

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки
Кафедри ЕІС та РК

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри ЕІС та РК
к.т.н., доцент Д.В. Костенко
“ 12 ” 06 2026 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Розробка електропривода консольно-козлового крана
вантажопідйомністю 10 т

Виконав: студент IV курсу, групи 4307зст
спеціальності
141 «Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»

(шифр і назва спеціальності)

Висоцький Б.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник к.т.н. Войтасик А.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент к.т.н. Клочков О.П.

(прізвище та ініціали)

Навчально-науковий інститут автоматики і електротехніки

Кафедра ЕІС та РК

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(шифр і назва)

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

(шифр і назва)

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор Я.Б. Волянська

“22” 09 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

Студенту Висоцькому Богдану Вадимовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від “22” квітня 2026 року № 286-уч

2. Термін подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані по роботі вхідна напруга живлення електропривода трифазна 380 В з частотою мережі 50 Гц, для живлення виконавчих електродвигунів застосувати зміну напругу, тип двигунів – асинхронний з фазним ротором, швидкість переміщення вантажу 0,21 м/с, швидкість підйому/спуску 0,23 м/с, швидкість переміщення крана 0,5 м/с, висота підняття вантажу 8 м, відстань переміщення вантажу 21 м, відстань переміщення крана 30 м

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1 Призначення та область застосування електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т. 2 Технічні характеристики елементів електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т. 3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т. 4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т. 5 Охорона праці

5. Перелік презентаційних матеріалів (з точним зазначенням назв)

1. Презентаційний матеріал до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр». 2. Мета та задачі роботи. 3. Загальна характеристика розробки. 4. Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу. 5. Розрахунок механізму переміщення вантажного візка. 6. Розрахунок механізму переміщення крана. 7. Основні технічні характеристики муфт. 8. Основні технічні характеристики гальм. 9. Підтвердження працездатності розробки. 10. Електрична принципова схема керування механізмом переміщення крана. 11. Основні технічні характеристики розробки. 12. Висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
ОП	к.т.н., доцент кафедри ЕІС та РК Войтасик А.М.	23.04.2026р. 	07.05.2026р. 

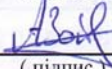
7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Приміт.
1	Призначення та область застосування	12.03.2026	виконано
2	Технічні характеристики	26.03.2026	виконано
3	Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень	09.04.2026	виконано
4	Розрахунки, що підтверджують працездатність	23.04.2026	виконано
5	Охорона праці	07.05.2026	виконано

Студент 
(підпис)

Висоцький Б.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи 
(підпис)

Войтасик А.М.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на тему «Розробка електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т» відповідає напрямку спеціальності «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» та виконано на 79 аркушах.

Тема кваліфікаційної роботи актуальна і пов'язана з розробкою електропривода консольно-козлового крану вантажопідйомністю 10 т для обробки вантажів за допомогою однорогового гаку.

В роботі наведені різновиди вантажопідіймальних кранів та їх призначення. Надано загальну характеристику консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т. Представлено основні технічні вимоги до конструкції крана.

Визначено потужності виконавчих електродвигунів механізму підйому/спуску вантажу, механізмів переміщення вантажного візка та крана загалом. Представлені розрахунки пускових та гальмівних моментів. Виконано вибір необхідного складового обладнання електропривода крана. Проведені перевірки електродвигунів на відповідність поставленим вимогам роботи консольно-козлового крана. Розроблено 3D модель конструкції електропривода консольно-поворотного крана вантажопідйомністю 10 т з детальним описом прийнятих технічних рішень. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом механізму переміщення крана.

Ключові слова: переміщення вантажів, електропривод, система керування, консольно-козловий кран, тривимірне моделювання.

ABSTRACT

The qualification work «Development of the electric drive of the cantilever gantry crane with a load capacity of 10 t» corresponds to the direction of specialty «Electricity, electrical and electromechanical» and holds 79 pages.

The topic of the qualification work is relevant and is related to the development of an electric drive for a cantilever gantry crane with a load capacity of 10 t for handling cargo using a single-horn hook.

The work presents varieties of lifting cranes and their purpose. A general characteristic of a cantilever gantry crane with a load capacity of 10 t is given. The main technical requirements for the design of the crane are presented.

The power of the executive electric motors of the lifting/lowering mechanism of the cargo, the mechanisms for moving the cargo trolley and the crane in general are determined. Calculations of starting and braking torques are presented. The necessary component equipment of the crane electric drive is selected. The electric motors are checked for compliance with the requirements for the operation of the cantilever gantry crane. A 3D model of the design of the electric drive of a cantilever slewing crane with a load capacity of 10 t is developed with a detailed description of the technical solutions adopted. An electrical schematic diagram of the electric drive control of the crane movement mechanism is presented.

Keywords: cargo movement, electric drive, control system, cantilever gantry crane, three-dimensional modeling.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів	4
Вступ	5
1 Призначення та область застосування електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т	6
1.1 Основні положення та призначення вантажопідйомних машин	6
1.2 Вимоги до конструкції консольно-козлового крану	7
2 Технічні характеристики елементів електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т	9
2.1 Основні технічні характеристики електропривода	9
2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів	10
2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів	11
2.4 Технічні характеристики гальм	13
2.5 Технічні характеристики з'єднувальних та зубчастих муфт	14
2.6 Технічні характеристики вантажного тросу	15
3 Опис та обґрунтування прийнятих технічних рішень при розробці електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т	16
3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода консольно-козлового крана	16
3.2 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму переміщення крана	22
4 Розрахунки, що підтверджують працездатність розробки електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т	25
4.1 Вибір діаметра каната поліспаста	25
4.2 Визначення геометричних розмірів барабана та блоків поліспаста	26
4.3 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу	29
4.4 Розрахунок механізму переміщення вантажної платформи	37
4.5 Розрахунок механізму переміщення крана	53

5 Охорона праці	73
5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на організм людини при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт	74
5.2 Правила техніки безпеки при експлуатації електропривода консольно-козлового крану	74
5.3 Висновок по розділу	76
Висновки	77
Перелік посилань	78

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

АД – асинхронний двигун;

ЕРС – електрорушійна сила;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ТВ – тривалість включення

ВСТУП

Консольно-козловий кран є одним із найбільш поширених у промисловості, будівництві та логістиці завдяки своїй здатності ефективно обслуговувати значні складські площі та відкриті майданчики, переміщуючи вантажі у трьох просторових координатах. Основними компонентами консольно-козлового крана є жорстка металева ферма з консолями, що спирається на опори, рухома вантажна платформа (візок) та координований електропривод, який забезпечує плавне виконання всіх технологічних операцій. Несучі металоконструкції та приводні вузли виконуються з високоміцних матеріалів відповідно до заданого режиму роботи та кліматичних умов експлуатації.

З огляду на різнобічну підготовку фахівця спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» мета даної кваліфікаційної роботи – розробка електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т.

Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати такі задачі:

- розглянути різновиди вантажопідйомних кранів;
- навести загальну характеристику розробки;
- виконати розрахунок механізму підйому/спуску вантажу;
- виконати розрахунок механізму переміщення вантажної платформи;
- виконати розрахунок механізму переміщення крана;
- виконати вибір зубчатих та з'єднувальних муфт;
- виконати вибір гальм та перевірити їх відповідність умовам роботи;
- представити результати перевірок, які підтверджують працездатність розробки;
- навести електричну принципову схему керування механізмом переміщення крана;
- навести основні технічні характеристики розробки.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-КОЗЛОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т

1.1 Основні положення та призначення вантажопідйомних машин

Вантажопідйомні машини і механізми становлять основу технічного оснащення сучасних складів та логістичних центрів, забезпечуючи переміщення різноманітних вантажів у вертикальному та горизонтальному напрямках [1]. До цієї категорії обладнання традиційно відносять крани, вантажні ліфти, лебідки, а також електричні талі.

Крани є найбільш універсальними вантажопідйомними машинами, які за конструктивними особливостями поділяють на кілька основних видів [2]. Мостові крани пересуваються по рейках, жорстко закріплених на виступах стін або спеціальних колонах будівель, що дозволяє ефективно переміщувати штучні вантажі та контейнери всередині закритих складів або під навісами [3]. Зазвичай на підприємствах експлуатують моделі вантажопідйомністю від 5 до 10 т із висотою підйому до 16 м. На комплектувально-сортувальних майданчиках і рампах частіше застосовують консольні крани, призначені для локальної роботи з малогабаритними об'єктами невеликої маси, чому сприяє значна дуга повороту їхньої консолі, яка може досягати повних 360 градусів [4].

Для навантажувально-розвантажувальних робіт на відкритих майданчиках складів і баз широко використовуються електричні козлові крани вантажопідйомністю до 30 т, які переміщуються по підкранових рейках, укладених безпосередньо на землю, та відзначаються високою продуктивністю. Якщо роботи необхідно виконувати на значній відстані або на розосереджених об'єктах, застосовують автомобільні крани, які є самохідними механізмами на базі автомобільних шасі вантажопідйомністю від 3 до 45 т і здатні піднімати вантаж на висоту понад 7 м [5].

В закритих висотних складах для механізації обробки тарно-штучних вантажів та їхнього точного укладання в штабелі або стелажі незамінними є крани-штабелери [6]. Вони поділяються на мостові, що складаються з моста, вертикальної колони і вантажного захоплення з рухом по верхніх будівельних коліях, а також стелажні. Стелажний кран-штабелер являє собою рухомий візок із вертикальною рамою та підйомною платформою, яка залежно від проекту пересувається по коліях на підлозі або безпосередньо на конструкціях самих стелажів.

Крім кранового обладнання, у логістичних процесах активно задіюються й інші пристрої. Вантажний ліфт служить надійним засобом переривчастої дії для вертикального транспортування матеріалів масою від 150 кг до 5 т між рівнями чи поверхами [7]. Для переміщення вантажів у вертикальному або горизонтальному напрямках із тяговим зусиллям від 1 до 10 т використовують підйомні чи тягові лебідки, які випускаються як із ручним, так і з електричним приводами. Якщо ж необхідно забезпечити мобільність підвішеного на гак вантажу вздовж підвісного одноколійного шляху, застосовують електричні талі вантажопідйомністю до 10 т, керування якими здійснюється за допомогою зручного кнопочового пульта, а висота підйому може варіюватися в межах від 4 до 30 м.

1.2 Вимоги до конструкції консольно-козлового крана

Конструкція консольно-козлового крана має повністю забезпечувати безпечне суміщення будь-яких робочих рухів, передбачених технічними умовами. Для цього електроприводи механізмів повинні гарантувати плавний пуск і зупинку всіх вузлів, а також підтримувати функцію регулювання чи зміни швидкостей на вимогу замовника [8]. Струмopідведення до вантажного візка та рухомої кабіни виконується виключно гнучким кабелем, а при використанні кабельного живлення самого крана обов'язковим є встановлення кабельного барабана або аналогічного пристрою для автоматичного укладання кабелю [9].

Металоконструкція та механічні вузли крана проектується з урахуванням зручності монтажу та обслуговування. В структурі виробу обов'язково передбачаються елементи для стропування, транспортного кріплення, а також сходи, галереї та майданчики, які дозволяють виконувати огляд, ревізію та заміну зношуваних деталей, таких як гальмівні накладки, шків, колеса чи троси, без повного розбирання або демонтажу великих складальних одиниць [10]. За погодженням із замовником допускається зменшення площі або повна відсутність майданчиків, якщо це не заважає ремонту приводів пересування. Конструктивні особливості ходової частини мають дозволяти зручний контроль перекосу коліс у горизонтальній площині. Сама технологія монтажу повинна забезпечувати підйом консолей та опор, причому для кранів вантажопідйомністю до 12,5 т і висотою підйому до 1 м передбачається можливість підйому консолі в єдиному зборі з опорними стійками. За потреби споживача система може додатково доукомплектовуватися дистанційним керуванням із підкранового майданчика.

Окремі строгі вимоги висуваються до тросових систем та підкранових колій [11]. Пристрій і просторове розташування елементів канатних систем мають гарантувати вільний вхід вантажного троса на блоки чи барабани та повністю виключати його випадіння з робочих рівчаків. Оскільки кран є високоточним обладнанням, рейки підкранової колії повинні укладатися з мінімальними похибками [12]. Не допускаються вертикальні стикові відхилення рейок понад 1 міліметр, а утворені сходинки підлягають обов'язковій зачистці. Технологічний зазор у рейкових стиках як підкранової колії, так і шляху переміщення вантажного візка обмежений жорстким лімітом у 2 мм.

Вся технічна документація та інструкція з експлуатації крана мають містити чіткі вказівки щодо періодичності та порядку проведення оглядів.

2 ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЕЛЕМЕНТІВ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-КОЗЛОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т

2.1 Основні технічні характеристики електропривода

Основні технічні характеристики електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т наведені у вигляді табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Загальні технічні характеристики електропривода крана

Найменування параметра	Значення
Вантажопідйомність, т	10
Висота підйому/спуску вантажу, м	8
Швидкість підйому/спуску вантажу, м/с	0,23
Швидкість переміщення вантажного візка, м/с	0,21
Швидкість переміщення крана, м/с	0,5
Тривалість включення, %	25
Напруга живлення електропривода, В	380
Частота мережі, Гц	50
Виконавчі електродвигуни	MTF 411-6; 012-6; 011-6 – 2 шт.
Застосовані редуктори	Ц2-300; ВК-400; ВКУ-350 – 2 шт.
Типи гальм	ТКГ-300; 160; 100 – 2 шт.
Тип вантажного каната	17,5-Г-Н-1570
Максимальна довжина тросу на барабані, м	15
Габаритні розміри конструкції крана, м	38×4,5×3,2
Маса крана в спорядженому стані, т	8,7

2.2 Технічні характеристики редукторних механізмів

В електроприводі консольно-козлового крана застосовано чотири редуктори: один горизонтальний циліндричний Ц2-650 для механізму підйому/спуску, та три вертикальних циліндричних ВК-400 (1 шт.) та ВК-350 (2 шт.) для механізмів переміщення вантажного візка та для механізму переміщення крана.

