників, а також від місцевих умов.

Третя - комплексне ефективне застосування засобів і способів, які забезпечують надійний захист від наслідків НС, узгоджене здійснення усіх

заходів, що гарантують безпеку життєдіяльності в сучасному техносоціальному середовищі.

Основний засіб захисту населення в надзвичайних ситуаціях - це евакуація населення, його укриття в захисних спорудах, наприклад у бомбосховищах, використання засобів індивідуального захисту і медичної профілактики.

Захисні споруди - це інженерні об'єкти, спеціально призначені для захисту населення від фізичних, хімічних, біологічно небезпечних і шкідливих чинників. В залежності від захисних властивостей їх ділять на *захисні* і протирадіаційні укриття (ПРУ), які повинні відповідати будівельним нормам і правилам (СНіП 2.01.51-90).

Важливу роль в цьому відіграють медичні засоби індивідуального захисту, які призначені для профілактики і надання медичної допомоги населенню, постраждалому у НС.

Велике значення для забезпечення безпеки життєдіяльності населення у НС має завчасне здійснення заходів, адекватних виниклої ситуації. Для цього необхідно навчити населення, робітників, діям у НС, організувати своєчасне оповіщення про загрозу виникнення НС, проведення радіаційної, хімічної і бактеріологічної розвідки, а також дозиметричного і лабораторного (хімічного) контролю; проведення профілактичних протипожежних, протиепідемічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Для зменшення негативних наслідків аварії на підприємстві важливим є порядок оповіщення.

Своєчасне попередження населення про виникнення надзвичайних ситуацій здійснюється за допомогою сирен, гудків промислових підприємств, що означає: "Увага всім!". За цим сигналом всі повинні включити радіотрансляційні точки, радіо-, телеприймачі і прослухати повідомлення. Щоб

орієнтуватися у власних діях, необхідно знати зміст сигналів, характерних для НС на кожному небезпечному об'єкті і виконувати суворо визначені дії. Всі повідомлення штабу ЦО повторюють на протязі 5 хвилин.

Таким чином основними засобами забезпечення безпеки є:

- Для раціонального планування робочого місця має бути забезпечене:
 - оптимальне розміщення знарядь і предметів праці (норма на одне робоче місце конструктора складає 4м^2 по площині та 10м^3 по об'єму) підвищення продуктивності праці конструктора за рахунок виконання вимог ергономіки до робочих місць.
- Для виключення можливості враження електричним струмом передбачено:
 - Забезпечення надійної ізоляції на струмопровідних частинах, що знаходяться під напругою; згідно ДСТУ 7237:2011 «Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту».
 - Розташування струмоведучих частин повинно бути на недоступній висоті (більше 3 м).
 - Електрообладнання повинно бути заземлене або занулено; згідно ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення».
- Для виключення негативного впливу електромагнітних полів.

Захист персоналу досягається шляхом проведення:

- Організаційних (призначення режимів роботи установок, зменшення місць і часу перебування персоналу в зоні випромінювання та ін.)

- Інженерно-технічних заходів (раціонального розміщення обладнання, використання засобів, які обмежують рівень випромінювання на робочому місці), а також використанням індивідуальних засобів захисту (захисні окуляри, щитки, шоломи, захисний одяг).

- Рівень електромагнітних полів контролюється і визначається перепадом потенціалів на робочому місці. Різниця в перепадах зон, які контролюються, встановлюється 1 кВ/м (для магнітного поля частотою 50 Гц). Рівень напруженості магнітного поля частотою 50 Гц при постійному впливі не повинен перевищувати 1,4 кА/м протягом робочого дня (8 годин). Для вимірювань в діапазоні частот 300 МГц - 300 ГГц використовуються прилади, призначені для визначення середніх значень щільності потоку енергії, з похибкою 40 % в діапазоні частот 300 МГц - 2 ГГц і 30% в діапазоні частот вище 2 ГГц. Відповідно до ГОСТ 12.1.006-84 «Электромагнитные поля радиочастот. Для забезпечення задовільних параметрів повітряного середовища.

– Для забезпечення задовільного освітлення виробничого приміщення.

Для забезпечення необхідного рівня виробничого освітлення слід дотримуватися вимог ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення. Норми проектування» з урахуванням характеру зорової роботи.

– Для забезпечення пожежної безпеки передбачено установка комплексу засобів пожежогасіння, як протипожежне водопостачання, вогнегасники, ящики з піском та ін.

ВИСНОВКИ

В результаті проведення реконструкції козлового крану були визначенні параметри основних складових механізмів підйому і механізма пересування крана. В результаті запропоновано збільшити вантажопідйомність крану на 20% при дотриманні попередніх робочих характеристик.

Був проведений критичний аналіз впливу не синхронності роботи приводів механізма пересування крана на його металоконструкцію. Зазначено, що робота механізмів пересування здатна викликати перекісні навантаження на металоконструкцію крана при забіганні однієї опори перед іншої. Такі навантаження можуть збільшувати робочі навантаження на 30 і більше %.

Для поліпшення роботи механізма пересування, зменшення перекісних навантажень та підвищення точності позиціонування вантажу рекомендується застосовувати системи керування механізмом пересування на основі короткозамкнених асинхронних двигунів з частотними перетворювачами.

В роботі були розглянуті заходи з охорони праці.

Список літератури

1. *Абрамович И.И.* и др. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979-1980.
3. *Богинский К. С., Зотов Ф.С., Николаевский Г.М.* Мостовые и металлургические краны. М., «Машиностроение», 1970.
4. *Васильев. А. А.* Металлические конструкции. М. Стройиздат, 1975.
5. *ГОСТ 2105-75.* Крюки кованые и штампованные. Технические условия. - М.: Издательство стандартов. 1975, с изменен. 1990. - 6 с.
6. *ГОСТ 25835-83.* Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы. - М.: Издательство стандартов. 1983, с изменен. 1992. – 8 с.
7. *Гохберг М. М.* Справочник по кранам. Том 1. «Машиностроение», 1988.
8. *Желтонога А.И., Кучерин Н.В., Ковальчук А.И.* Краны и подъемники. Атлас конструкций. Учебное пособие для проектирования по курсу „Подъемно-транспортные машины”. Минск, «Вышэйш. школа», 1974. – 116 с.
9. *Канаты стальные.* Государственные стандарты СССР. Ч. I-III. - М.: Издательство стандартов. 1978. – 175 с.
10. *Кузьмин А.В., Марон Ф.Л.* Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин.-2-е изд., перераб. и доп.- Мн.: Выш. шк., 1983. – 350 с.
11. *ОСТ 24.090.72-83.* Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов.
12. *Подъемно-транспортные машины.* Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. Под ред. д-ра техн. наук М.П. Александрова и д-ра техн. наук Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.

13. *Правила* охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1.80-18: Затв.:19.01.2018 №62/ Міністерства соціальної політики України. 214 с.

14. *Пузирков П.І.* Гакові підвіски вантажопідіймальних машин: Навчальний посібник. – Дніпропетровськ: Арт-Прес. 1998. – 126 с.

15. *Руденко Н.Ф., Руденко В.Н.* Грузоподъемные машины. Атлас конструкций. Учебное пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1970. – 116 с.

16. *СНиП II-7-81.* Строительство в сейсмических районах. Нормы проектирования.

17. *СНиП II-23-81**. Стальные конструкции. Нормы проектирования.

18. Ф.Е.М. 1.001. Правила проектирования грузоподъемных устройств. Буклет 4 Проверка на усталость и выбор узлов механизма. 3-е издание 1987.10.01.

19. Ф.Е.М. 1.001. Правила проектирования грузоподъемных устройств. Буклет 7 Правила безопасности. 3-е издание 1987.10.01.

20. Ф.Е.М. 1.001. Правила проектирования грузоподъемных устройств. Буклет 2 Классификация металлоконструкций и механизмов и воздействующие на них нагрузки 3-е издание 1987.10.01.