Основні технічні характеристики редукторів представлені у вигляді табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики редукторів

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель	Ц2-300
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	27
Кількість ступенів передачі, шт.	2
Передатне відношення редуктора	19,88
Момент на тихохідному валу, кН·м	5,13
Маса, кг	136
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА	
Модель	ВК-400
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	2,7
Кількість ступенів передачі, шт.	3
Передатне відношення редуктора	52,92
Момент на тихохідному валу, кН·м	1,62
Маса, кг	245

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)	
Модель	БК-350
Тип редуктора	циліндричний
Потужність підключеного електродвигуна, кВт	2
Кількість ступенів передачі, шт.	3
Передатне відношення редуктора	40
Момент на тихохідному валу, кН·м	0,37
Маса, кг	185

2.3 Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

В якості виконавчих електродвигунів вибираємо асинхронні двигуни (АД) з фазним ротором: *MTF 411-6* для механізму підйому/спуску вантажу, *MTF 012-6* для механізму переміщення вантажного візка та два *MTF 011-6* для механізму переміщення крана. Основні технічні характеристики виконавчих електродвигунів представлені у вигляді табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики виконавчих електродвигунів

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель	<i>MTF 411-6</i>
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з фазним ротором
Потужність, кВт	27
Швидкість обертання, об/хв	955
Максимальний пусковий момент, Н·м	650

Найменування параметра	Значення
Момент інерції, кг·м ²	0,51
Маса, кг	280
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА	
Модель	<i>MTF 012-6</i>
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з фазним ротором
Потужність, кВт	2,7
Швидкість обертання, об/хв	840
Максимальний пусковий момент, Н·м	57
Момент інерції, кг·м ²	0,029
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	58
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)	
Модель	<i>MTF 011-6</i>
Напруга живлення, В	380
Частота мережі, Гц	50
Тип двигуна	АД з фазним ротором
Потужність, кВт	1,7
Швидкість обертання, об/хв	870
Максимальний пусковий момент, Н·м	39
Момент інерції, кг·м ²	0,021
Тривалість включення, %	25
Маса, кг	51

2.4 Технічні характеристики гальм

Для електропривода консольно-козлового крана вибрано три типи гальм: ТКГ-300 для механізму підйому/спуску, ТКГ-160 для механізму переміщення вантажного візка та ТКГ-100 (2 шт.) для механізму переміщення крана.

Основні технічні характеристики вибраних гальм представлені у вигляді табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики гальм крана

Найменування параметра	Значення
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ	
Модель гальма	ТКГ-300
Тип гальма	двоколодкове з електрогідроприводним штовхачем
Гальмівний момент, Н·м	800
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА	
Модель гальма	ТКГ-160
Тип гальма	двоколодкове з електрогідроприводним штовхачем
Гальмівний момент, Н·м	100
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)	
Модель гальма	ТКГ-100
Тип гальма	двоколодкове з електрогідроприводним штовхачем
Гальмівний момент, Н·м	20

2.5 Технічні характеристики з'єднувальних та зубчастих муфт

Основні технічні характеристики вибраних муфт представлені у вигляді табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики вибраних муфт

Найменування параметра	Значення	
МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ/СПУСКУ ВАНТАЖУ		
Вид муфти	з'єднувальна	зубчаста
Виконання муфти	втулочно-пальцева з гальмівним шківом	першого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	1000	4000
Діаметр гальмівного шківа/муфти, мм	145/–	–/200
Момент інерції, кг·м ²	0,92	–
Маса, кг	6,7	15,2
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖНОГО ВІЗКА		
Вид муфти	з'єднувальна	зубчаста
Виконання муфти	втулочно-пальцева з гальмівним шківом	другого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	1000	1600
Діаметр гальмівного шківа/муфти, мм	145/–	–/170
Момент інерції, кг·м ²	0,042	–
Маса, кг	6,7	9,2
МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА (по 2 шт.)		
Вид муфти	з'єднувальна	зубчаста
Виконання муфти	втулочно-пальцева з гальмівним шківом	першого виконання
Номінальний обертовий момент, Н·м	1000	6300

Найменування параметра	Значення	
Діаметр гальмівного шків/муфти, мм	145/–	–/230
Момент інерції, кг·м ²	0,24	–
Маса, кг	6,7	22,6

2.6 Технічні характеристики вантажного тросу

В якості вантажного тросу вибрано тип 17,5-Г-Н-1570.

Основні технічні характеристики тросу представлені у вигляді табл. 2.6.

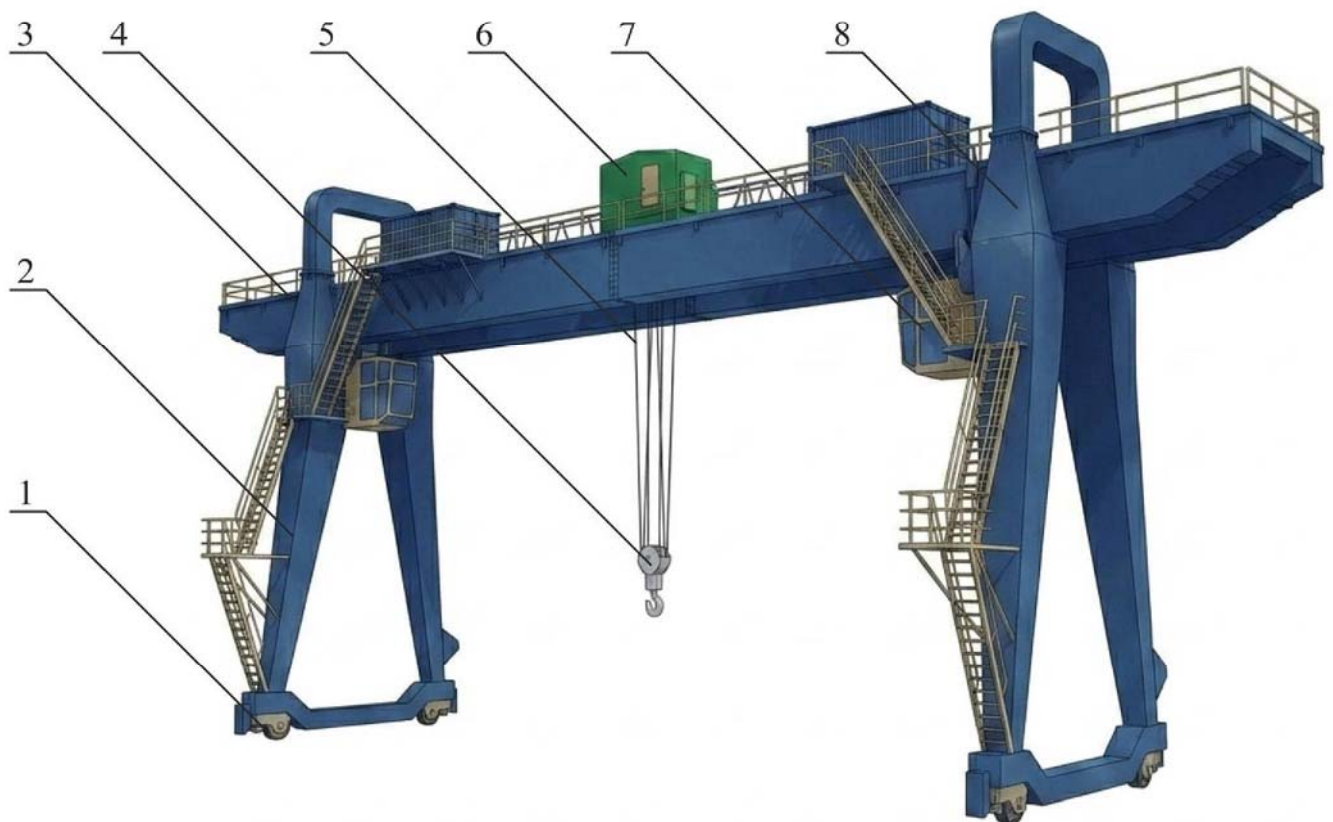
Таблиця 2.6 – Технічні характеристики тросу типу 17,5-Г-Н-1570

Найменування параметра	Значення
Конструкція тросу	6×25
Стандарт	ГОСТ 2688-80
Діаметр, мм	17,5
Розривне зусилля, кН	153,5
Границя міцності, МПа	1570

3 ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПРИЙНЯТИХ ПРИ РОЗРОБЦІ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-КОЗЛОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т

3.1 Розробка 3D моделі конструкції електропривода консольно-козлового крана

3D модель конструкції електропривода консольно-козлового крана побудована в програмному середовищі *AutoCAD 3D* з урахуванням масогабаритних характеристик обраного виконавчого електрообладнання та складових елементів конструкції виробу (рис. 3.1).



1) – ходові візки; 2) – опора; 3) – консоль; 4) – гаковий підвіс; 5) – вантажний канат; 6) – кри́та вантажна платформа; 7) – кабі́на кранівника; 8) – несуча ферма

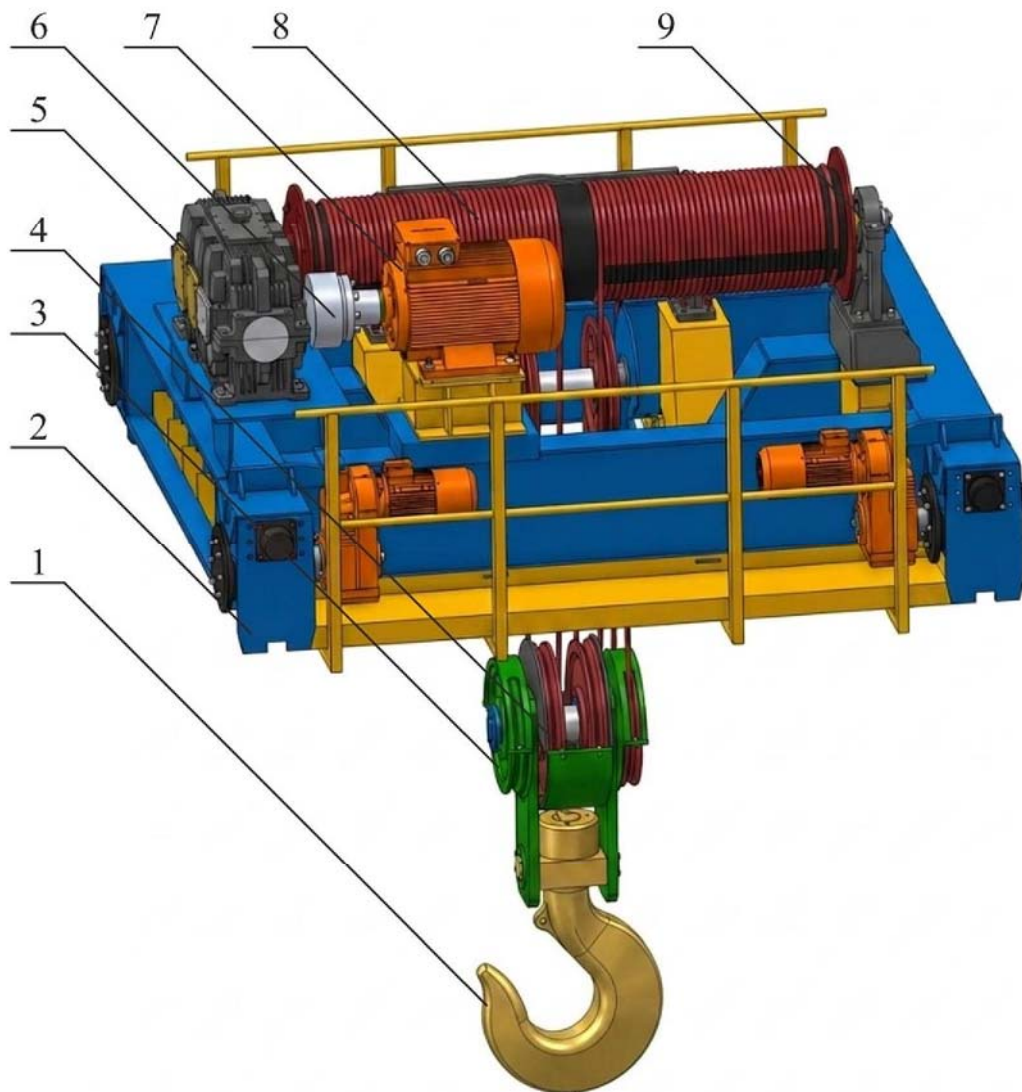
Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд 3D моделі консольно-козлового крана

вантажопідйомністю 10 т (вид спереду, праворуч)

Основу всієї металоконструкції становить жорстка несуча ферма (8, рис. 3.1), яка перекриває основний робочий проліт і плавно переходить у консольні частини [13]. Окремо виділена консоль (3, рис. 3.1) розширює робочу зону крана за межі опорної бази, дозволяючи обслуговувати транспортні засоби або майданчики складування з обох боків споруди. Вся верхня конструкція спирається на масивні А-подібні опори (2, рис. 3.1), які передають навантаження від власної ваги крана та маси вантажу на нижній рівень. Мобільність цієї системи забезпечують ходові візки (1, рис. 3.1), змонтовані в основі опор, які здійснюють переміщення всього крана вздовж підкранових колій.

Безпосереднє керування крановими операціями здійснюється з кабіни кранівника (7, рис. 3.1), що забезпечує оператору максимальний огляд робочої зони під прольотом та на консолях. Робочим органом для горизонтального переміщення вантажу виступає крита вантажна платформа (6, рис. 3.1), яка рухається по напрямних вздовж несучої ферми та захищає встановлене на ній підйомне електрообладнання від атмосферних опадів. Механізм підйому реалізований за допомогою гнучкого вантажного каната (5, рис. 3.1), що звисає з барабана вантажної платформи та утворює поліспацтну систему. Кінцевим елементом кінематичного ланцюга є гаковий підвіс (4, рис. 3.1), призначений для надійного зачеплення, підйому та позиціонування вантажів у межах усієї обслуговуваної площі крана.

На рис. 3.2 представлено просторову модель вантажної платформи переміщення консольно-козлового крана, яка працює на базі електропривода. Основою вузла є жорстка зварна рама вантажної платформи переміщення (2, рис. 3.2), на якій змонтовано ходові колеса для руху вздовж консолі крана, а також елементи механізму підйому. Головним джерелом механічної енергії виступає електродвигун (7, рис. 3.2), що забезпечує обертальний момент для підйому та спуску вантажу. Обертання від вала двигуна через сполучну муфту (6, рис. 3.2) передається на вхідний вал горизонтального циліндричного редуктора (5, рис. 3.2), який знижує частоту обертів до робочої швидкості та значно збільшує крутний момент.



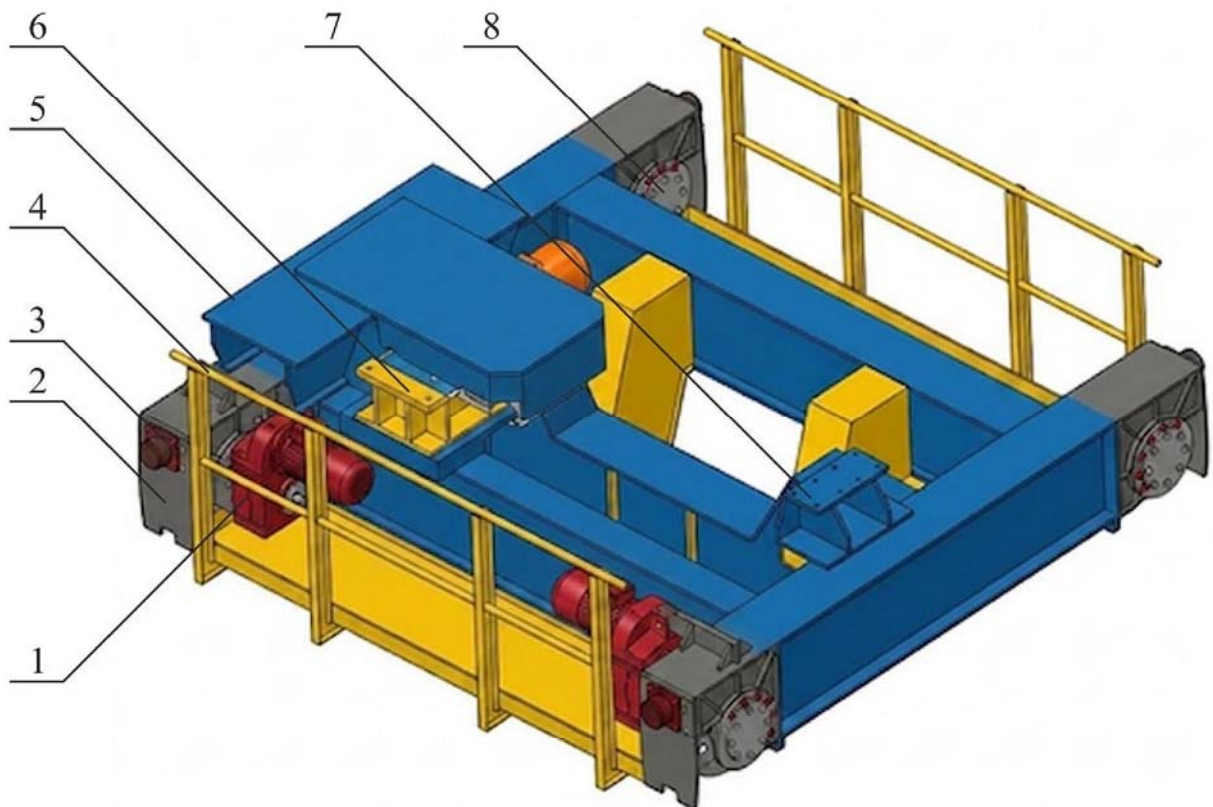
- 1) – гак; 2) – рама вантажної платформи переміщення; 3) – гакова підвіска;
 4) – вантажний канат; 5) – редуктор; 6) – муфта; 7) – електродвигун;
 8) – барабан; 9) – підшипникова опора

Рисунок 3.2 – 3D модель механізму підйому/спуску вантажу

Вихідний вал редуктора жорстко зв'язаний з барабаном (8, рис. 3.2), протилежний кінець якого встановлений у надійну підшипникову опору (9, рис. 3.2). Під час роботи привода на барабан здійснюється намотування вантажного каната (4, рис. 3.2), потоки якого спрямовані вниз до рухомої системи поліспада. Канат огинає блоки, розташовані всередині гакової підвіски (3, рис. 3.2), що дозволяє раціонально перерозподілити силові навантаження на механічну частину. Кінцевим виконавчим елементом, який безпосередньо

утримує контейнер, траверсу або штучний вантаж, є масивний дворогий гак (1, рис. 3.2), закріплений у нижній частині підвіски.

Автономне переміщення платформи вздовж консолі крана реалізовано за допомогою компактних ходових вузлів, куди входить мотор-редуктор (1, рис. 3.3), який об'єднує в одному корпусі електродвигун та циліндричну передачу для синхронного обертання коліс.



- 1) – мотор-редуктор; 2) – захисний щит; 3) – пружинно-фрикційний буфер;
4) – огорожа; 5, 6, 7) – місця установки редуктора, електродвигуна, барабана
механізму підйому/спуску вантажу; 8) – підшипникова опора

Рисунок 3.3 – 3D модель механізму переміщення вантажної платформи
консольно-козлового крана

Безпеку експлуатації та обмеження ходу у крайніх точках забезпечує торцевий пружинно-фрикційний буфер (3, рис. 3.3), призначений для гасіння кінетичної енергії удару при наїзді на тупикові упори. Торцеві рухомі частини візка закриває захисний щит (2, рис. 3.3), який запобігає потраплянню сторонніх

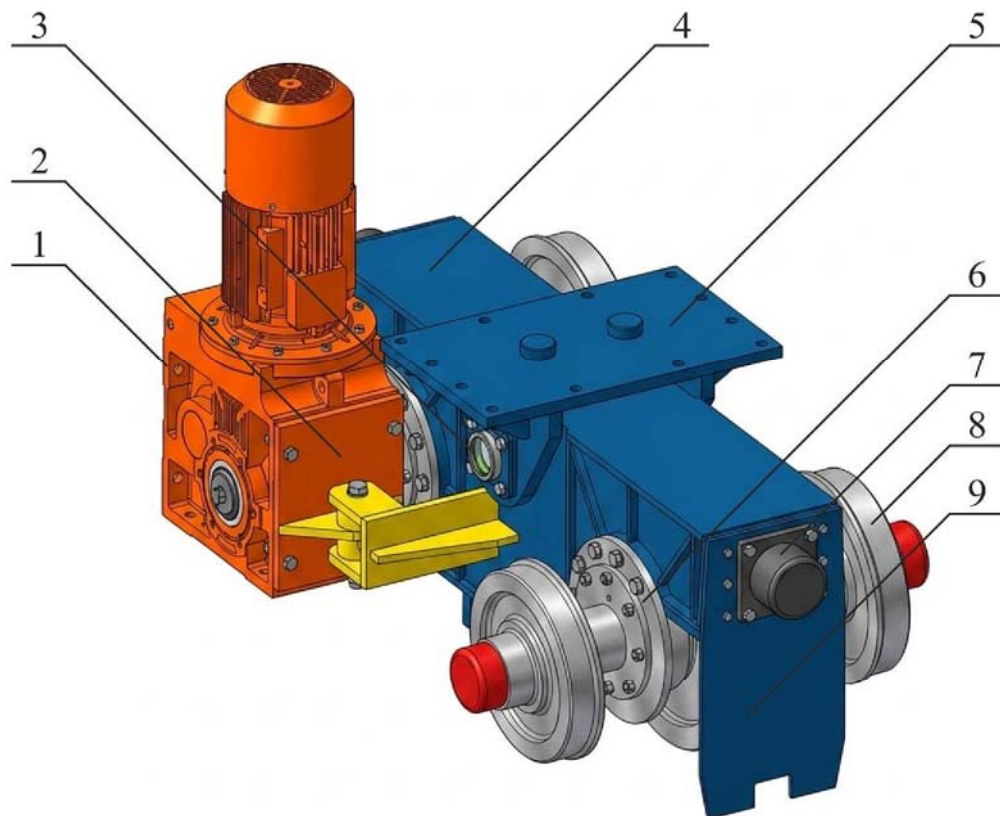
предметів під колісні пари, а по всьому периметру обслуговування змонтована жорстка металева огорожа (4, рис. 3.3) для безпечної роботи технічного персоналу.

Центральна частина рами спроектована як функціональний майданчик для монтажу головного підйомного обладнання крана. На металоконструкції чітко визначені та підготовлені спеціальні технологічні ложементи та фундаменти, серед яких місце установки редуктора (5, рис. 3.3) механізму підйому/спуску, суміжне з ним місце установки електродвигуна (6, рис. 3.3), а також внутрішнє місце установки барабана (7, рис. 3.3). На підшипникових опорах встановлюються ведучі та ведені ходові катки (8, рис. 3.3).

На рис. 3.4 представлена просторова тривимірна модель ходового електроприводного вузла, який забезпечує переміщення крана по підкранових коліях. Головним елементом генерації та передачі механічної енергії у цій системі є вертикально орієнтований мотор-редуктор (1, рис. 3.4), який поєднує в єдиному корпусі електродвигун та понижуючу передачу для досягнення необхідного крутного моменту. Корпус двигуна змонтований на спеціальний поворотний кронштейн (2, рис. 3.4), що розташований поруч з механічною вісю обертання (3, рис. 3.4), яка дозволяє компенсувати незначні відхилення та динамічні коливання під час пуску чи зупинки привода. Основою всього ходового вузла виступає масивна металева ходова платформа (4, рис. 3.4), яка поєднує в собі елементи трансмісії та з'єднується з верхніми конструкціями крана через плоску гнучку опору (5, рис. 3.4), призначену для рівномірного перерозподілу вертикальних експлуатаційних навантажень.

Безпосередню взаємодію з рейками забезпечує двохребордний ходовий каток (8, рис. 3.4), наявність реборд на якому гарантує надійне утримання крана на коліях та запобігає його сходженню під час руху. Вал ходового катка встановлений у посилену фланцеву підшипникову опору (6, рис. 3.4), яка сприймає радіальні сили від маси всієї споруди. Для безпечного обмеження ходу та пом'якшення можливих ударів об тупикові упори на торці встановлено

пружинно-фрикційний буфер (7, рис. 3.4), здатний ефективно поглинати кінетичну енергію.



- 1) – мотор-редуктор; 2) – поворотний кронштейн; 3) – вісь обертання;
4) – ходова платформа; 5) – гнучка опора; 6) – підшипникова опора;
7) – пружинно-фрикційний буфер; 8) – двохребордний ходовий каток;
9) – захисний щит

Рисунок 3.4 – 3D модель конструкції ходової платформи
консольно-козлового крана

Знизу торцеву зону ходових елементів закриває масивний металевий захисний щит (9, рис. 3.4), який запобігає потраплянню сторонніх предметів безпосередньо під колеса під час руху крана.

3.2 Електрична принципова схема керування електроприводом механізму переміщення крана

На рис. 3.5 зображено електричну принципову схему керування переміщенням крана, виконану на базі магнітного контролера ТА-161 із додатковим блоком регулювання швидкості та пультом кранівника. Система координує роботу двох електродвигунів переміщення ($M1$, $M2$) та двох електрогідроштовхачів гальм ($M3$, $M4$). Командоконтролер $SA1$ має нульове положення, а також по чотири робочі позиції для руху «Вперед» і «Назад» [14].

Магнітний контролер містить силові контактори напрямку ($KM4$ – вперед, $KM3$ – назад) та гальма ($KM6$), а також комутаційну схему $A3.1$ з низькострумівими котушками керування (напрямку $KM2.1$, $KM3.1$; гальмування $KM6.1$; прискорення $KY1.1$, $KY2.1$; противмикання $KM5.1$) та захисно-часовими релі (навантаження $KH1.1$, блокування $KB1.1$, витримки часу $KT1.1$, $KT2.1$).

Покроковий алгоритм роботи електропривода:

- Нульова позиція: Під напругою перебуває лише котушка реле навантаження $KH1.1$, яка замикає свій контакт $KH1.2$ у колі керування, підтверджуючи готовність системи до запуску;

- Перша позиція («Вперед»): Спрацьовує котушка $KM2.1$, замикаючи силові лінійні контакти та подаючи напругу на статори двигунів $M1$ і $M2$. Одночасно вмикається блокувальне реле $KB1$, яке активує гідроштовхачі гальм ($M3$, $M4$) для розгальмування механізму, та готується реле противмикання $KPI1$. На цій позиції котушка $KM5.1$ вмикає контактор противмикання $KM5$, замикаючи кола роторів двигунів через випрямні мости $VD1$ – $VD12$ та блок опорної напруги $VD13$ – $VD18$ на пусковий опір $R2M$. Оскільки на старті ковзання дорівнює одиниці, роторна напруга перевищує опорну на 10–15%, забезпечуючи максимальний пусковий струм і плавне рушання з місця;

- Друга позиція: Активується реле $KM1$, яке знеструмлює котушку противмикання $KM5.1$. Силові контакти $KM5.2$ відключають міст опорної напруги від загального опору $R2M$.

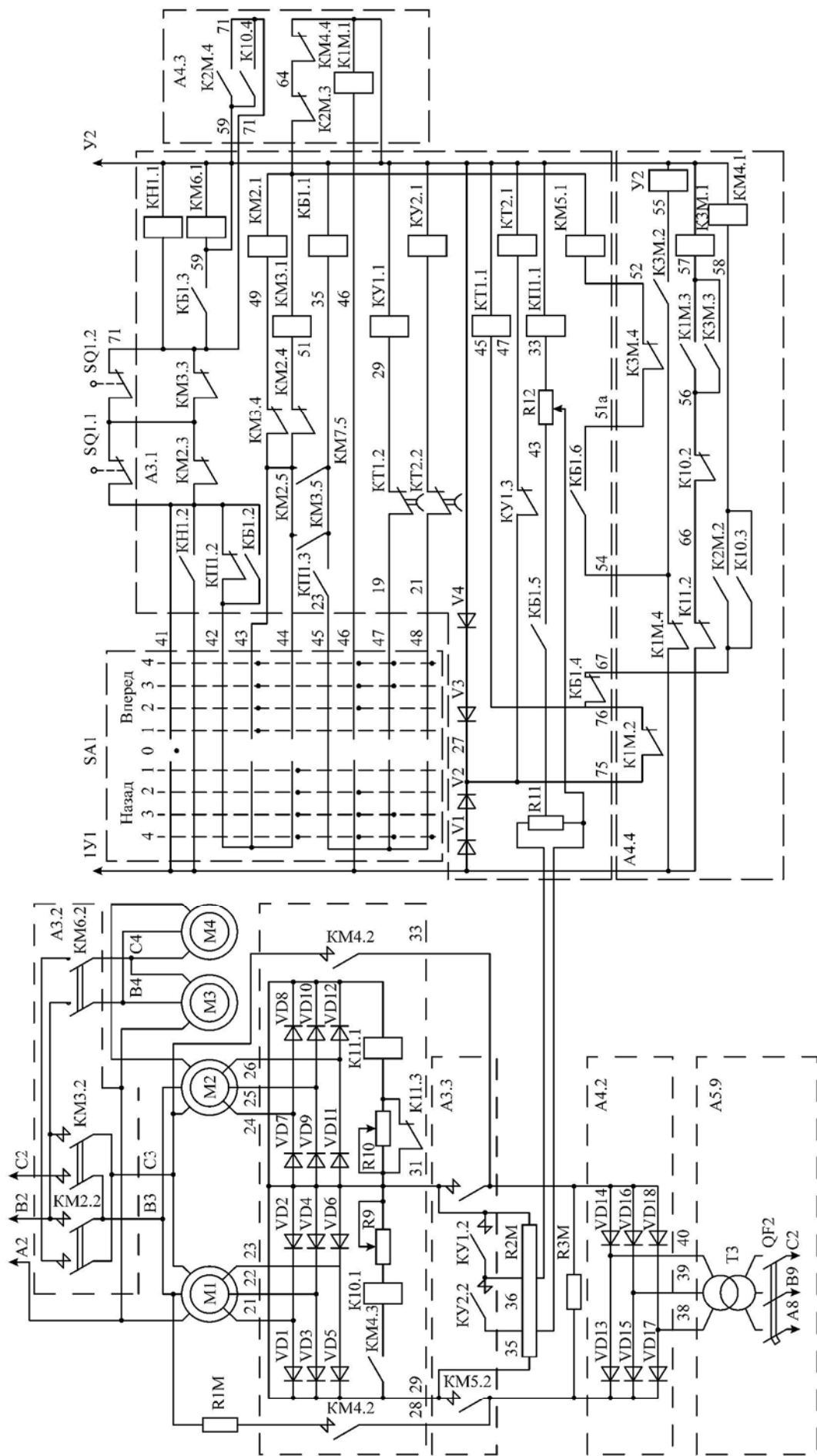


Рисунок 3.5 – Електрична принципова схема керування механізмом переміщення крана

Електродвигуни стабілізують швидкість на рівні 30–40% від номінальної [15], оскільки струм ротора тепер обмежений лише чистим опором навантаження $R2M$;

– Третя позиція: Через замикання кола керування та з урахуванням налаштованої витримки часу реле $KT1.2$ вмикається контактор розгону $KY1.1$. Його силові контакти $KY1.2$ шунтують (виводять) першу частину пускових резисторів $R2M$, що призводить до подальшого зростання швидкості крана. Блок-контакт $KY1.3$ готує до роботи реле часу наступного ступеня.

– Четверта позиція: Живлення подається на котушку контактора другого ступеня прискорення $KY2.1$ через контакти реле часу $KT2.2$. Контактор повністю виводить пускові опори, і кран досягає максимальної робочої швидкості.

Завдяки наявності реле часу $KT1$ і $KT2$, кранівник має можливість перевести рукоятку командоконтролера з першої позиції одразу в четверту – у цьому випадку повний розгін крана відбудеться в автоматичному режимі з чітким та безпечним дотриманням усіх технологічних інтервалів часу.

4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РОЗРОБКИ ЕЛЕКТРОПРИВОДА КОНСОЛЬНО-КОЗЛОВОГО КРАНА ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 10 Т

4.1 Вибір діаметра каната поліспада

Максимальне зусилля в тяговій гілці каната при підйомі вантажу

$$F_6^{\uparrow} = \frac{F_Q}{z \cdot u_{\Pi} \cdot \eta_0},$$

де $z = 2$ – тип поліспада (подвоєний) [16];

$u_{\Pi} = 2,5$ – кратність поліспада;

F_Q – сила тяжіння вантажу та гаковому підвісі, що визначається з виразу

$$F_Q = (Q + 0,02 \cdot Q) \cdot g,$$

$$F_Q = (10000 + 0,02 \cdot 10000) \cdot 9,8 = 99959 \text{ Н.}$$

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспада та обвідних роликів

$$\eta_0 = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\text{бл}}^t,$$

де $\eta_{\Pi} = 0,87$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) поліспада;

$\eta_{\text{бл}} = 0,95$ – ККД обвідних роликів [17];

$t = 5$ – кількість обвідних блоків в схемі запасування каната.

Тоді

$$\eta_0 = 0,87 \cdot 0,95^5 \approx 0,67.$$

Максимальне зусилля в тяговій гілці каната при підйомі вантажу

$$F_6^{\uparrow} = \frac{99959}{2 \cdot 2,5 \cdot 0,67} = 29,8 \text{ кН.}$$

Мінімальне розривне зусилля

$$F_0 = F_6^{\uparrow} \cdot z_p,$$

де $z_p = 5$ – мінімальний коефіцієнт використання каната.

Тоді

$$F_0 = 29,8 \cdot 5 = 149 \text{ кН.}$$

Вибираємо по ГОСТ 2688-80 канат типу ЛК3 конструкції 6х25 діаметром $d_k = 17,5$ мм, що має при маркувальній групі проволоч $\sigma_B = 1570$ МПа розривне зусилля $F_0 = 153,5$ кН.

Тобто, вибираємо канат з маркуванням 17,5-Г-Н-1570 ГОСТ 2688-80.

4.2 Визначення геометричних розмірів барабана та блоків поліспада

Мінімальні діаметри:

– барабана

$$D_1 \geq h_1 \cdot d_k,$$

$$D_1 \geq 13 \cdot 17,5 = 227 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_1 = 228 \text{ мм.}$

– блоків поліспаста

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_{\text{к}},$$

$$D_2 \geq 12 \cdot 17,5 = 210 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_2 = 220 \text{ мм.}$

– зрівноважувального блока

$$D_3 \geq h_3 \cdot d_{\text{к}},$$

$$D_3 \geq 15 \cdot 17,5 = 262 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_3 = 264 \text{ мм.}$

Довжина каната, що навивається на барабан поліспаста

$$L_{\text{к}} = z \cdot \left[H \cdot u_{\text{п}} + \pi \cdot D_1 \cdot (z_1 + z_2) \right],$$

$$L_{\text{к}} = 2 \cdot \left[8 \cdot 2,5 + 3,14 \cdot 228 \cdot (2 + 4) \right] \approx 50 \text{ м.}$$

Робоча довжина барабана

$$L'_{\text{б}} = \frac{L_{\text{к}} \cdot p_t}{\pi \cdot m \cdot (m \cdot d_{\text{к}} + D_1) \cdot \varphi},$$

$$L'_6 = \frac{50 \cdot 0,02419}{3,14 \cdot 1 \cdot (1 \cdot 17,5 + 228) \cdot 0,9} \approx 0,0241 \text{ м.}$$

Загальна довжина барабана

$$L_6 = L'_6 + (3 \dots 4) \cdot p_t,$$

$$L_6 = 0,0241 + 4 \cdot 0,02419 = 0,121 \text{ м.}$$

Товщина стінки барабана по умові міцності на стискання

$$\delta' = \frac{F_6^\uparrow}{p_t \cdot [\sigma]_{\text{сж}}},$$

де $[\sigma]_{\text{сж}} = 140 \text{ МПа}$ для матеріалу барабана – сталь 35Л.

Тоді

$$\delta' = \frac{29,8}{0,02419 \cdot 140} = 8,8 \text{ мм.}$$

З технологічних умов виготовлення барабана

$$\delta' \geq 0,01 \cdot D_1 + 3,$$

$$\delta' \geq 0,01 \cdot 228 + 3 = 5,28 \text{ мм.}$$

Приймаємо товщину стінки барабана $\delta = 8 \text{ мм.}$

4.3 Розрахунок механізму підйому/спуску вантажу

4.3.1 Вибір електродвигуна

Всі елементи виконавчого обладнання механізму підйому/спуску вантажу встановлюються на рамі вантажного візка переміщення. Статична потужність електродвигуна

$$P_c = \frac{Q \cdot g \cdot V_{\Gamma}}{10^3 \cdot \eta_m},$$

$$P_c = \frac{10000 \cdot 9,8 \cdot 0,24}{10^3 \cdot 0,87} = 27 \text{ кВт.}$$

Таким чином, вибираємо крановий АД з фазним ротором серії *MTF* 411-6 виконанням ІМ 1001 на лапах, ГОСТ 185-70.

Основні технічні параметри електродвигуна представлені у 2 розділі кваліфікаційної роботи.

4.3.2 Вибір редуктора

Швидкість обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{\Gamma} \cdot u_{\Pi}}{\pi \cdot D_1},$$

$$n_6 = \frac{60 \cdot 0,24 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 0,228} = 50,3 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне число редуктора

$$u'_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_6},$$

$$u'_p = \frac{955}{50,3} = 19.$$

Необхідний обертовий момент на тихохідному валу редуктора

$$T'_T = 9550 \cdot \frac{P_c}{n_6},$$

$$T'_T = 9550 \cdot \frac{27}{50,3} = 5,13 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По величині необхідного обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа вибираємо для групи режиму роботи М6 (4М) та частоти обертання швидкохідного вала $n_{дв} = 955 \text{ хв}^{-1} \approx 16 \text{ с}^{-1}$ редуктор типу Ц2-300.

Основні технічні параметри редуктора представлені у 2 розділі кваліфікаційної роботи.

Фактична швидкість обертання барабана

$$n_6^\phi = \frac{n_{дв}}{u_p},$$

$$n_6^\phi = \frac{955}{19,88} = 48 \text{ хв}^{-1}.$$

Фактична швидкість підйому вантажу

$$V_\Gamma^\phi = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_6^\phi}{60 \cdot u_\Pi},$$

$$V_{\Gamma}^{\Phi} = \frac{3,14 \cdot 0,228 \cdot 48}{60 \cdot 2,5} \approx 0,23 \text{ м/с.}$$

Фактична швидкість підйому вантажу відрізняється від заданої на 4,17 %, тобто менше ніж на 10%, що допустимо.

4.3.3 Вибір з'єднувальних муфт

З'єднання вала електродвигуна і швидкохідного вала редуктора здійснюється пружною втулочно-пальцевою муфтою, одна з напівмуфт якої виконана у вигляді гальмівного шківa. Ця напівмуфта кріпиться на швидкохідний вал редуктора, що забезпечує жорсткий зв'язок гальм з барабаном через редуктор [18].

Вибір розмірів муфти проводиться за величиною розрахункового крутного моменту T_m

$$T_m = T_c \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де $k_1 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$k_2 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує групу режиму роботи механізму;

T_c – момент статичного опору обертанню в період пуску, який визначається з виразу

$$T_c = \frac{F_6^{\uparrow} \cdot z \cdot D_1}{2 \cdot u_p \cdot \eta_6 \cdot \eta_p},$$

де $u_p = 19,88$ – передатне число редуктора;

$\eta_6 = 0,94$ – ККД барабану;

$\eta_p = 0,94$ – ККД редуктора.

Таким чином, момент статичного опору обертанню в період пуску

$$T_c = \frac{29,8 \cdot 2 \cdot 228}{2 \cdot 19,88 \cdot 0,94 \cdot 0,94} = 387 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Тоді

$$T_m = 387 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 604 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо з'єднувальну муфту на 1000 Н·м та зубчасту муфту на 4000 Н·м. Основні параметри вибраної муфти наведено в розділі 2 даної кваліфікаційної роботи.

4.3.4 Вибір гальм

Для заклинення та утримання вантажу у висячому положенні встановлюють нормально замкнуті гальма, що автоматично розмикаються під час увімкнення приводу механізму. Гальма зазвичай встановлюються на швидкохідний вал механізму, де діє найменший крутний момент. Вибирається гальмо за величиною розрахункового гальмівного моменту.

Момент статичного опору на валу електродвигуна при гальмуванні

$$T_c = \frac{F_6^{\uparrow} \cdot z \cdot D_1 \cdot \eta_6 \cdot \eta_p}{2 \cdot u_p},$$

$$T_c^T = \frac{29,8 \cdot 2 \cdot 228 \cdot 0,94 \cdot 0,94}{2 \cdot 19,88} = 302 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Величина розрахункового гальмівного моменту

$$T^T = T_c^T \cdot k_T,$$

де $k_T = 1,75$ – коефіцієнт запасу гальмування.

Тоді

$$T^T = 302 \cdot 1,75 = 528 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо ТКГ-300 з приводом від електрогідравлічного штовхача. Основні технічні характеристики гальм представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

4.3.5 Перевірка електродвигуна за часом пуску при підйомі вантажу

Електродвигун повинен розганяти механізм за досить короткий час, інакше зменшиться продуктивність крана. Але при значно малому часі пуску розгін буде супроводжуватися великим прискоренням, що зменшить міцність елементів, стійкість вантажу і т.п..

Номінальний момент на валу електродвигуна

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{27}{955} = 270 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}},$$

$$\Psi_{\text{max}} = \frac{650}{270} = 2,41.$$

Середній пусковий момент електродвигуна

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\Psi_{\text{max}} + \Psi_{\text{min}}}{2} \cdot T_{\text{ном}},$$

де $\Psi_{\text{min}} = 1,3$ – мінімальна кратність пускового моменту електродвигуна.

Тоді

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{2,41 + 1,3}{2} \cdot 270 = 501 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом

$$I = I_{\text{р}} + I_{\text{м}},$$

$$I = 0,51 + 0,92 = 1,43 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Час пуску електродвигуна

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}})} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot 10^3 \cdot (V_{\text{Г}}^{\Phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_{\text{с}}) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

де $\delta = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас привода, окрім муфти з гальмівним шківом та ротора електродвигуна;

$I = 1,43 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – сумарний момент інерції ротора та муфти з гальмівним шківом.

Таким чином, матимемо

$$t_{\pi} = \frac{1,2 \cdot 1,43 \cdot 955}{9,55 \cdot (501 - 387)} + \frac{9,55 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 0,23^2}{955 \cdot (501 - 387) \cdot 0,87} = 1,56 \text{ с.}$$

Отриманий час пуску знаходиться в допустимих межах значень $1 \text{ с} < 1,56 \text{ с} < 2 \text{ с}$.

Прискорення при пуску електродвигуна

$$a = \frac{V_{\Gamma}^{\phi}}{t_{\pi}},$$

$$a = \frac{0,23}{1,56} = 0,147 \text{ м/с}^2.$$

Отже, прискорення при пуску електродвигуна менше допустимого значення прискорення $[a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

4.3.6 Перевірка гальм за часом гальмування

Час гальмування при опусканні вантажу (при підйомі вантажу цей час буде менше, так як в цьому випадку момент від маси вантажу і гальмівний момент діють в одному напрямку)

$$t_{\tau} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T^T - T_c^T)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot 10^3 \cdot (V_{\Gamma}^{\phi})^2 \cdot \eta_{\text{м}}}{n_{\text{дв}} \cdot (T^T - T_c^T) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\tau} = \frac{1,2 \cdot 1,43 \cdot 955}{9,55 \cdot (528 - 302)} + \frac{9,55 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 0,23^2 \cdot 0,87}{955 \cdot (528 - 302) \cdot 0,87} \approx 0,78 \text{ с.}$$

Найбільша допустима довжина шляху гальмування при опусканні вантажу

$$[S] = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{k_s},$$

де $k_s = 2,5$ – коефіцієнт шляху гальмування.

Тоді

$$[S] = \frac{0,23}{2,5} = 0,092 \text{ м.}$$

Максимальний час гальмування при опусканні вантажу

$$t_{T\max} = \frac{2 \cdot [S]}{V_{\Gamma}^{\Phi}},$$

$$t_{T\max} = \frac{2 \cdot 0,092}{0,23} = 0,8 \text{ с} > t_T = 0,78 \text{ с.}$$

Уповільнення вантажу при гальмуванні

$$a_T = \frac{V_{\Gamma}^{\Phi}}{t_T},$$

де $V_{\Gamma}^{\Phi} = 0,23 \text{ м/с}^2$ – фактична швидкість підйому вантажу.

Отже

$$a_T = \frac{0,23}{0,78} \approx 0,295 \text{ м/с}^2,$$

Значення уповільнення вантажу при гальмуванні знаходиться в допустимих межах, так як $a_T = 0,295 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,8 \text{ м/с}^2$.

4.4 Розрахунок механізму переміщення вантажної платформи

4.4.1 Визначення повного опору переміщенню вантажної платформи

Визначаємо орієнтовну масу вантажної платформи переміщення

$$m_T = 0,4 \cdot Q,$$

$$m_T = 0,4 \cdot 10000 \approx 4000 \text{ кг.}$$

При проектуванні вантажної платформи переміщення навантаження на ходові катки від ваги вантажу та візка необхідно розподілити рівномірно [19]. В цьому випадку навантаження на один ходовий каток

$$F_R = \frac{(m_T + Q) \cdot g}{z},$$

де $z = 4$ – загальна кількість ходових катків.

Тоді

$$F_R = \frac{(4000 + 10000) \cdot 9,8}{4} = 34299 \text{ Н.}$$

В залежності від навантаження, групи режиму роботи та швидкості переміщення вибираємо приводні та не приводні ходові циліндричні катки з двома ребордами та рейки з напівкруглою головкою.

Основні розміри коліс наступні:

– діаметр коліс $D_k = 0,26 \text{ м}$;

– внутрішній діаметр підшипників $d = 0,45$ м.

Опір переміщенню вантажного візка переміщення від тертя в підшипниках, тертя кочення ходових катків об рейку та тертя реборд об рейку

$$F_{\text{тр}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d + 2 \cdot \mu}{D_k} \cdot k_p,$$

де $f = 0,015$ – приведений до внутрішнього діаметру коефіцієнт тертя в роликових підшипниках;

$\mu = 0,0004$ – коефіцієнт тертя кочення ходового катка об рейку;

$k_p = 2$ – коефіцієнт, що враховує додатковий опір від тертя реборд об рейку.

Таким чином

$$F_{\text{тр}} = (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,45 + 2 \cdot 0,0004}{0,26} \cdot 2 = 7968 \text{ Н.}$$

Опір від максимально допустимого нахилу шляху

$$F_{\text{укл}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

$$F_{\text{укл}} = (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) = 412 \text{ Н.}$$

Опір від вітрового навантаження. Статична складова вітрового навантаження на вантаж

$$F_{\Gamma} = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_{\Gamma},$$

$$F_{\Gamma} = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 10 = 1499 \text{ Н.}$$

Ширина рейки для вантажної платформи переміщення

$$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot Q,$$

$$l_k = 2,62 + 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 10000 = 2,77 \text{ м.}$$

Висота рейки для вантажної платформи переміщення

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} \cdot Q,$$

$$l_h = 0,835 + 10^{-5} \cdot 10000 = 0,935 \text{ м.}$$

Площа вантажної платформи переміщення, що дорівнює проекції зовнішнього контуру на площину, перпендикулярну швидкості вітру

$$A_T = l_k \cdot l_h,$$

$$A_T = 2,77 \cdot 0,935 = 2,59 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на вантажну платформу

$$F_T = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_T,$$

$$F_T = 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 2,59 = 388 \text{ Н.}$$

Повний опір від вітрового навантаження

$$F_B = F_\Gamma + F_T,$$

$$F_{\text{в}} = 1499 + 388 = 1887 \text{ Н.}$$

Повний опір переміщенню вантажної платформи переміщення

$$F = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_{\text{в}},$$

$$F = 7968 + 412 + 1887 = 10267 \text{ Н.}$$

4.4.2 Вибір електродвигуна

Необхідна максимальна статична потужність електродвигуна механізму переміщення вантажної платформи

$$P_{\text{с}} = \frac{F \cdot V_{\text{т}}}{1000 \cdot \eta},$$

де $\eta = 0,93$ – ККД редуктора, що має підшипники кочення.

Тоді

$$P_{\text{с}} = \frac{10267 \cdot 0,21}{1000 \cdot 0,93} = 2,32 \text{ кВт.}$$

Проте з урахуванням того, що вантажний візок переміщення працює при вантажах менших заданих, а тиск вітру може бути менше розрахункового значення, приймаємо електродвигун потужністю рівній, або дещо менше статичної потужності. Тривалість включення (ТВ) електродвигуна для групи режиму роботи механізму 4М відповідає ТВ рівній 25% [20].

Вибираємо електродвигун серії *MTF* 012-6. Основні технічні параметри електродвигуна представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Номінальний момент електродвигуна

$$T_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{н}} = 9550 \cdot \frac{2,7}{840} = 30,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Швидкість обертання ходових катків

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot V_T}{\pi \cdot D_{\text{к}}},$$

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot 0,21}{3,14 \cdot 0,26} = 15,4 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення числа редуктора

$$u'_{\text{р}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}},$$

$$u'_{\text{р}} = \frac{840}{15,4} = 54,5.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P'_{\text{р}} = P_{\text{р}} \cdot k_y,$$

де $k_y = 2$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи редуктора (можливе перевантаження).

Отже

$$P_p' = 2,32 \cdot 2 = 4,64 \text{ кВт.}$$

4.4.3 Вибір редуктора

За необхідною розрахунковою потужністю та з урахуванням передатного числа вибираємо для групи режиму 4М та частоти обертання швидкохідного вала $n_6 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ редуктор типу ВК-400, який має передатне відношення $u_p = 52,92$ та розрахунковий ККД $\eta_p = 0,93$. Основні технічні параметри редуктора представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Діюча швидкість обертання катків та швидкість переміщення вантажної платформи

$$n'_k = \frac{n_{дв}}{u_p},$$

$$n'_k = \frac{840}{52,92} = 15,9 \text{ хв}^{-1}.$$

$$V_T' = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n'_k}{60},$$

$$V_T' = \frac{3,14 \cdot 0,26 \cdot 15,9}{60} = 0,21 \text{ м/с.}$$

Так як діюча швидкість руху вантажного візка переміщення V_T' менша за розрахункову V_T , то перерахунок потужності електродвигуна виконувати не має необхідності.

4.4.4 Вибір муфт

Обертний момент, що передається від редуктора до ходового приводного катка

$$T_k = 0,25 \cdot F \cdot D_k,$$

$$T_k = 0,25 \cdot 10267 \cdot 0,26 = 667 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Обертний момент на швидкохідному валу редуктора та валу електродвигуна

$$T = \frac{2 \cdot T_k}{u_p \cdot \eta},$$

$$T = \frac{2 \cdot 667}{52,92 \cdot 0,93} = 27,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо муфту, що з'єднує вал електродвигуна з швидкохідним валом редуктора. Розрахунковий момент, який передається муфтою

$$T_M = T \cdot k_1 \cdot k_2,$$

де $k_1 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$k_2 = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує групу режиму роботи механізму.

Таким чином

$$T_M = 667 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 960 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Відповідно до необхідного розрахункового моменту та діаметрам з'єднувальних валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмівним

шківом. Гальмівний шків встановлюємо на швидкохідний вал редуктора. Основні технічні параметри з'єднувальних муфт представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Розрахунковий момент, що передається муфтами

$$T'_M = T_k \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T'_M = 667 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 960 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За даним параметром та діаметрами з'єднувальних валів вибираємо зубчаті муфти 2-го типу. Муфти встановлюємо зубчатими втулками на проміжний вал. Основні технічні параметри зубчатих муфт представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

4.4.5 Оцінка працездатності механізму переміщення вантажної платформи переміщення

Максимально допустиме прискорення порожнього вантажного візка переміщення в період розгону при умові достатнього зчеплення приводних ходових катків з рейками

$$\left[a^{\uparrow} \right]_{\max} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d}{D_k} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{k_p}{D_k} - \frac{F_T}{m_T \cdot g} \right] \cdot g,$$

де $z_{\text{пр}} = 2$ – кількість приводних катків вантажного візка;

$\varphi = 0,15$ – коефіцієнт зчеплення ходових катків з рейками при роботі на відкритому повітрі;

$k_{\varphi} = 1,1$ – коефіцієнт запасу зчеплення приводних ходових катків з рейками при вітровому навантаженні.

Отже

$$\left[a^{\uparrow} \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,45}{0,26} \right) - (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,45) \cdot \frac{2}{0,26} - \frac{388}{4000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^{\uparrow} \right]_{\max} \approx 0,129 \text{ м/с}^2.$$

За нормами для консольно-козлового крана з ручним стропуванням та вантажопідйомністю 10 т допустиме прискорення $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$. Тому приймаємо рекомендоване значення прискорення пуску.

Мінімально допустимий час пуску має бути не менше

$$\left[t^{\uparrow} \right]_{\min} = \frac{V_r'}{[a]},$$

$$\left[t^{\uparrow} \right]_{\min} = \frac{0,21}{0,15} = 1,4 \text{ с.}$$

Час пуску рекомендовано приймати у межах 1,5 – 6 с. Приймаємо час пуску електродвигуна рівний $t_{\Pi} = 4 \text{ с}$. Зазначений час забезпечує реле часу шляхом постійного виводу опорів з кола керування електродвигуном тільки для електродвигунів з фазним ротором.

4.4.6 Перевірка електродвигуна на пусковий режим при максимальній вантажопідйомності

В період пуску електродвигуну доводиться долати статичний та динамічний опір. Статичний момент від сил тертя, нахилу та вітру на валу електродвигуна визначений раніше становить $T = 27,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент на валу електродвигуна від сил інерції вантажу та платформу

$$T_{\text{ин}}^{\uparrow} = \frac{0,955 \cdot (m_T + Q) \cdot g \cdot (V_T')^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot t_{\text{п}}},$$

$$T_{\text{ин}}^{\uparrow} = \frac{0,955 \cdot (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{840 \cdot 4} = 1,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент інерції на валу електродвигуна від сил інерції обертових мас привода

$$T_{\text{ин1}}^{\uparrow} = \frac{\delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_{\text{п}}},$$

де $\delta = 1,25$ – коефіцієнт, що враховує вплив обертових мас, окрім муфти з гальмівним шківом та ротора електродвигуна.

Тоді

$$T_{\text{ин1}}^{\uparrow} = \frac{1,25 \cdot (0,029 + 0,042) \cdot 840}{9,55 \cdot 4} = 1,95 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний пусковий момент на валу електродвигуна

$$T_{\text{п}} = T + T_{\text{ин}}^{\uparrow} + T_{\text{ин1}}^{\uparrow},$$

$$T_{\text{п}} = 27,1 + 1,6 + 1,95 = 30,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна

$$\lambda = \frac{T_{\text{п}}}{T_{\text{н}}},$$

$$\lambda = \frac{30,6}{30,7} = 1,86.$$

Допустимий коефіцієнт перевантаження електродвигуна

$$\lambda = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{н}}},$$

де $T_{\text{max}} = 57 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальний обертовий момент, що здатен розвинути електродвигун.

Тоді

$$\lambda = \frac{57}{30,7} = 1,86.$$

Отже, вибраний електродвигун при прийнятому часі пуску забезпечує стійку і надійну роботу привода механізму переміщення вантажного візка та виключає пробуксовку катків в період пуску.

4.4.7 Вибір гальм

Максимально допустиме прискорення вантажної платформи з максимальним вантажем в період гальмування за умови достатнього зчеплення приводних катків з рейками

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\text{max}} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} - \frac{f \cdot d}{D_{\text{к}}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{1}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{(m_T + Q) \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,45}{0,26} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,45) \cdot \frac{1}{0,26} - \frac{1887}{137200} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a^{\downarrow} \right]_{\max} \approx 0,691 \text{ м/с}^2.$$

За нормами для консольно-козлового крана з ручним стропуванням та вантажопідйомністю 10 т допустиме прискорення $[a] = 0,15 \text{ м/с}^2$.

Відповідно до зазначеної інформації приймаємо рекомендоване значення прискорення при гальмуванні.

Мінімально допустимий час гальмування платформи має бути не менше

$$\left[t^{\downarrow} \right]_{\min} = \frac{V'_T}{[a]},$$

$$\left[t^{\downarrow} \right]_{\min} = \frac{0,21}{0,15} = 1,4 \text{ с.}$$

Час гальмування рекомендовано приймати у межах 3 – 6 с. Приймаємо час гальмування вантажної платформи рівний $t_T = 4 \text{ с.}$

Шлях гальмування вантажної платформи при максимальному вантажі

$$S = \frac{V'_T \cdot t_T}{2},$$

$$S = \frac{0,21 \cdot 4}{2} = 0,42 \text{ м.}$$

В період гальмування гальмам необхідно погасити сили інерції від поступально рухомого візка з максимальним вантажем, сили інерції обертових мас привода, а також сили, що впливають на візок від нахилу та вітру.

При цьому сили тертя ходових катків з рейками та сили тертя в приводі допомагають гальмуванню вантажного візка.

Момент від сил інерції, приведений до гальмівного шківів:

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{тр}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{\eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_{\text{тр}} = (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,45) \cdot \frac{0,93}{2 \cdot 52,92} = 9,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{m_T \cdot g \cdot \eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_{\text{тр}}^{\text{п}} = (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,45) \cdot \frac{4000 \cdot 9,8 \cdot 0,93}{2 \cdot 52,92} = 2,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, що необхідний на гальмівному шківу для гасіння сил від нахилу шляху:

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{укл}} = (m_T + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_p},$$

$$F_{\text{укл}} = (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,26 \cdot 0,93}{2 \cdot 52,92} = 0,94 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{укл}}^{\text{п}} = m_T \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

де $\eta = 0,93$ – ККД редуктора, що має підшипники кочення.

Отже

$$F_{\text{укл}}^{\text{п}} = 4000 \cdot 9,8 \cdot \sin(0,003) \cdot \frac{0,26 \cdot 0,93}{2 \cdot 52,92} = 0,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент, що необхідний на гальмівному шківу для гасіння сил тертя від дії вітрового навантаження:

– при максимальному вантажі

$$F_{\text{в}} = \frac{F_{\text{в}} \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

$$F_{\text{в}} = \frac{1887 \cdot 0,26 \cdot 0,93}{2 \cdot 52,92} = 4,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– при порожній вантажній платформі переміщення

$$F_{\text{в}}^{\text{п}} = \frac{F_T \cdot D_{\text{к}} \cdot \eta}{2 \cdot u_{\text{р}}},$$

$$F_{\text{в}}^{\text{п}} = \frac{388 \cdot 0,26 \cdot 0,93}{2 \cdot 52,92} = 0,886 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Складові моментів, необхідних на гальмівному шківу для гасіння сил:

– інерції платформи, яка поступально рухається з максимальним вантажем

$$T_1 = \frac{0,955 \cdot (m_T + Q) \cdot g \cdot (V'_T)^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot t_T},$$

$$T_1 = \frac{0,955 \cdot (4000 + 10000) \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{840 \cdot 4} = 1,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

– інерції обертових мас привода

$$T_2 = \frac{\delta \cdot (I_p + I_m) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_T},$$

$$T_2 = \frac{1,25 \cdot (0,029 + 0,042) \cdot 840}{9,55 \cdot 4} = 1,95 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідний гальмівний момент на шківу для зупинки вантажного візка переміщення при максимальному вантажі, нахилі та вітрі

$$T_T = T_1 + T_2 + T_{\text{укл}} + T_{\text{в}} - T_{\text{тр}},$$

$$T_T = 1,6 + 1,95 + 0,94 + 4,31 - 9,1 = -0,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальма типу ТКГ-160. Основні технічні параметри гальм представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи. Гальма послаблюємо регулюючи затягування робочої пружини до необхідного гальмівного моменту.

Максимально допустиме прискорення порожнього візка в період гальмування за умови достатнього зчеплення приводних ходових катків з рейками

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} - \frac{f \cdot d}{D_{\kappa}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot \frac{1}{D_{\kappa}} - \frac{F_T}{m_T \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,015 \cdot 0,45}{0,26} \right) + (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,45) \cdot \frac{1}{0,26} - \frac{388}{4000 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$\left[a_{\Pi}^{\downarrow} \right] \approx 0,729 \text{ м/с}^2.$$

Момент статичних опорів, приведений до гальмівного шківу, необхідний для гасіння сил від вітрового навантаження, сил від нахилу шляху та сил тертя

$$T_c = T_{\text{тр}}^{\Pi} - T_{\text{в}}^{\Pi} - T_{\text{укл}}^{\Pi},$$

$$T_c = 2,6 - 0,886 - 0,27 = 1,44 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Час гальмування порожньої вантажної платформи переміщення

$$t_T^{\Pi} = \frac{\delta \cdot (I_{\text{п}} + I_{\text{м}}) \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T'_T + T_c)} + \frac{0,955 \cdot m_T \cdot g \cdot (V'_T)^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot (T'_T + T_c)},$$

$$t_T^{\Pi} = \frac{1,25 \cdot (0,029 + 0,042) \cdot 840}{9,55 \cdot (-0,3 + 1,44)} + \frac{0,955 \cdot 4000 \cdot 9,8 \cdot 0,21^2 \cdot 0,93}{840 \cdot (-0,3 + 1,44)} = 8,45 \text{ с}.$$

Дійсне прискорення порожнього візка переміщення при гальмуванні

$$a' = \frac{V_T'}{t_T^n},$$

$$a' = \frac{0,21}{8,45} = 0,0249 \text{ м/с}^2 \leq [a_n^\downarrow] = 0,73 \text{ м/с}^2.$$

Таким чином, вибрані гальма забезпечують надійне гальмування вантажного візка переміщення при будь-яких умовах навантаження, виключаючи можливість ковзання ходових катків при гальмуванні порожнього візка.

4.5 Розрахунок механізму переміщення крана

4.5.1 Визначення статичних навантажень

Для пом'якшення ударів консольно-козлового крана об упори на кінцевих ділянках підкранових рейок встановлені пружинно-фрикційні обмежувачі.

Сила тяжіння:

– крана

$$F_{G_{кр}} = m_{кр} \cdot g,$$

$$F_{G_{кр}} = 7 \cdot 9,8 = 68,7 \text{ кН},$$

– вантажу та вантажозахватного пристрою

$$F_{G_{Г}} = Q \cdot g,$$

$$F_{G_{Г}} = 10 \cdot 9,8 = 98,1 \text{ кН},$$

– вантажного візка з привідними шківами

$$F_{GT} = 0,4 \cdot Q \cdot g,$$

$$F_{GT} = 0,4 \cdot 10 \cdot 9,8 = 39,2 \text{ кН.}$$

Найбільше статичне навантаження на катки двох ходових катків, які опираються на рейку B , визначається з рівняння $\sum M_{F(A)} = 0$

$$F_{RB} = \frac{F_{Gкр} \cdot \frac{L}{2} + (F_{Gг} + F_{GT}) \cdot (L + l)}{L},$$

де $L = 21$ м – довжина прольоту;

l – відстань від осі опори крана до центру мас візка в граничному положенні, що визначається з виразу

$$l = L_{\kappa} - 2,$$

$$l = 8 - 2 = 6 \text{ м,}$$

Тоді

$$F_{RB} = \frac{68,7 \cdot \frac{21}{2} + (98,1 + 39,2) \cdot (21 + 6)}{21} = 211 \text{ кН.}$$

З урахуванням кількості ходових катків, що опираються на один рельс підкранового шляху, максимальне навантаження на один каток

$$F_{R\max} = \frac{F_{RB}}{z / 2},$$

де $z = 4$ – загальна кількість катків крана, прийнята відповідно до рекомендацій.

Таким чином, матимемо

$$F_{R\max} = \frac{211}{4 / 2} = 105 \text{ кН.}$$

4.5.2 Вибір та розрахунок ходових катків

По величині $F_{R\max}$ та швидкості переміщення крана $V_{\text{кр}}$ вибираємо приводні та не приводні ходові циліндричні катки з двома ребордами та рейку з напівкруглою голівкою.

Основні параметри катків:

- діаметр катків $D_k = 460$ мм;
- внутрішній діаметр підшипника (діаметр цапфи) $d_{\text{ц}} = 110$ мм;
- тип рейки – КР 100;
- коефіцієнт тертя кочення катка об рейку $\mu = 0,0006$ м;
- допустиме навантаження на каток $F_R = 267$ кН.

Розрахункове навантаження на каток

$$F_p = k_n \cdot k_d \cdot F_{R\max},$$

$$F_p = 1,2 \cdot 1 \cdot 105 = 139 \text{ кН.}$$

Коефіцієнт, що залежить від відношення радіусів

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[3]{(R_1 / R_2)^4},$$

де $R_1 = 0,5$ м – радіус округлення головки рейки КР 100;

$R_2 = 0,23$ м – радіус ходового катка.

Тоді

$$k \approx 0,09 \cdot \sqrt[3]{(0,5 / 0,23)^4} = 0,127.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_{\text{н}} = k \cdot k_f \cdot \sqrt[3]{\frac{F_{\text{п}} \cdot E_{\text{пр}}^2}{R_1^2}},$$

де $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Відповідно

$$\sigma_{\text{н}} = 0,127 \cdot 1,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{139 \cdot (2,1 \cdot 10^5)^2}{0,5^2 \cdot 1000}} = 395 \text{ МПа}.$$

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_{\text{н}} = 0,8 \cdot \sigma_T,$$

де $\sigma_T = 785$ МПа – межа текучості матеріалу залізо 65Г ходового катка.

Тоді

$$[\sigma]_{\text{н}} = 0,8 \cdot 785 = 628 \text{ МПа.}$$

Таким чином

$$[\sigma]_{\text{н}} = 395 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{н}} = 628 \text{ МПа.}$$

Розрахункове контактне напруження менше допустимого, що відповідає необхідній умові перевірки.

4.5.3 Розрахунок загального опору переміщення крана

Опір переміщенню від сил тертя

$$F_{\text{тр}} = k_p \cdot (m_{\text{кр}} + Q) \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot \mu}{D_{\text{к}}},$$

де $k_p = 2,5$ – коефіцієнт, що враховує додаткове тертя від реборд та торців ступиць ходових катків;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя в підшипниках опор валу ходового катка.

Тоді

$$F_{\text{тр}} = 2,5 \cdot (7 + 10) \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,46} = 2,58 \text{ кН.}$$

Опір від нахилу рейкового шляху

$$F_{\text{укл}} = (m_{\text{кр}} + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

де $\sin \alpha = 0,003$ – нахил рейкового шляху крана.

$$F_{\text{укл}} = (7 + 10) \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 0,5 \text{ кН.}$$

Розподілене вітрове навантаження на одиницю розрахункової площини елемента конструкції

$$p = q \cdot k \cdot c \cdot n,$$

де $q = 125 \text{ Па}$ – динамічний тиск вітру;

$k = 1$ – коефіцієнт зміни динамічного тиску по висоті над поверхнею землі;

$c = 1,375$ – коефіцієнт аеродинамічної сили для вантажу [16];

$n = 1$ – коефіцієнт перевантаження для робочого стану.

Отже

$$p = 125 \cdot 1 \cdot 1,375 \cdot 1 = 172 \text{ Па.}$$

Розрахункова площа конструкції крана

$$A = h \cdot L',$$

де $h = 3,43 \text{ м}$ – висота пролітної балки крана;

L' – довжина пролітної балки крана, що визначається виразом

$$L' = L + 2 \cdot L_{\text{к}},$$

$$L' = 21 + 2 \cdot 8 = 37 \text{ м.}$$

Отже

$$A = 3,43 \cdot 37 = 127 \text{ м}^2.$$

Статична складова вітрового навантаження на елементи конструкції крана

$$F_B^K = p \cdot A \cdot K_{\text{спл}},$$

$$F_B^K = \frac{(172 \cdot 127)}{1000} \cdot 0,37 = 8,08 \text{ кН.}$$

Статична складова вітрового навантаження на вантаж

$$F_B^Г = q \cdot k \cdot c \cdot n \cdot A_T,$$

де $A_T = 10 \text{ м}^2$ – розрахункова площа вантажу, що визначається в залежності від номінальної маси вантажу.

Тоді

$$F_B^Г = 125 \cdot 1 \cdot 1,375 \cdot 1 \cdot 10 = 1,72 \text{ кН.}$$

Повний опір від вітрового навантаження на кран у робочому стані

$$F_B = F_B^K + F_B^Г,$$

$$F_B = 8,08 + 1,72 = 9,8 \text{ кН.}$$

Загальний опір переміщенню крана від статичних навантажень

$$F_{\text{пер}} = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_B,$$

$$F_{\text{пер}} = 2,58 + 0,5 + 9,8 = 12,9 \text{ кН.}$$

4.5.4 Вибір електродвигуна

Статична потужність електродвигуна

$$P_c = \frac{F_{\text{пер}} \cdot V_{\text{кр}}}{a \cdot \mu_m},$$

де $a = 2$ – кількість механізмів переміщення;

$\mu_m = 0,86$ – ККД механізму переміщення.

Таким чином

$$P_c = \frac{12,9 \cdot 0,5}{2 \cdot 0,86} = 3,75 \text{ кВт.}$$

Попередньо вибираємо електродвигун з фазним ротором серії *MTF 111-6*.

4.5.5 Вибір редуктора

Вибір редуктора виконуємо в залежності від кінематичної схеми привода по передавальному числу, розрахунковій потужності або допустимому обертовому моменту на тихохідному валу і швидкості обертання швидкохідного вала.

Швидкість обертання ходового катка

$$n_k = \frac{60 \cdot V_{\text{кр}}}{\pi \cdot D_k},$$

$$n_k = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,46} = 20,8 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідне передатне відношення привода

$$u' = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k},$$

$$u' = \frac{870}{20,8} = 41,8.$$

Розрахункова потужність редуктора

$$P_p = P_c \cdot k_y,$$

де $k_y = 2,2$ – коефіцієнт, що враховує умови роботи редуктора для режиму 4М.

Тоді

$$P_p = 3,75 \cdot 2,2 = 8,25 \text{ кВт.}$$

Обертовий момент на тихохідному валу редуктора

$$T_T = 9550 \cdot \frac{P_p}{n_T},$$

де $n_T = n_k = 20,8 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді

$$T_T = 9550 \cdot \frac{8,25}{20,8} = 3,79 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

За величиною обертового моменту з урахуванням необхідного передатного числа попередньо вибираємо для групи режиму роботи 4М та частоти обертання швидкохідного вала $n_6 = n_{дв} = 870 \text{ хв}^{-1}$ редуктор вертикальний крановий типу ВКУ-350.

Фактична швидкість переміщення крана

$$V_{\text{кр}}^{\phi} = \frac{V_{\text{кр}} \cdot u'}{u_p \cdot u'_{\text{зп}}},$$

де $u'_{\text{зп}} = 1$ – коефіцієнт, що враховує відсутність в механізмі переміщення крану відкритої зубчатої передачі.

Отже

$$V_{\text{кр}}^{\phi} = \frac{0,5 \cdot 41,8}{40 \cdot 1} = 0,522 \text{ м/с.}$$

Зміна величини швидкості

$$\Delta V_{\text{кр}} = \frac{V_{\text{кр}} - V_{\text{кр}}^{\phi}}{V_{\text{кр}}} \cdot 100\%,$$

$$\Delta V_{\text{кр}} = \frac{0,522 - 0,5}{0,5} \cdot 100\% = 4,4\%.$$

Фактична швидкість переміщення крана менша заданої на 4,4%, що допустимо за умовою перевірки.

4.5.6 Вибір з'єднувальних муфт

Обертний момент, що передається муфтою, яка з'єднує вал електродвигуна та швидкохідний вал редуктора

$$T_{\text{м}}^{\text{ном}} = \frac{F_{\text{пер}} \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot a \cdot u \cdot \eta_{\text{м}}},$$

де $u = u_p = 40$ – передатне відношення привода, рівне передатному числу редуктора.

Тоді

$$T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} = \frac{12,9 \cdot 460}{2 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,86} = 43,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахункова величина моменту

$$T_{\text{м}}^{\text{р}} = T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T_{\text{м}}^{\text{р}} = 43,1 \cdot 2 \cdot 2 = 172 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За необхідним розрахунковим моментом та діаметрам з'єднувальних валів вибираємо пружну втулочно-пальцеву муфту з гальмівним шківом на 1000 Н·м. Основні технічні параметри муфти представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

Обертний момент, що передається зубчатою муфтою, встановленою на тихохідному валу привода

$$T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} = \frac{F_{\text{пер}} \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot a \cdot u'_{\text{зп}}},$$

$$T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} = \frac{12,9 \cdot 460}{2 \cdot 2 \cdot 1} = 1483 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент

$$T_{\text{м}}^{\text{р}} = T_{\text{м}}^{\text{НОМ}} \cdot k_1 \cdot k_2,$$

$$T_{\text{м}}^{\text{р}} = 1483 \cdot 2 \cdot 2 = 5932 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За наведеним значенням вибираємо зубчасту муфту на 6300 Н·м. Основні технічні параметри муфти представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

4.5.7 Перевірка електродвигуна за часом пуску

Максимально допустиме прискорення крана при пуску за умови зчеплення коліс з рейками

$$[a]_{\max} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) - (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \cdot \frac{k_{\text{р}}}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{m_{\text{кр}} \cdot g} \right] \cdot g,$$

де $z_{\text{пр}} = 2$ – кількість привідних катків крана;

$z = 4$ – загальна кількість катків крана;

$F_{\text{в}} = 9,8$ кН – вітрове навантаження на кран в робочому стані.

Тоді

$$[a]_{\max} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,45}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,46} \right) - (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \cdot \frac{2,5}{0,46} - \frac{9,8}{7 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a]_{\max} = 0,472 \text{ м/с}^2.$$

Найменший допустимий час пуску за умови зчеплення катків

$$[t]_{\min} = \frac{V_{\text{кр}}^{\Phi}}{[a]_{\max}},$$

$$[t]_{\min} = \frac{0,522}{0,472} = 1,11 \text{ с.}$$

Сумарний момент інерції ротора електродвигуна та пружної втулочно-пальцевої муфти з гальмівним шківом

$$I = I_p + I_m,$$

$$I = 0,048 + 0,24 = 0,288 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Номінальний момент на валу електродвигуна

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}},$$

$$T_{\text{ном}} = 9550 \cdot \frac{4,1}{870} = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальна кратність пускового моменту електродвигуна

$$\psi_{\text{max}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}},$$

$$\psi_{\text{max}} = \frac{87}{45} = 1,93.$$

Середній пусковий момент електродвигуна з фазним ротором

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} \cdot T_{\text{ном}},$$

де $\psi_{\text{min}} = 1,1$ – мінімальна кратність пускового моменту електродвигуна.

Тоді

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{1,93 + 1,1}{2} \cdot 45 = 68,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опір переміщенню крана без вантажу:

– від сил тертя

$$F'_{\text{тр}} = k_{\text{п}} \cdot m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \frac{f \cdot d_{\text{ц}} + 2 \cdot \mu}{D_{\text{к}}},$$

$$F'_{\text{тр}} = 2,5 \cdot 7 \cdot 9,8 \cdot \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006}{0,46} = 1,06 \text{ кН}.$$

– від нахилу шляху

$$F'_{\text{ук}} = m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

$$F'_{\text{ук}} = 7 \cdot 9,8 \cdot 0,003 = 0,206 \text{ кН}.$$

– від вітрового навантаження

$$F'_{\text{в}} = F^{\text{к}}_{\text{в}} = 8,08 \text{ кН}.$$

– повний опір переміщенню

$$F'_{\text{пер}} = F'_{\text{тр}} + F'_{\text{укл}} + F'_{\text{в}},$$

$$F'_{\text{пер}} = 1,06 + 0,206 + 8,08 = 9350 \text{ Н}.$$

Момент статичного опору при роботі крана без вантажу

$$T'_c = \frac{F'_{\text{пер}} \cdot D_{\text{к}}}{2 \cdot a \cdot u_p \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$T'_c = \frac{9,35 \cdot 460}{2 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 0,86} = 31,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Час пуску електродвигуна механізму переміщення крану без вантажу

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{2 \cdot a \cdot u_p \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} - T'_c)} + \frac{9,55 \cdot m_{\text{кр}} \cdot (V_{\text{кр}}^{\phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} - T'_c) \cdot \eta_{\text{м}}},$$

$$t_{\text{п}} = \frac{1,2 \cdot 0,288 \cdot 870}{9,55 \cdot (68,2 - 31,3)} + \frac{9,55 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 0,522^2}{870 \cdot (68,2 - 31,3) \cdot 0,86} = 1,51 \text{ с}.$$

Фактичне прискорення крана при пуску механізму

$$a^{\phi} = \frac{V_{\text{кр}}^{\phi}}{t_{\text{п}}},$$

$$a^{\phi} = \frac{0,522}{1,51} = 0,346 \text{ м/с}^2.$$

Отримане значення менше за максимально допустиме $[a]_{\text{max}} = 0,472 \text{ м/с}^2$.

Умову перевірки виконано.

4.5.8 Перевірка електродвигуна на нагрівання

Необхідна еквівалентна потужність електродвигуна для робочої частини циклу механізму переміщення

$$P_e = \gamma \cdot P_c,$$

де $\gamma = 1,15$ – допоміжний коефіцієнт, що враховує роботу двигуна на відкритому повітрі.

Тоді

$$P_e = 1,15 \cdot 3,75 = 4,31 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна за умови нагрівання з врахуванням пауз протягом циклу роботи

$$P_{пв} = k \cdot P_e,$$

де $k = 0,5$ – коефіцієнт, що враховує номінальну відносну тривалість ввімкнення, характерну для номінального режиму роботи 4М.

$$P_{пв} = 0,5 \cdot 4,31 = 2,15 \text{ кВт.}$$

Номінальна потужність електродвигуна *MTF 111-6* становить $P_{дв} = 4,1$ кВт, що значно більше ніж $P_{пв} = 2,15$ кВт, тобто, умова перевірки виконується.

4.5.9 Перевірка запасу зчеплення ходових катків з рейками при пуску

Сумарне навантаження на приводні ходові катки крана без вантажу

$$F_{пр} = m_{кр} \cdot g \cdot \frac{z_{пр}}{z},$$

$$F_{\text{пр}} = 7 \cdot 9,8 \cdot \frac{2}{4} = 34,3 \text{ кН.}$$

Фактичний запас зчеплення катків з рейками при пуску

$$K_{\varphi} = \frac{F_{\text{пр}} \cdot \varphi}{F'_{\text{пер}} + m_{\text{кр}} \cdot g \cdot \left(\frac{a^{\Phi}}{g} - \frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right)},$$

$$K_{\varphi} = \frac{34,3 \cdot 0,45}{9,35 + 7 \cdot 9,8 \cdot \left(\frac{0,346}{9,8} - \frac{2}{4} \cdot 0,015 \cdot \frac{110}{460} \right)} \approx 1,33.$$

За умовою перевірки значення $K_{\varphi} \geq 1,2$, таким чином, умова виконується.

Максимально допустиме уповільнення крана за умови зчеплення катків з рейками

$$[a^T]_{\text{max}} = \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{к}}} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}) \cdot \frac{1}{D_{\text{к}}} - \frac{F_{\text{в}}}{m_{\text{кр}} \cdot g} \right] \cdot g,$$

$$[a^T]_{\text{max}} = \left[\frac{2}{4} \cdot \left(\frac{0,45}{1,1} + \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,46} \right) + (2 \cdot 0,0006 + 0,015 \cdot 0,11) \cdot \frac{1}{0,46} - \frac{9,8}{7 \cdot 9,8} \right] \cdot 9,8,$$

$$[a^T]_{\text{max}} = 0,685 \text{ м/с}^2.$$

Максимально допустиме уповільнення крана при гальмуванні по нормативним даним з урахуванням технологічних процесів повинно мати теж значення, що і прискорення при пуску $[a]_{\text{max}} = 0,472 \text{ м/с}^2$. Цим забезпечуються однакові умови зчеплення катків з рейками, а також створюються однакові силові впливи на вантаж при пуску та гальмуванні.

Час гальмування крана без вантажу

$$[t_T] = \frac{V_{кр}^{\phi}}{[a]_{\max}},$$

$$[t_T] = \frac{0,522}{0,472} = 1,11 \text{ с.}$$

4.5.10 Вибір гальм

Момент сил тертя ходових катків крана при гальмуванні

$$T_{тр}^T = \frac{m_{кр} \cdot g \cdot (f \cdot d_{ц} + 2 \cdot \mu) \cdot \eta_M}{2 \cdot u},$$

$$T_{тр}^T = \frac{7 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot (0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0006) \cdot 0,86}{2 \cdot 40} = 2,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від нахилу шляху при гальмуванні

$$T_{укл}^T = \frac{m_{кр} \cdot g \cdot D_{к} \cdot \eta_M \cdot \sin \alpha}{2 \cdot u},$$

$$T_{укл}^T = \frac{7 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,46 \cdot 0,86 \cdot 0,003}{2 \cdot 40} = 1,02 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Момент опору руху від вітрового навантаження

$$T_{в}^T = \frac{F'_{в} \cdot D_{к} \cdot \eta_M}{2 \cdot u},$$

$$T_{\text{в}}^T = \frac{8,08 \cdot 0,46 \cdot 0,86}{2 \cdot 40} = 0,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент статичних опорів на валу гальм при гальмуванні

$$T_{\text{с}}^T = T_{\text{тр}}^T - T_{\text{укл}}^T - T_{\text{в}}^T,$$

$$T_{\text{с}}^T = 2,1 - 1,02 - 0,04 = 1,04 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сил інерції при гальмуванні крана без вантажу

$$T_{\text{ин}}^T = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot t_T} + \frac{9,55 \cdot m_{\text{кр}} \cdot (V_{\text{кр}}^{\Phi})^2 \cdot \eta_{\text{м}}}{n_{\text{дв}} \cdot t_T},$$

$$T_{\text{ин}}^T = \frac{1,2 \cdot 0,288 \cdot 870}{9,55 \cdot 1,11} + \frac{9,55 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 0,522^2 \cdot 0,86}{870 \cdot 1,11} = 44,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунковий момент на валу гальма

$$T_{\text{р}}^T = T_{\text{ин}}^T - T_{\text{с}}^T,$$

$$T_{\text{р}}^T = 44,6 - 1,04 = 43,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

За розрахунковим значенням $T_{\text{р}}^T$ попередньо вибираємо колодкові гальма ТКГ-100 з приводом від електрогідравлічного штовхача, враховуючи розмір колодок з розміром гальмівного шківа пружної втулично-пальцевої муфти. Основні технічні параметри гальм представлені у 2 розділі даної кваліфікаційної роботи.

4.5.11 Перевірка працездатності гальм

Мінімальна довжина шляху гальмування залежить від числа гальмівних ходових катків, тому

$$S_{\min} = \frac{(V_{\text{кр}}^{\Phi})^2}{k},$$

$$S_{\min} = \frac{0,522^2}{0,9} = 0,303 \text{ м.}$$

Фактична довжина шляху гальмування

$$S^{\Phi} = 0,5 \cdot V_{\text{кр}}^{\Phi} \cdot t_T,$$

$$S^{\Phi} = 0,5 \cdot 0,522 \cdot 1,11 = 0,29 \text{ м.}$$

Таким чином, встановлено, що значення фактичного шляху гальмування більше мінімально необхідного. Умова перевірки виконується. Зважаючи на результати проведених розрахунків, остаточно вибираємо два комплекти обладнання, що складається з електродвигунів *MTF* 011-6 потужністю 2 кВт, редукторів ВКУ-350, гальм ТКГ-100.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на організм людини при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт

Вантажно-розвантажувальні роботи розділяють за трьома основними напрямками, які визначають метод виконання, ступінь загрози та вагові параметри вантажу [21]. За способом реалізації виділяють ручні роботи, операції з використанням допоміжних пристроїв типу лебідок, блоків чи домкратів, а також процеси із застосуванням повноцінних машин, включаючи крани та ліфти.

За рівнем виробничого ризику всі роботи поділяють на чотири групи. До першої відносять малонебезпечні матеріали, як-от метал чи лісоматеріали. Другу групу складають об'єкти, небезпечні через свої великі габарити. Третя група охоплює гарячі та пилові речовини, зокрема цемент, вапно і асфальт. Четверта група об'єднує найбільш небезпечні предмети та речовини, здатні викликати вибух, пожежу, отруєння, опіки чи радіоактивне опромінення. За вагою одного пакувального місця виділяють три категорії: легкі та сипкі вантажі масою до 30 кг, середні вагою від 30 до 500 кг та важкі вантажі понад 500 кг.

Особливої суворості вимагає транспортування специфічних небезпечних речовин, які міжнародна класифікація розділяє на дев'ять офіційних класів. Сюди послідовно входять вибухові речовини, різноманітні гази, легкозаймисті рідини, легкозаймисті тверді речовини та матеріали, окислювальні сполуки, отруйні та інфекційні субстанції, радіоактивні матеріали, їдкі чи корозійно-активні суміші, а також інші специфічні загрози.

Для ідентифікації таких вантажів на упаковку обов'язково наносять спеціальні попереджувальні знаки. Таке маркування має чітку форму квадрата, окантованого чорною лінією та повернутого кутом донизу. Цей квадрат розділений по горизонталі на два однакові трикутники: у верхній частині розміщують графічний символ конкретної небезпеки, а в нижньому кутку роблять

чіткий текстовий напис про характер загрози та зазначають необхідні заходи безпеки.

Виникнення небезпечних ситуацій під час роботи кранового обладнання зумовлене кількома критичними факторами. Найчастіше це пов'язано з ризиком випадкового наїзду крана або рухомого вантажу на навколишнє обладнання та споруди, можливістю падіння об'єктів через неякісну обв'язку, а також травмуванням персоналу неогородженими рухомими деталями машин. Додатково небезпеку створюють загроза ураження струмом при пошкодженні електричної ізоляції та ризик падіння працівників з висоти підкранових шляхів чи консолей.

Безпосередніми причинами травмування людей під час роботи виконавчих органів крана стають грубі організаційні та технічні порушення. Серед них ключовими є відсутність у персоналу спеціального навчання та своєчасних інструктажів, застосування тросів без належного запасу міцності, використання неправильних схем стропування та експлуатація техніки зі зношеними понад норму деталями. Також до аварій призводять помилки в подачі сигналів, несправності в роботі гальмівних систем, незадовільна фіксація вузлів механізму та випадкове спадання тросів із робочих зачеплень.

5.2 Правила техніки безпеки при експлуатації електропривода консольно-козлового крану

До керування консольно-козловим краном допускаються виключно кваліфіковані особи, які пройшли спеціальне навчання та мають відповідне посвідчення. Кожна одиниця обладнання повинна мати технічний паспорт та кранову книгу встановленого зразка. У цих документах фіксуються всі ключові параметри машини, включаючи тип крана, заводський номер, дату введення в експлуатацію, вантажопідйомність, потужність і напругу електропривода, швидкості рухів, типи передач, характеристики барабанів, довжину тросів, масу вузлів, а також навантаження на колеса і рекомендований тип рейок.

Щозміни перед початком роботи кранівник зобов'язаний провести візуальний та технічний огляд при відключеному головному рубильнику. Обов'язковій перевірці підлягає справність електрообладнання, цілісність огорожень, наявність мастила в редукторах і підшипниках, стан тросів, а також робота освітлення і звукового сигналу. Особлива увага приділяється захисним засобам, таким як заземлення, гумові килимки та рукавички. Експлуатація крана з несправними або нерегульованими гальмами механізмів підйому та пересування категорично заборонена. Оскільки ці крани часто задіяні на складних монтажних роботах, персонал повинен мати графічні схеми правильного стропування вантажів і пройти інструктаж щодо безпечного переміщення елементів над раніше змонтованими конструкціями. Під час обслуговування, якщо кранівнику необхідно вийти на настил галереї консолі, рубильник у кабіні обов'язково вимикається, а на ньому вивіщується попереджувальний плакат про роботу людей.

Під час виконання вантажопідйомних операцій діє суворий технологічний регламент. При роботі з масами, близькими до граничної вантажопідйомності в 10 т, вантаж спочатку піднімають на висоту до 100 мм і витримують пару хвилин для перевірки надійності гальмівної системи. Горизонтальне переміщення вантажу візком дозволяється лише після його підйому мінімум на півметра вище за будь-які зустрічні перешкоди. Забороняється перебування людей між вантажем і стінами чи колонами як під час підйому, так і під час опускання. Кранівнику заборонено поєднувати одночасно більше двох робочих рухів, а розвантаження має здійснюватися лише на спеціально підготовлені місця, що виключають перекидання чи сповзання об'єктів. При раптовому зникненні напруги в мережі або після закінчення зміни всі контролери переводяться в нульове положення, вантаж обов'язково опускається на землю, а головний рубильник знеструмлюється, оскільки залишати кран із піднятим вантажем суворо заборонено.

Безпека роботи базується на суворих заборонах та чітких діях у звичайних і аварійних ситуаціях. Категорично забороняється піднімати примерзлі взимку

об'єкти, підтягувати вантажі при косому натягу канатів, відключати прилади безпеки, використовувати кінцеві вимикачі для зупинки механізмів у штатному режимі або залишати кран після роботи без фіксації рейковими кліщами. Також не можна заходити на кран під час руху, переводити приводи на реверс до повної зупинки коліс, залишати на конструкціях неукріплений інструмент або використовувати для огляду переноски з напругою понад 36 В. Машиніст зобов'язаний негайно припинити роботу та опустити вантаж у разі виявлення поломки вузлів, несправності захисних пристроїв, появи напруги на металоконструкціях, частого спрацьовування теплового захисту чи при посиленні вітру понад 6 балів. Якщо в аварійній ситуації опустити вантаж неможливо, небезпечну зону внизу огорожують до моменту ліквідації несправності. У випадках, коли вага довгомірного об'єкта перевищує 10 т і вимагає синхронної роботи двох кранів, загальне керівництво процесом покладається на особу, відповідальну за безпечну експлуатацію всього кранового господарства підприємства.

5.3 Висновки по розділу

В даному розділі кваліфікаційної роботи був проведений аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на організм людини при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт. З метою усунення та запобігання впливу зазначених небезпечних факторів на людину сформульовані правила техніки безпеки при експлуатації електропривода консольно-козлового крану.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної роботи огляд різновидів вантажопідіймальних машин і механізмів та наведено вимоги до конструкції консольно-козлового крана. Представлені основні технічні характеристики електропривода запропонованого виробу, а саме механізмів: підйому спуску/вантажу зі швидкістю 0,23 м/с, переміщення вантажного візка зі швидкістю 0,21 м/с та переміщення крана в загальному вигляді зі швидкістю 0,5 м/с, а також технічні характеристики його основних комплектуючих елементів електрообладнання, вибраних в результаті виконаних розрахунків.

На основі виконання математичних розрахунків отримано значення необхідних обертових моментів електропривода консольно-козлового крана для механізмів підйому/спуску вантажу, переміщення вантажного візка та переміщення крана. Виконано вибір необхідного комплектного обладнання. Забезпечено роботу електропривода крана без перегрівання виконавчих електродвигунів. Розроблено 3D модель конструкції електропривода консольно-козлового крана вантажопідйомністю 10 т з можливістю обробки вантажів у межах робочої зони розміром 38×4,25 м. Представлено електричну принципову схему керування електроприводом механізму переміщення крана та описано принцип її роботи.

Всі прийняті в кваліфікаційній роботі технічні рішення супроводжуються відповідними формулами, рисунками та графічними характеристиками.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Григоров О.В., Петренко Н.О. Вантажопідіймальні машини: навчальний посібник. – Х.: НТУ «ХП», 2005. – 304 с.
2. Баладінський В.Л., Тугай А.М., Гаркавенко О.М., Русан І.В. Будівельна техніка: підручник. – К.: КНУБА, 2002. – 236 с.
3. Слободян Н.М., Пономарчук І.А. Вантажопідйомні машини: навчальний посібник. – В.: ВНТУ, 2020. – 87 с.
4. Воляннюк В.О. Підйомно-транспортні машини (системи): конспект лекцій Ч.1. – К.: КНУБА, 2019. – 144 с.
5. Denis Molnár, Miroslav Blatnický, J. Dižo. Comparison of analytical and numerical approach in bridge crane solution. *Manufacturing technology*, 2022, 22(3). DOI: 10.21062/mft.2022.018
6. Yanyang Liang, Renxing Li, Tianle Liu, Chenmin Lin, Tianlei Wang, Yuebang He. An enhanced coupling optimal trajectory planning for bridge cranes. *Journal of mechanical engine*, 2023. DOI: 10.1177/09544062231190797
7. Lei Tang, Zhong Tian, Shu Wu, Yufei He. Condition monitoring method for bridge crane equipment based on bim technology and bayesian theory. *Advances in intelligent systems, computer science and digital economics IV*, 2023. DOI: 10.1007/978-3-031-24475-9_55
8. Shaole Cai, Qihuai Chen, Tianliang Lin, Mingkai Xu, Haoling Ren. Automatic Shift Control of an Electric Motor Direct Drive For An Electric Loader. *Machines*, 2022, 10(5): 403. DOI: 10.3390/machines10050403.
9. Haizhou Lu, Xianghua Ma, Yinzong Ye. Energy coupling control of bridge crane based on adaptive fuzzy strategy. *Journal of physics conference series*, 2023, 2479(1):012055. DOI: 10.1088/1742-6596/2479/1/012055
10. Tianlei Wang, Nanlin Tan, Jiongzhi Qiu, Zhaoming Zheng, Chengmin Lin, Hongmin Wang. A novel model-free adaptive terminal sliding mode controller for bridge cranes. *Measurement and control*, 2023, 56(7-8):1217-1230. DOI: 10.1177/00202940221143851

11. V.S. Loveikin, Yuriy Romasevych. Optimization of bridge crane movement control. *Science & Technique*, 2018, 17(5):413-420. DOI: 10.21122/2227-1031-2018-17-5-413-420
12. Leopold Hrabovský, Daniel Čepica, Karel Frydrýšek. Detection of mechanical stress in the steel structure of a bridge crane. *Theoretical and applied mechanics letters*, 2021, DOI: 10.1016/j.taml.2021.100299
13. Zhongye Liu, Chuntong Liu, Zhenxin He, Yuanying Gan, Bojian Li. Analysis of coupled vibration and swing characteristics of bridge crane. *Journal of physics conference series*, 2021, 2012(1):012016. DOI: 10.1088/1742-6596/2012/1/012016
14. Yurii Chovnyuk, Petro Cherednichenko, Volodymyr Kravchyuk, Olga Ostapushchenko, Igor Kravchenko. Analysis of oscillations occurring in bridge-type crane when it hits the end stops. *Urban development and spatial planning*, 2023. DOI: 10.32347/2076-815x.2023.83.366-373
15. Sunandana srelakshmi, Swaminathanlakshmi, Swaminathandinesh P.A. Mathematical modelling of electrostatically actuated cantilever beams. 2023. DOI: 10.21203/rs.3.rs-3430494/v1
16. Тіряєв В.І. Автоматизований електропривод: навчальний посібник. Ч.2. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 204 с.
17. Видмиш А. А., Ярошенко Л.В.. Основи електропривода. Теорія та практика: навчальний посібник, Ч.1. – Вінниця: ВНАУ, 2020. – 387 с.
18. Лавріненко Ю.М., Марченко О.С., Савченко П.І., Синявський О.Ю., Войтюк Д.Г., Лисенко В.П. Електропривод: підручник. – К.: 2009. – 504 с.
19. Булгар В.В. Теорія електроприводу: збірник задач. – Одеса: ОНПУ, Поліграф, 2006 – 408 с.
20. Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П., Бондарєв С.В., Горбатенко Ю.П., Барабанов В.Я. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: підручник. – К.: 2009. – 734 с.
21. Іванов В. М., Коржик Б. М., Смирнитська М. Б., Дмитрієв С. Л. Посібник з охорони праці для підприємств, організацій та фірм. – Х.: Форт, 2008. – 328 с.